

# Informe Proyecto Final

---

Tema:

Fabricación de paneles evaporativos para climatización. Diseño y desarrollo de un sistema de dispensado de hojas de papel corrugado.

**Director:**

Ing. Matias Waldino Orue

**Docentes:**

Ing. Esp. Rubén Monti

Ing. Sebastián Benzi

Ing. Cristian Brunas

**Alumnos:**

Rattero, Angelo

Viola Schulz, Enzo

*11 de noviembre de 2022*

“Nuestra recompensa se encuentra en el esfuerzo y no en el resultado. Un esfuerzo total es una victoria completa”.

Mahatma Gandhi

## **AGRADECIMIENTOS**

A nuestras familias, pilares fundamentales en los que nos hemos apoyado para nunca dejar de luchar por nuestros objetivos.

A nuestros amigos, compañeros de tristezas y alegrías, que han compartido nuestro camino, dándonos su apoyo incondicional cada vez que los necesitamos.

A nuestros profesores, mentores en lo académico y ejemplos en lo humano.

## RESUMEN

Con el fin de aumentar la productividad y el bienestar de sus trabajadores, una empresa oriunda de la ciudad de Diamante, Entre Ríos busca automatizar sus procesos productivos implementando las tecnologías disponibles en el mercado.

El objetivo del presente trabajo es buscar la factibilidad de construcción e implementación de un equipo que debe introducirse en la cadena productiva existente del comitente, adaptándose a sus particularidades y garantizando la confiabilidad necesaria para no incurrir en contratiempos. Nuestra meta ha sido, en todo momento, la concreción de una serie de objetivos específicos inherentes a las necesidades de la planta, pero sin descuidar aspectos esenciales como lo son la economía o la seguridad de los operarios y del entorno.

Han sido aspectos fundamentales tenidos en cuenta a lo largo del desarrollo de todo el proyecto la idealización de soluciones que garanticen un trato especial para con el producto manipulado, persiguiendo de este modo la conservación de la calidad del producto final. Por otra parte, se buscó en toda ocasión aportar soluciones fácilmente asequibles, capaces de ser construidas con componentes de amplia difusión en el mercado.

Por último, se modelizó el equipo propuesto en el Software de diseño CAD SolidWorks 2018, del que se partió para generar la planimetría presentada.

## ABSTRACT

In search of increasing its productivity and the wellness of its employees, a company from the city of Diamante, Entre Ríos seeks the automation of its productive processes by means of the implementation of the technologies available in local market.

The objective of this final degree project is to find the feasibility and implementation of an equipment that must be introduced directly in the client's existent productive process, adapting itself to its particularities and guaranteeing the reliability needed. Our goal has been, in every moment, achieving factory's specific objectives regarding the equipment designed, without dismissing essential facts as project economy and employees and environment security are.

Planification of solutions that take special care of the product has been a fundamental fact along the developing of the entire project, this way we try to protect in every moment final product quality. Furthermore, it was always our desire to reach solutions easily makeable, with components obtainable in local market without difficulty.

Finally, the equipment was modeled by using SolidWorks 2018 CAD design software, from where we made step to obtain project planimetry.

## CONTENIDO

1.-Introducción .....	8
2.-Objetivos .....	8
2.1.-Objetivos Generales .....	8
2.2.-Objetivos Específicos.....	8
3.-Marco Contextual.....	9
3.1.-Panel Evaporativo .....	9
3.1.1.-Constitución y Método de Funcionamiento .....	9
3.1.2.-Aplicaciones.....	11
3.2.-Comitente del Proyecto.....	12
3.3.-Proceso Productivo de un Panel Evaporativo .....	13
3.3.1.-Formación de la Hoja y del Batch.....	13
3.3.2.-Dispensado Manual de las Hojas .....	14
3.3.3.-Pegado de las Hojas del Batch .....	15
3.3.4.-Procesos Posteriores.....	16
3.4.-Requisitos Dimensionales y Operativos.....	16
3.5.-Característica del Material Utilizado .....	17
4.-Anteproyecto.....	18
4.1.-Diseño de Conceptos.....	18
4.2.-Descripción de los Conceptos .....	19
4.2.1.-Tecnología del Vacío .....	19
4.2.2.-Tecnología Mecánica .....	21
4.3.-Estudio de factibilidad de aplicación de las propuestas .....	22
4.4.-Selección de Factibilidad .....	22
5.-Desarrollo.....	24
5.1.-Sistema de Elevación de Hojas .....	26
5.1.1.-Selección de las Guías.....	27
5.1.2.-Carga Total a Elevar .....	30
5.1.3.-Mecanismo de Elevación .....	31
5.1.4.-Selección del Motor .....	32
5.1.5.-Selección del Reductor.....	34
5.1.6.-Dimensionado de Chaveta.....	35
5.1.7.-Selección del Soporte Partido .....	37
5.1.8.-Cordones de Soldadura .....	38
5.1.9.-Selección de Tensor para la Cadena.....	39
5.2.-Sistema de Vacío para Succión de Hojas.....	40
5.2.1.-Cálculo de Peso de Pieza a Manipular .....	41
5.2.2.-Fuerzas de Succión - ¿Cómo hacen las ventosas para soportar altas fuerzas?.....	41

5.2.3.-Calculo de Fuerza de Succión .....	43
5.2.4.-Criterio de Selección de Ventosa .....	43
5.2.5.-Calculo Generadores de Vacío - “Bombas de Vacío” .....	46
5.2.6.-Electroválvula Neumática .....	48
5.2.7.-Elementos Adicionales de Montaje.....	49
5.2.8.-Esquema Neumático Sistema de Vacío.....	50
5.2.9.-Mecanismo de Desplazamiento Cama de Ventosas .....	51
5.2.10.- Validación Mecanismo Agarre Cama Ventosas- Cilindro Neumático .....	56
5.2.11.-Conductería .....	59
5.3.-Sistema de Apoyo de Hojas .....	60
5.3.1.-Esquema Constructivo .....	61
5.3.2.-Verificación de la Parrilla .....	62
5.3.3.-Selección de las Guías.....	63
5.3.4.-Actuadores Neumáticos .....	64
5.3.5.-Apoyos y Vinculaciones .....	65
5.4.-Sistema de Empuje.....	68
5.4.1.-Proposición de Alternativas .....	68
5.4.2.-Análisis Temporal .....	70
5.4.3.-Selección de la Barra 1 (de Empuje).....	70
5.4.4.-Selección de la Barra 2.....	71
5.5.-Protecciones y Seguridades.....	73
5.6.-Selección de PLC (Programmable Logic Controller) .....	75
5.6.1.-Diagrama de Flujo de Programación.....	77
5.6.2.-Elementos Adicionales al PLC.....	77
5.7.-Selección de Variador de Frecuencia.....	77
5.8.-Elementos Adicionales Eléctricos.....	78
6.-Diseño Final .....	80
7.-Posibles Aspectos de Mejora .....	85
8.-Impacto del Proyecto .....	86
8.1.-Impacto Ambiental.....	86
8.2.-Impacto Social.....	86
8.3.-Impacto Económico .....	86
9.-Conclusión .....	87
10.-Bibliografía .....	87
11.-Anexos .....	88
11.1.-Anexo A: Listado de Imágenes y Tablas .....	88
11.2.-Anexo B: Cálculos Adicionales .....	91
11.2.1.-Selección de Barra y Actuador Neumático – Sistema de Apoyo .....	91

11.2.2.-Selección de Carros y Guías en C – Sistema de Apoyo.....	95
11.2.3.-Selección de Barra 2 y Actuadores Neumáticos – Sistema de Empuje.....	96
11.2.4.-Verificación Chapa de Agarre – Sistema de Succión .....	98
11.3.-Anexo C: Planimetría.....	101
11.4.-Anexo D: Plan de Mantenimiento Preventivo .....	135
11.5.-Anexo E: Data Sheet de Elementos .....	137

# 1.-INTRODUCCIÓN

La refrigeración de grandes ambientes constituye una problemática considerable a la hora de solventar económicamente el acondicionamiento de un recinto. Es por esto que en el mercado existen diferentes alternativas a los métodos tradicionales que permiten alcanzar las condiciones exigidas para la actividad desarrollada a un menor costo. Este es el caso de la tecnología de enfriamiento evaporativo, que aprovecha el calor absorbido por el agua líquida al evaporarse para bajar la temperatura del aire, permitiendo a su vez acondicionar recintos de gran volumen y alta renovación.

De entre los mecanismos convencionales empleados para producir enfriamiento evaporativo, uno de los más comunes es el Panel Evaporativo de papel (o bien Panel Adiabático; en inglés, *Cooling Pad* o *Pad Cooling*). Este producto, si bien no se encuentra difundido para aplicaciones de climatización de ambientes ocupados por humanos en nuestro país, tiene su nicho de mercado en aquellos empleados para la cría de pollos y cerdos. Su aplicación se encuentra actualmente en igual grado que el enfriamiento por Aspersión de Agua, el método tradicional, y ganando espacio en el mercado con el correr de los años, pues cada vez son más los productores que se dejan seducir por las ventajas que el enfriamiento evaporativo ofrece.

La comercialización de Paneles Evaporativos se ve dificultada por el hecho de que no existe en nuestro país fábrica alguna de estos productos, con excepción de *Dolltec*, la del comitente utilizado para el desarrollo de este proyecto, recientemente conformada. Por tanto, y especialmente hasta hace algunos años, la mayor parte del mercado de Paneles Evaporativos debió ser de manufactura extranjera, lo que encareció considerablemente el precio y dificultó la difusión de este producto y del enfriamiento evaporativo en general.

Ahora bien, tras la conformación y puesta en marcha de la mencionada fábrica de paneles evaporativos, y tras ser interrogado por quienes realizan este trabajo en relación a sus necesidades e inquietudes, el comitente informó su voluntad de automatizar cierta etapa del proceso productivo, evitando así la realización de tareas simples, repetitivas y monótonas a un operario. Es de esta manera como nace el presente proyecto, apuntando a dar solución a un requerimiento particular, en un proceso productivo específico y con necesidades propias de un rubro sumamente peculiar.

Seguidamente, y luego de realizar ciertos intercambios con el comitente, se establecieron los objetivos particulares que debieron ser satisfechos por la solución a proponer. Es así como surgieron, paralelamente a la necesidad de automatización antes mencionada, la importancia que debió prestarse a la seguridad de los operarios y del entorno, y la necesidad de optimización del resultado logrado. Es por ello que la propuesta final se debió constituirse en una solución efectiva pero segura y económicamente viable, tanto en su materialización como en su operación y mantenimiento.

Keywords: *Cooling Pad, Process Automation, Paper Sheet, Corrugated Paper, Adiabatic Pad.*

## 2.-OBJETIVOS

### 2.1.-Objetivos Generales

Diseñar un equipo para el dispensado de hojas corrugadas que permita automatizar el proceso productivo de paneles evaporativos de manera confiable y eficiente, sin descuidar la seguridad de los operarios o el entorno ni maltratar el producto.

### 2.2.-Objetivos Específicos

- Lograr un diseño que cumpla efectivamente con el dispensado de las hojas.
- Generar un mecanismo automatizado que garantice un funcionamiento confiable y seguro.
- Cumplimentar los requisitos dimensionales y operativos definidos por las instalaciones y maquinaria existentes y las necesidades del comitente.



- Optimizar el diseño, constituyéndose en un equipo eficiente tanto en su construcción como en su operación.

### 3.-MARCO CONTEXTUAL

#### 3.1.-Panel Evaporativo

Los Paneles Evaporativos se constituyen de hojas de papel de celulosa corrugadas y están diseñados para lograr la refrigeración de una corriente de aire a través de la evaporación del agua, imponiendo una caída de presión relativamente baja y permitiendo años de uso confiable.

Para poder operarlo, se vierte agua sobre su cara superior que, al descender a través del panel, lo impregna completamente. El aire, forzado a pasar a través del panel, fluye por el interior de las crestas de papel corrugado, atravesándolo por su interior. En este pasaje, arrastra el agua que el panel puede cederle, enfriándose al evaporarla. Finalmente, el exceso de agua gotea por su zona inferior, y es recolectado para ser recirculado hacia el panel.

Se trata de un mecanismo ampliamente difundido en el rubro de la refrigeración, especialmente en el de la refrigeración evaporativa, pues el medio mecánico empleado (el Panel Evaporativo) permite lograr una gran área de contacto entre el aire y el agua con un volumen reducido y bajas pérdidas de carga, favoreciendo su evaporación y logrando así excelentes valores de eficiencia.

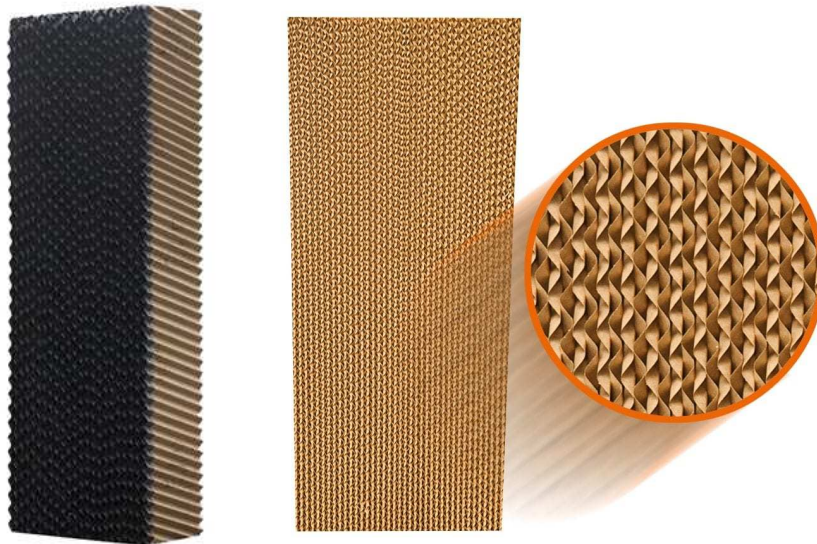


Imagen 1: Panel Evaporativo.

##### 3.1.1.-Constitución y Método de Funcionamiento

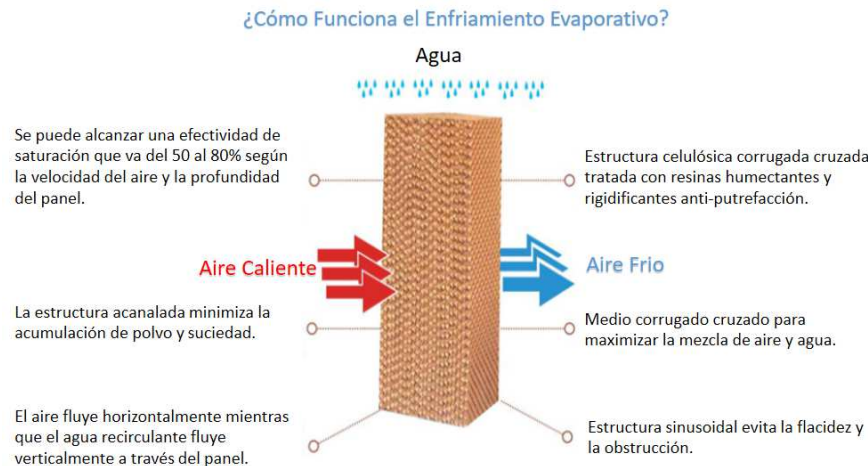
El Panel Evaporativo se constituye de hojas de papel celulósico impregnadas en una serie de productos especiales (vulgarmente llamados “Resina”) que le proporcionan una óptima resistencia mecánica y un alto índice de absorción de agua, a la vez que mejoran la vida útil del producto final. Estas hojas han sido corrugadas en forma triangular (con ángulos de corrugado que varían según demanda del cliente, generalmente oscilantes entre los  $15$  y  $45^\circ$ ) para permitir que, al pegarlas una sobre otra alternando su orientación, puedan dejarse canales para el pasaje del aire. Este diseño logra un medio mecánico con un área de contacto con el aire considerablemente grande pero que ocupa un volumen escaso, permitiendo alcanzar una gran eficiencia de evaporación y mantiene al mismo tiempo una caída de presión relativamente baja.

El principio de funcionamiento de los Paneles Evaporativos (y de los mecanismos de refrigeración evaporativa en general) se basa en el enfriamiento experimentado por el aire al entrar en contacto con una

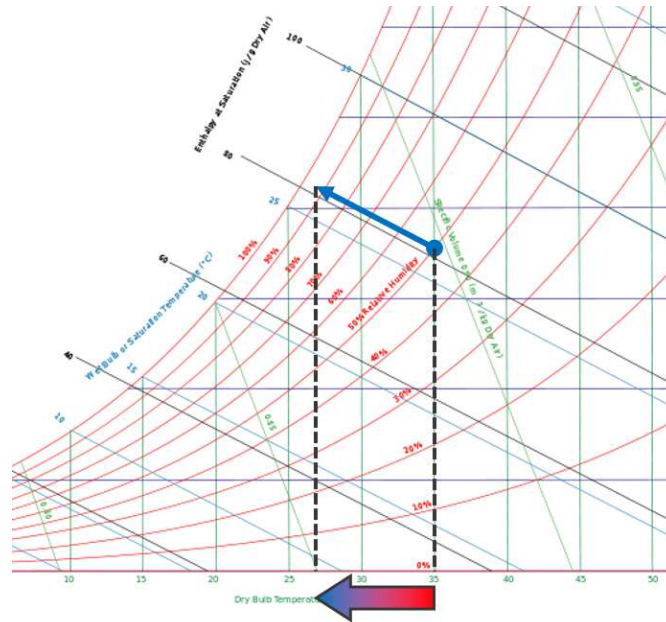
masa de agua, provocando su evaporación. Simplificadamente, se trata de un intercambio de energía térmica entre el aire y el agua, en la que el aire cede el calor que el agua absorbe para evaporarse, logrando así el descenso de temperatura del caudal de aire a costa de cederle humedad. Por tratarse de un intercambio energético sin aporte/extracción de calor externo es que a los Paneles Evaporativos se los conoce también como “Paneles Adiabáticos”.

Las ventajas que se obtienen al emplear este sistema frente a las otras alternativas comerciales son más que considerables:

- Consumo eléctrico pequeño: el sistema requiere únicamente el funcionamiento de una bomba elevadora de agua que debe vencer una columna generalmente pequeña (no más de  $2,50\text{ m}$ ) y con caudales muy pequeños.
- Eficiencia evaporativa alta: la mayoría de los paneles permite alcanzar humedades relativas de hasta el  $95\sim 98\%$  en el aire refrigerado, principalmente gracias al gran área de contacto agua-aire.
- Descenso de temperatura del aire mayor: directamente vinculada con la eficiencia evaporativa, cuanto mayor sea ésta tanto lo será el descenso de temperatura del aire alcanzado.
- Mantenimiento de la higiene: dado que este mecanismo no alcanza la saturación del aire, no se producen gotas en el aire refrigerado. De esta manera no se moja el interior del recinto, lo que en muchas aplicaciones puede afectar a las personas o animales cuyo confort se busca, o a su entorno.
- Filtrado mecánico del aire ingresado: lo que ayuda a mitigar la entrada de aves o insectos en los lugares de utilización.



**Imagen 2:** Características de un Panel Evaporativo.



**Imagen 3:** Transformación Adiabática experimentada por el aire al evaporar el agua del Panel Evaporativo (flecha azul) y Descenso de Temperatura de Bulbo Seco (TBS) lograda (eje horizontal, flecha roja-azul).

### 3.1.2.-Aplicaciones

El principal campo de aplicación de los Paneles Evaporativos es la climatización de grandes recintos, especialmente aquellos con grandes caudales de renovación, como es el caso de recintos donde se encuentren seres vivos. Sin embargo, dada la dificultad que presenta el principio de funcionamiento para alcanzar una temperatura específica deseada, así como la cantidad de humedad remanente en el aire refrigerado, su aplicación en ambientes ocupados por personas es escasa.

Sin embargo, hay casos en que los parámetros de confort son un tanto más permisivos, y posibilitan el empleo de esta tecnología. Tal es el caso de la cría de pollos (tanto parrilleros como gallinas ponedoras y/o madres) o de cerdos, que se constituyen los principales consumidores de este tipo de tecnología actualmente en nuestro país. Es tenido en cuenta que, en estas aplicaciones, los Paneles se comercializan en el formato que se ha presentado (tanto en dimensiones como en tamaño del corrugado e inclinación), generando una estandarización para así facilitar su implementación en obra.

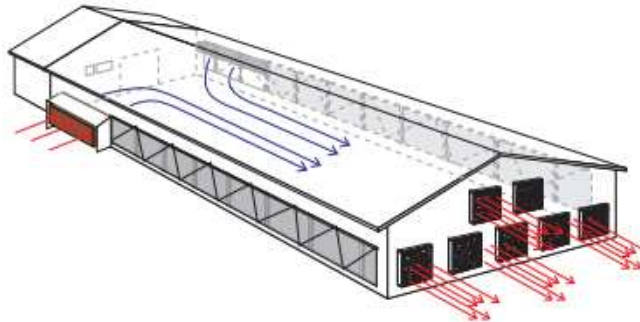
Otras aplicaciones de menor preponderancia, pero igualmente destacables, son la climatización de viveros, huertas y criaderos de hongos, de cavas de vino, granjas porcinas, naves industriales, etc.

Por otra parte, puede mencionarse que, en países donde la electricidad tiene un costo más elevado (principalmente en el viejo continente), se está recurriendo a la tecnología evaporativa para aclimatar grandes ambientes ocupados por personas. Casos típicos son los centros comerciales, terminales, espacios abiertos, espacios de trabajo o zonas de congestión temporaria, como los eventos al aire libre.



**Imagen 4:** Implementación de Paneles Evaporativos en criaderos de pollos.

Para su implementación en criaderos de pollos se los suele disponer formando una pared compacta en uno de los extremos de la nave. Luego, se recurre a extractores de aire que, ubicados en el extremo opuesto de la edificación, generan presiones negativas en su interior que fuerzan la entrada de aire exterior a través de los paneles. Al mismo tiempo, se recurre a un sistema de bombeo para mantener humedecidos los paneles permanentemente, permitiendo que el aire que los atraviesa arrastre consigo la mayor cantidad de agua posible y recirculando el excedente. Luego, por tratarse de una transformación isoentálpica, se logra reducir la temperatura del aire ingresado aportándole humedad.



**Imagen 5:** Modo de funcionamiento en criaderos de pollos.

### 3.2.-Comitente del Proyecto

La empresa *Dolltec*, oriunda de la ciudad de Diamante, Entre Ríos, se avoca a la producción de Paneles Evaporativos y es quien ha solicitado ayuda en la optimización de su proceso productivo, razón por la que se constituye Comitente del presente proyecto.



**Imagen 6:** Localización de la fábrica del Comitente: Ruta 11 kilómetro 64,50 en Diamante, Entre Ríos.

Fundada hace relativamente poco tiempo (2018), desde sus inicios en la PyME se han realizado automatizaciones del proceso productivo original pero siempre en un grado relativamente pequeño. Sin embargo, dada la mayor complejidad de la intervención necesaria en este caso, el comitente ha optado por solicitar asistencia en lo que al desarrollo técnico refiere, limitándose a brindarnos su valiosa ayuda y/o comentarios en los casos en que ha sido menester tener en cuenta la voz de la experiencia.

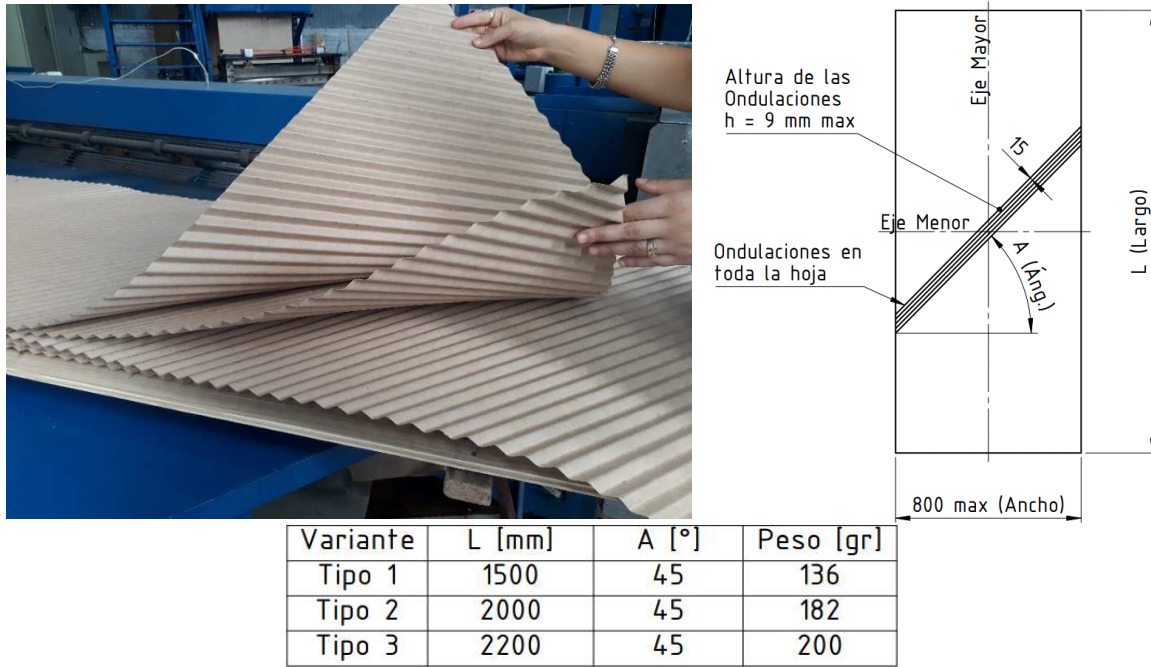
Cabe mencionar que es voluntad del comitente proceder a la materialización de la solución planteada no bien finalizado el desarrollo del trabajo, y no solamente disponer del mismo como un proyecto de concreción eventual.

### **3.3.-Proceso Productivo de un Panel Evaporativo**

Dado que el Comitente ha solicitado el diseño de un equipo capaz de intervenir directamente sobre el proceso de fabricación, resulta importante hacer una breve mención del mismo, a saber:

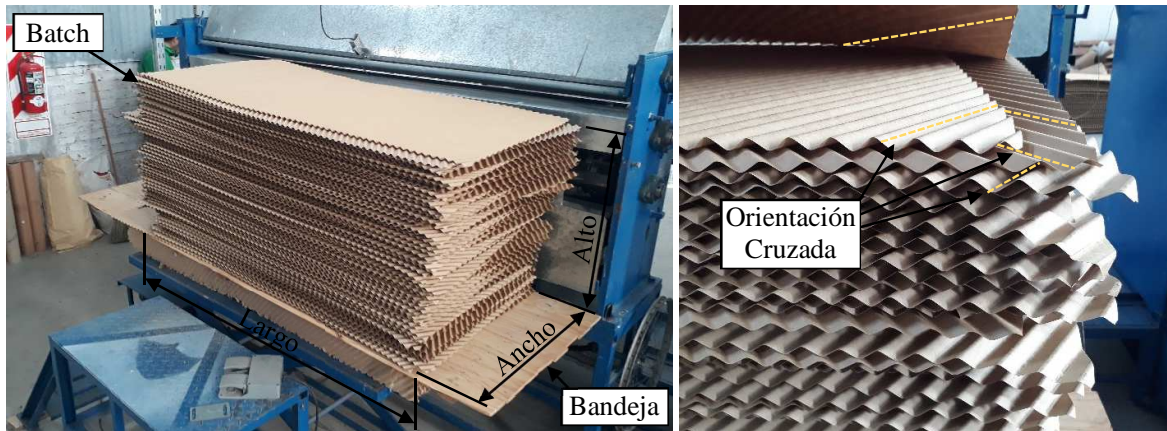
#### **3.3.1.-Formación de la Hoja y del Batch**

La primera parte del proceso productivo de un Panel Evaporativo consiste en la conformación de hojas rectangulares de papel tipo Kraft corrugado, cuyas dimensiones máximas permitidas son las presentadas a continuación.



**Imagen 7:** Hojas de Papel Kraft corrugadas y curadas: foto real y dimensiones. Nótese su escasa rigidez.

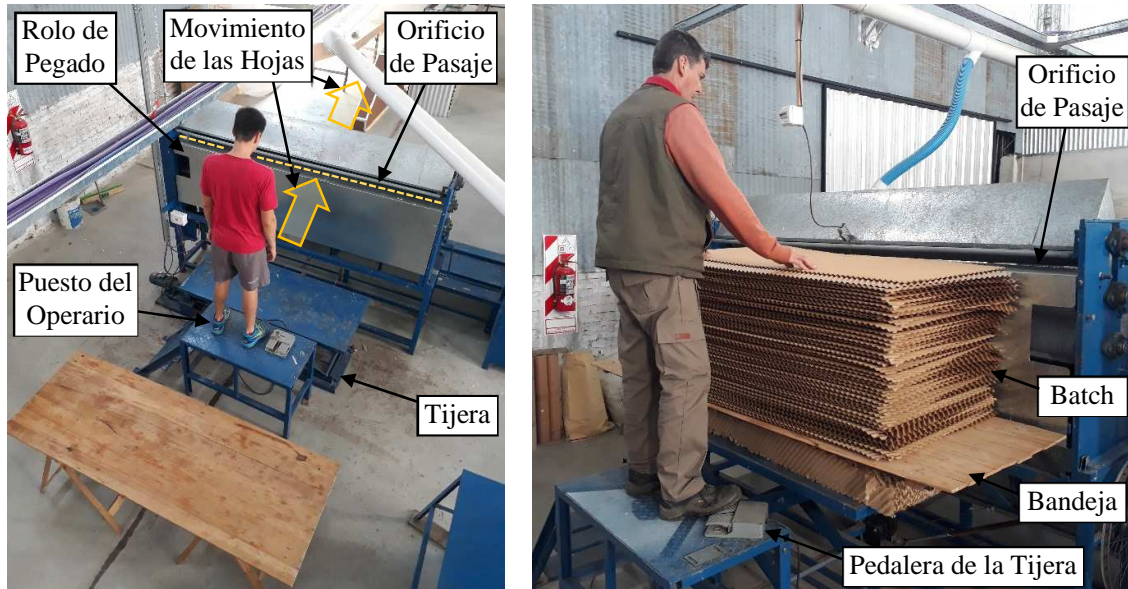
Estas hojas son apiladas de manera tal que la orientación de su corrugado no coincida, formando así un Batch de 90 hojas con una altura máxima de 80,00 [cm]. Este conjunto de hojas egresa de un proceso de cocción previo sobre una bandeja para facilitar su movilidad, de modo tal que puede ser llevado a la etapa siguiente por los trabajadores sin mayor dificultad.



**Imagen 8:** Batch cocido: dimensiones y foto de su estado antes de avanzar en el proceso productivo.

### 3.3.2.-Dispensado Manual de las Hojas

La etapa siguiente del proceso productivo consiste en el pegado de las hojas una sobre otra, de modo tal que el bloque conformado ya no puede desarmarse. Para ello, el batch de hojas sin pegar es transportado sobre la bandeja para ser depositado sobre un mecanismo de tijera, del cual se vale un trabajador para elevar el conjunto progresivamente mientras introduce las hojas en el Rolo de Pegado una por una.



**Imagen 9:** Puesto de dispensado de hojas: el operario empuja las hojas para que ingresen individualmente en el Rolo de Pegado.

Como se podrá notar, el método de dispensado de las hojas es manual, y debe ser ejecutado por un operario encargado exclusivamente de introducir las hojas una a una, a la vez que hace subir al conjunto (con el mecanismo de tijera) cada cierto tiempo para facilitar la primera tarea. No es difícil imaginar la monotonía y la simpleza de las operaciones mencionadas, las cuales interrumpen su curso normal únicamente en caso de que el operario en el puesto siguiente solicite una pequeña pausa, para retomar inmediatamente su ritmo natural.

### 3.3.3.-Pegado de las Hojas del Batch

El paso siguiente en el proceso productivo es el pegado de las hojas, el cual se realiza en el Rolo de Pegamento. Esta máquina consiste en una serie de rodillos que elevan pegamento líquido desde una batea inferior hasta un rolo cuyo giro es accionado por un motor. Las hojas introducidas individualmente en la máquina son traccionadas por este rolo, que al hacerlo moja las crestas inferiores del corrugado con pegamento. Al depositarse las hojas con pegamento una sobre otra se vuelve a formar el batch, que ya no puede desarmarse.



**Imagen 10:** Proceso de recepción de las hojas con pegamento (izquierda) y batch completo ya pegado (derecha).

Completado el pegado de la última hoja, éstas avanzan sobre una camilla hacia una etapa de prensado y horneado donde el pegamento cura finalmente por efecto de la temperatura.

### 3.3.4.-Procesos Posteriores

Culminadas las etapas antes mencionadas, se corta el batch para obtener finalmente los Paneles Evaporativos, que pueden ser pintados posteriormente con un recubrimiento especial para aumentar su resistencia y vida útil si el cliente así lo desea.



**Imagen 11:** Batches pegados y curados listos para ser aserrados (izquierda) y Paneles Evaporativos ya cortados (derecha).

## 3.4.-Requisitos Dimensionales y Operativos

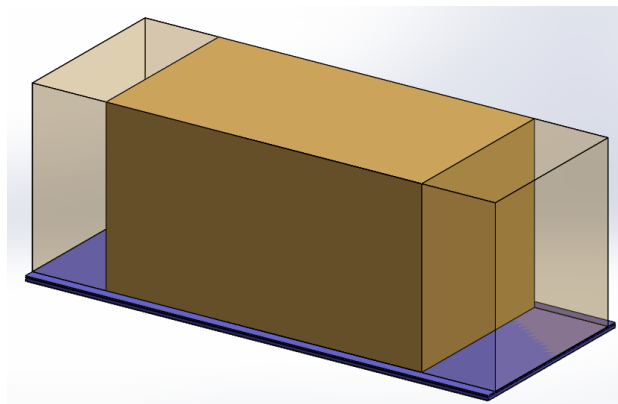
El equipo desarrollado deberá realizar, en la mayor medida posible, las tareas realizadas por el operario encargado del dispensado manual de las hojas. Con él se busca relevar al operario de este puesto de trabajo excesivamente monótono para que pueda hacerse cargo de tareas de mayor complejidad.

Entonces, el equipo desarrollado debe ser capaz de manipular un batch de hojas corrugadas con las siguientes características:

- Largo máximo: 2200,00 [mm].
- Alto máximo: 9,00 [mm].
- Ancho máximo: 800,00 [mm].
- Peso máximo: 200,00 [gramos].
- Cantidad de Hojas por Batch: 90.

Este batch ha de ser recibido sobre una bandeja metálica con las siguientes características:

- Largo: 2200,00 [mm].
- Alto: 25,00 [mm].
- Ancho: 900,00 [mm].
- Peso: 6,00 [kg].



**Imagen 12:** Representación esquemática del batch completo sobre la bandeja. Se emplea transparencia para representar la hoja más grande (Variante Tipo 3), y opacidad para la hoja más pequeña (Variante Tipo 1).



Para preservar el funcionamiento normal y seguro de la línea el equipo deberá, además:

- Entregar las hojas con un ritmo mínimo de cuatro segundos por hoja.
- Poder ser detenido temporalmente con un pedal de parada.
- Poder ser detenido con accionamientos de emergencia.
- Dar señales visuales y sonoras de finalización del ciclo.

### 3.5.-Característica del Material Utilizado

Para el desarrollo del proyecto se buscó trabajar con un material que sea resistente a las condiciones de trabajo, como así también que sea de fácil adquisición.

Dado que la mayoría de los fabricantes de perfiles o estructurales de nuestra región, manufacturan sus productos en acero **IRAM F24**, se ha decidido considerarlo como el material base para el desarrollo del proyecto. a este material El mismo presenta las siguientes características:

- *Tensiones de Fluencia:*

$$\sigma_{fl} = 240,00 \text{ [MPa]}$$

Considerando un coeficiente de seguridad mínimo de  $\nu = 2$ , las tensiones admisibles del material resultan:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{2} = 120,00 \text{ [MPa]} \quad (\text{tensiones longitudinales})$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2} = 60,00 \text{ [MPa]} \quad (\text{tensiones transversales})$$

- *Módulo de Elasticidad Longitudinal:*

$$E = 210.000,00 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

- *Módulo de Elasticidad Transversal:*

$$G = 81.000,00 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

- *Coefficiente de Poisson:*

$$\gamma = 0,296$$

- *Coefficiente de Dilatación Térmica:*

$$\alpha_a = 12 * 10^{-6} \text{ [cm/cm * }^\circ\text{C]}$$

- *Peso Específico:*

$$\gamma_a = 78,50 \text{ [kN/m}^3\text{]}$$

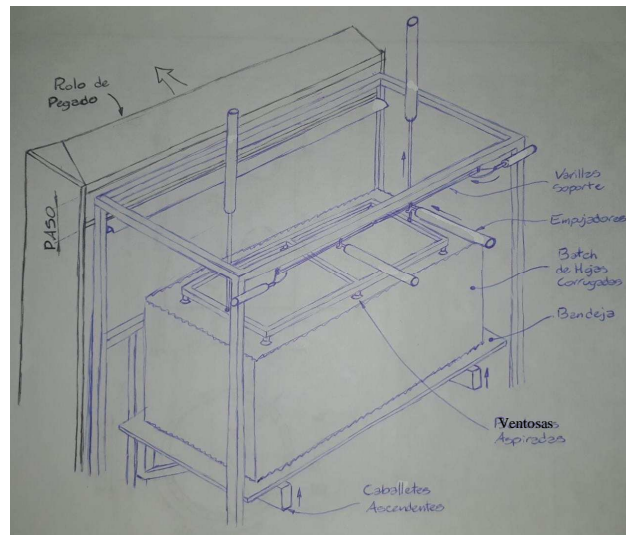
## 4.-ANTEPROYECTO

### 4.1.-Diseño de Conceptos

Para el presente proyecto se plantearon dos alternativas constructivas, cuyo objetivo común se ha descrito anteriormente, y puede resumirse como: lograr el correcto dispensado de hojas corrugadas hacia el sistema de rodillos encargado de suministrar el adhesivo.

#### Propuesta 1:

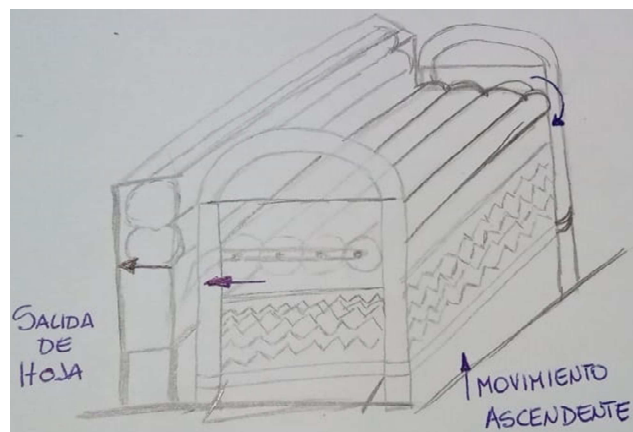
Se planteó la utilización de ventosas que, por medio de un sistema de vacío, lograrían la extracción vertical de la hoja colocada en la parte superior del *batch*, separándola de las demás y posibilitando su dispensado hacia la siguiente etapa.



**Imagen 13:** Cama de Ventosas- Croquis de propuesta N°1.

#### Propuesta 2:

Como segunda alternativa se pensó el movimiento de la hoja superior del batch hacia el rolo de pegado por medio de un conjunto de rodillos dispuestos uno a continuación del otro en forma paralela al batch de hojas. Éstos, por encontrarse dotados de movimiento giratorio, desplazarían las hojas una a una hacia los rodillos con adhesivo.



**Imagen 14:** Impulsión Mediante Rodillos- Croquis de propuesta N°2.

Para ambos casos, se requiere que las hojas sean elevadas de forma sincronizada con el ritmo de dispensación del equipo, es decir, manteniendo la hoja que se encuentra en el tope del batch a una misma

altura. El control de este sistema, que deberá ser automático y adaptarse al ritmo en que el equipo se encuentre operando, se realizará mediante un *PLC (Programmable Logic Controller)*.

Durante el análisis de las posibles alternativas de trabajo, se han considerado mecanismos similares a los seleccionados como propuestas constructivas, los cuales fueron depurados en base a un criterio principal: la manipulación de la hoja.

Buscando alternativas comerciales, se consideró el mecanismo de dispensado de hojas empleado por las impresoras. Sin embargo, tras analizarlo se encontró que no es susceptible de ser aplicado con hojas corrugadas, ya que la planitud y homogeneidad de las hojas es requisito mandatorio para su aplicabilidad.

## 4.2.-Descripción de los Conceptos

A continuación, se presenta una breve descripción de las tecnologías empleadas en cada una de las propuestas constructivas, para concluir luego en una breve comparación.

### 4.2.1.-Tecnología del Vacío

Se llama vacío al campo de las presiones inferiores a la atmosférica. El vacío se mide a partir del cero relativo (presión atmosférica) como una presión negativa, siendo el valor máximo de  $-1,013 [bar]$  (vacío absoluto). La diferencia de presiones entre el vacío y la presión atmosférica, convenientemente aplicada sobre superficies, arrojará como resultante una fuerza de succión que, sumada a la posibilidad de desplazamiento, permite obtener trabajo utilizable en la automatización.

La tecnología de vacío utilizada ofrece al sector de la automatización soluciones de agarre sobre cualquier tipo de piezas, adaptándose a su geometría, tamaño, porosidad, textura, fuerzas transversales y a su volumen. El objetivo de utilizar sistemas de sujeción por vacío es aportar alternativas que ayuden a aumentar la optimización de los trabajos y favorecer su productividad.

En la generación de vacío, lo que se busca es generar una presión negativa, la cual es provocada al expulsar la presión del aire al exterior de la ventosa favoreciendo de este modo sujetar una pieza. Hay que señalar que el factor clave es la diferencia de presión dentro y fuera de la ventosa, la cual es provocada por la bomba de vacío, quien se encarga de evacuar el aire que permanece en la ventosa.

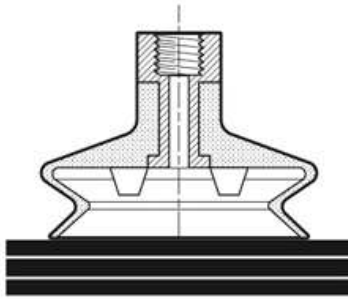
Las técnicas de vacío presentan las siguientes ventajas en el sector de la automatización:

- Capaces de trabajar con piezas a gran velocidad.
- Gran precisión en su trabajo.
- Incorporan equipos neumáticos muy flexibles a la hora de integrarlos a los trabajos.
- Menor consumo de energía que otros sistemas.
- El sistema de vacío es un sistema limpio, lo que le favorece a la hora de ser incorporado en ambientes que requieren gran limpieza como puede ser el sector alimenticio.
- Requieren una configuración muy fácil de integrar en equipos automáticos.
- Se adaptan perfectamente en la automatización de final de línea y del packaging.
- Muy adaptables a la rugosidad de los materiales.

La generación del vacío que debe existir en el interior de una ventosa para poder sujetar una pieza puede lograrse por dos métodos ampliamente difundidos: presionando la ventosa sobre el objeto a sujetar (logrando así que el aire escape y no pueda volver a ingresar), o bien aspirando el aire contenido entre la ventosa y el objeto por medio de un generador de vacío. La fuerza de sujeción se crea por la diferencia de presión existente entre la ventosa y el exterior.

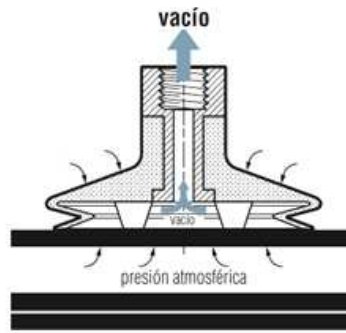
Para soltar un objeto se elimina la depresión existente en el interior de la ventosa, igualando la presión con el aire atmosférico. Por lo tanto, el tiempo que se mantendrá una pieza sujeta a una ventosa será proporcional al tiempo que logre mantenerse la diferencia de presión entre el exterior y el interior de la ventosa. Entre los aspectos que influyen en la capacidad de generar y mantener el vacío son importantes la porosidad de la pieza sujeta y el generador de vacío empleado.

1- APROXIMACIÓN



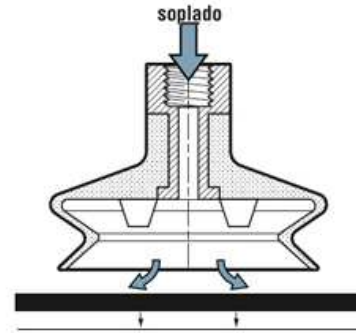
Para que no se produzca ningún choque con la superficie de la pieza y para que se adapte correctamente a sus formas, la ventosa en el ejemplo dispone de 1,5 fuelles.

2- AGARRE



En este momento la ventosa está sometida al vacío que aspira la pieza empujada por la presión atmosférica. De este modo las ventosas y las piezas se mantienen solidarias durante el desarrollo del proceso (transfer, embalaje,

3- SUELTA

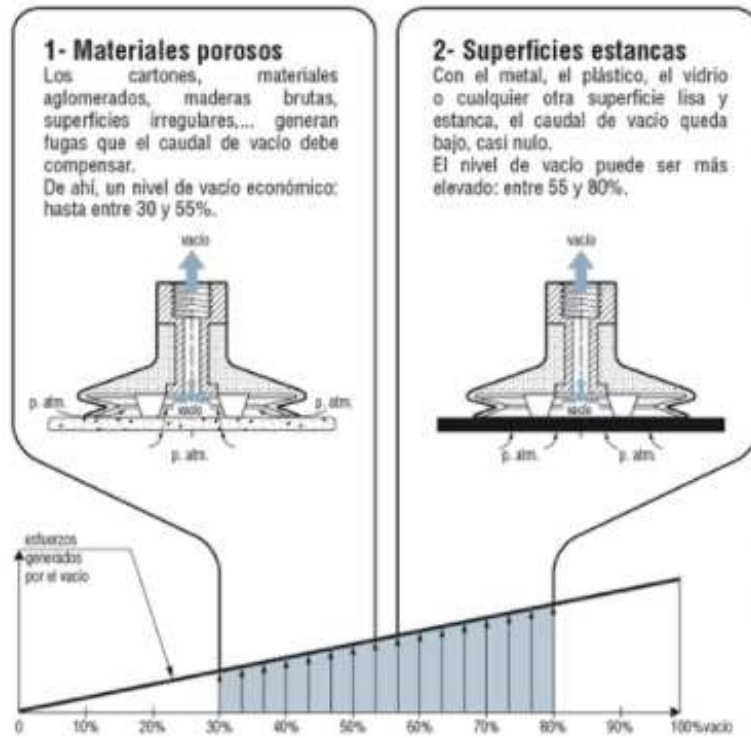


Al final de la aspiración, el vacío se interrumpe soltando la pieza. En la mayoría de los casos un soplado de aire facilita la suelta para evitar todo pegado y permitir la reanudación rápida del ciclo siguiente.

**Imagen 15:** Metodología de Vacío.

El nivel de vacío con el cual se debe trabajar se determina en función del material a manipular. Para este caso, se trata de cartón corrugado, material poroso que impone la conveniencia de emplear niveles de vacío de entre 30~55%.

NIVELES DE VACÍO Y DIMENSIONADO DE LAS VENTOSAS



En la práctica, no todas las superficies a agarrar son estancas. Si el material es poroso ó la superficie rugosa, las fugas de vacío a través del material ó bajo los labios de la ventosa son inevitables. En este caso, hay que mantener un gran caudal de vacío para compensar las fugas y, de este modo, mantener el agarre. Esto se logra económicamente y eficazmente con un bajo nivel de vacío. Por ello, dentro del intervalo 30 a 80% de los niveles de vacío recomendados, hay dos zonas distintas, según el tipo de pieza a agarrar.

**1- Materiales porosos**  
La zona 30 a 55% de vacío es la más eficaz y económica, teniendo en cuenta los caudales de vacío a garantizar. Para obtener los esfuerzos de mantenimiento deseados, las ventosas serán dimensionadas en consecuencia.

2- Superficies estancas

En este caso, la zona entre 55 y 80% de vacío proporciona excelentes resultados. Los esfuerzos obtenidos son mayores (curvas aquí al lado) y permiten utilizar ventosas más compactas.

Imagen 16: Nivel de Vacío en base al material.

DOS NIVELES ESTÁNDAR

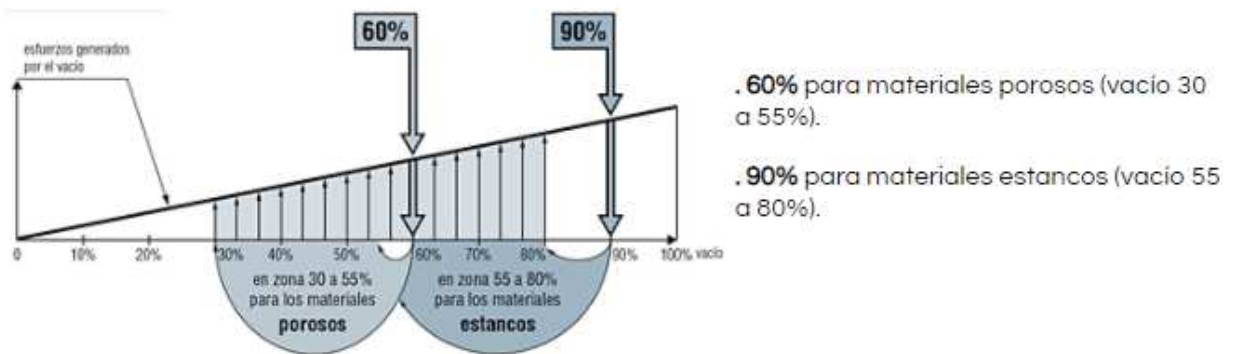


Imagen 17: Nivel de Vacío en base al material.

4.2.2.-Tecnología Mecánica

La manipulación de objetos por medios mecánicos es uno de los casos más comunes de interacción en la industria. Se trata, en la generalidad de los casos, de valerse de la fuerza de contacto entre dos sólidos para generar una fuerza de rozamiento entre sus superficies tal que permita la sujeción entre ambos.

Según indica la física, el valor de esta fuerza de rozamiento depende del material de los sólidos en contacto. Pero, además, en la práctica debe tenerse en cuenta factores como la forma de los cuerpos que interactuarán, su rigidez, su rugosidad, los contaminantes que pudieran existir en la zona de contacto, entre otros. Es por ello que la manipulación mecánica no es siempre la opción más recomendable, especialmente si se trata de objetos que deben tratarse con delicadeza.

La aplicabilidad de esta tecnología en un caso como el de la Propuesta N° 2, en que se recurre a rodillos para arrastrar la hoja superior del *batch*, dependerá de que sea posible encontrar un material para los rodillos que permita arrastrar la hoja venciendo el rozamiento que la mantiene estática en la parte superior del *batch*. Sin embargo, debe considerarse que:

- Un rozamiento insuficiente/inadecuado no lograría un movimiento de hoja correcto.
- Un rozamiento excesivo/inadecuado causaría un deterioro en la calidad del material.
- Un material de rodillo inadecuado podría generar un deterioro en la calidad del material.

### 4.3.-Estudio de factibilidad de aplicación de las propuestas

Un punto importante a tener en cuenta al momento de pensar la aplicabilidad de las alternativas presentadas es conocer los servicios disponibles en la planta de comitente, de los que puede valerse el equipo para operar normalmente.

En la planta del comitente se cuenta con:

- ✓ Aire Comprimido: 6,00 [bar].
- ✓ Electricidad: 220 [VD] / 380 [VY].

En ambos casos, se trata de servicios actualmente en uso en diversas maquinarias, y con instalaciones suficientemente robustas como para absorber sin problemas la carga de un equipo extra. En caso de ser necesario, el comitente se ha comprometido a mejorar la capacidad de suministro disponible.

Ahora bien, se presenta una breve mención de dos posibilidades tecnológicas consideradas inviables en este caso:

- La locación del comitente no presenta equipos ni instalaciones hidráulicas debido a que los procesos que se realizan en ella no requieren movilizar grandes cargas. Por esto, se ha optado por generar los movimientos de los equipos por otros medios, evitando así costos extra de instalación, mantenimiento y capacitación.
- En cuanto a la Energía Mecánica, se ha optado por evitar su utilización debido a la gran dificultad en la modulación/regulación. Esto se debe a que luego de que se realiza la vinculación con el equipo que comanda, la velocidad del equipo comandado es muy difícil de regular a gusto, complicando la cómoda manipulación y automatización del proceso. Además, al sustraer energía de otro equipo puede verse comprometido su funcionamiento, pudiendo ocasionar deterioros o reducciones apresuradas de la vida útil de sus componentes.

Otro punto a considerar es el referente al cuidado que se debe tener en la manipulación de las hojas: sus relativamente grandes dimensiones y forma corrugada favorecen su escasa rigidez. Se deberá prestar especial atención a la manipulación de las hojas ya que no se deben presentar roturas o una entrada incorrecta en la siguiente etapa del proceso (ingreso de más de una hoja a la vez o un ingreso no parejo, es decir, corrimiento de la hoja), las cuales generarían un deterioro en la calidad tanto de la hoja como del panel evaporativo logrado.

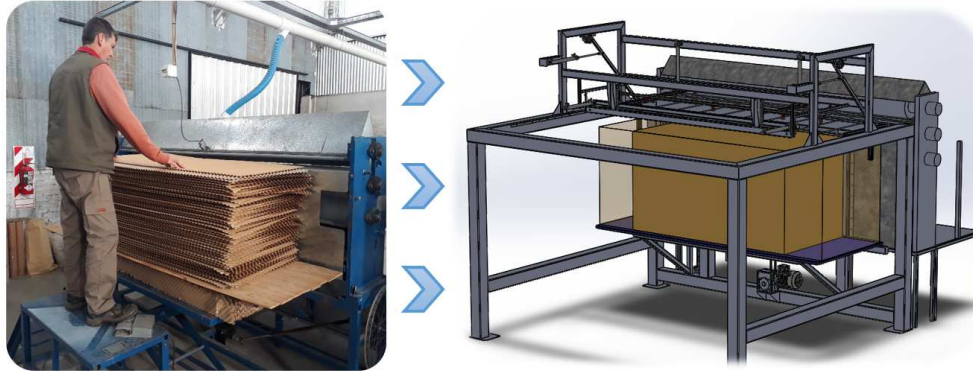
### 4.4.-Selección de Factibilidad

Tras analizar las ventajas e implicancias que conlleva la aplicación de una u otra de las tecnologías antes mencionadas, y considerando la posibilidad de materialización de los mecanismos ideados, es que se pensó en desarrollar el Proyecto en torno a la Propuesta N°1. Esta decisión fue tomada teniendo en cuenta aspectos tales como:

- Cantidad de Movimientos: para lograr el correcto funcionamiento del equipo, la Propuesta N°1 requiere de cuatro movimientos, en tanto que la propuesta N°2 solo de dos. Considerando este factor, se podría pensar que la alternativa N°1 sea la que cuente con mayor cantidad de puntos débiles: por tener más mecanismos se esperaría una mayor probabilidad de falla, o bien mayores posibilidades de maltrato de la hoja durante su manipulación.
- Automatización y Efectividad: Dados los diseños propuestos, se puede asegurar que en la primera propuesta planteada se generará un agarre totalmente efectivo de una y solo una hoja, lo cual no puede ser garantizado por la segunda propuesta debido a su forma de dispensar las hojas hacia el Rolo de Pegado. Este es el cuello de botella que se presenta para su correcto funcionamiento, ya que el mismo no puede recibir más de una hoja por vez: en caso de que esto ocurra, deben descartarse ambas hojas “mal pegadas” y sustraerse reemplazos de *batches* posteriores para suplementar la pérdida (lo que acarrea una pérdida económica y de tiempo, y que afecta además a la productividad).
- Complejidad del Mecanismo: En este sentido, se puede notar que la propuesta N°1 es una alternativa más compleja en factores de automatización. Esto se debe a que posee mayor cantidad de movimientos y piezas asociadas que pueden derivar en roturas, atascamientos o fallas de cualquier tipo. Sin embargo, no se trata en ningún caso de mecanismos de alta complejidad.
- Cuidado del Producto: Se entiende que las ventosas planteadas en la propuesta N°1 lograrán, por medio de la succión, un trato más cuidadoso de la hoja corrugada, evitando así su deterioro o posible rotura. Sin embargo, en el caso de existir una mala regulación de la plataforma de ascenso en la propuesta N°2, se podría producir un aplastamiento de las hojas contra los rodillos: en este caso se requiere una regulación muy precisa de la velocidad de ascenso.
- Respuesta frente a Cambios (Adaptación): Se espera que ambos mecanismos planteados sean adaptables a los cambios que puedan ocurrir durante la producción: tamaño de la hoja, altura del corrugado, ritmo de producción, cantidad de hojas del *batch*, rugosidad superficial, entre otros. Poder tolerarlos es condición necesaria para cualquier alternativa planteada.
- Seguridad del Operario y Entorno: Ninguna de las dos propuestas requiere de la presencia permanente de un operario para el normal funcionamiento del equipo; se espera además que su operación no comprometa en ningún caso la seguridad de ninguna persona que pudiera acercarse ni la integridad del entorno. Se considera este aspecto una condición necesaria para el diseño del equipo, sea cual fuere este.

## 5.-DESARROLLO

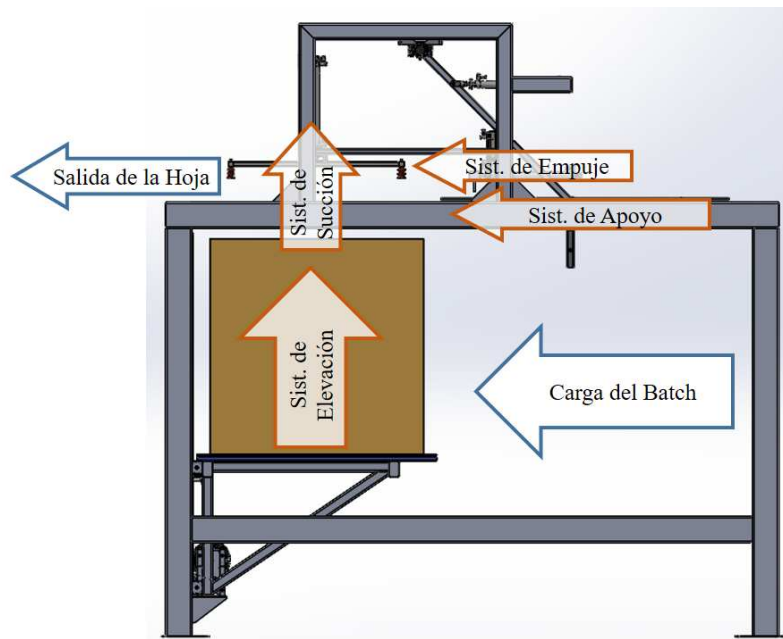
El equipo desarrollado se plantea como una alternativa directa al puesto que el operario ocupa en la cadena productiva, por lo que su ubicación física es justamente aquella. A continuación, se presenta una esquematización de su situación en la planta:



**Imagen 18:** Ubicación del equipo en la cadena productiva: junto al Rolo de Pegado.

Para simplificar el análisis y cálculo del equipo propuesto, se dividió al mismo en cuatro secciones de singular importancia, vinculadas directamente con las cuatro operaciones principales que deben satisfacerse para lograr el objetivo general del equipo: dispensar adecuadamente las hojas de papel corrugado. Atendiendo a esto es que se han propuesto cuatro sistemas fundamentales que serán analizados individualmente:

- ❖ Sistema de Elevación de Hojas.
- ❖ Sistema de Vacío para Succión de Hojas.
- ❖ Sistema de Cama de Apoyo de Hojas.
- ❖ Sistema de Empuje de Hojas.



**Imagen 19:** Representación Funcional de los Sistemas.



Estos sistemas se encargan, en conjunto, de lograr el objetivo global del equipo, siendo cada uno de ellos un componente fundamental y necesario para alcanzarlo.

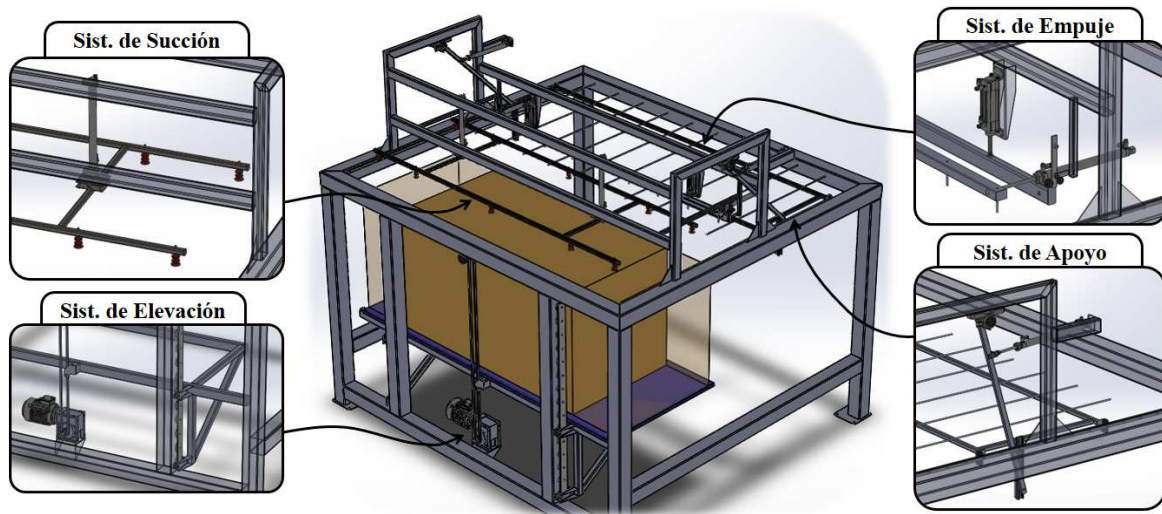


Imagen 20: Sistemas constitutivos del equipo.

De manera simplificada y a modo de referencia, se presenta a continuación la secuencia operativa del equipo desarrollado que le permite alcanzar el objetivo perseguido:

1. La primera etapa del proceso de dispensado consiste en la elevación del *batch* de hojas cargado en el equipo. De ello se encarga el Sistema de Elevación, que continúa elevando la bandeja cargada a medida que las hojas superiores son retiradas del tope del *batch*, a fin de mantener un “nivel” constante.

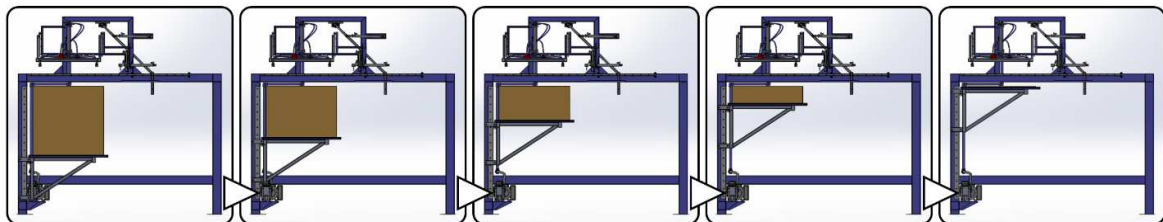


Imagen 21: Elevación progresiva de la bandeja cargada a medida que avanza el dispensado (Sistema de Elevación).

2. La segunda etapa consiste en la elevación de la hoja ubicada en el tope del *batch* de manera individual. Para ello, el Sistema de Succión baja hasta hacer contacto con ella y, haciendo uso de ventosas, la sujeta para elevarla. Luego, el Sistema de Apoyo se encarga de introducir por debajo de ella la parrilla, sobre la que la hoja será depositada.

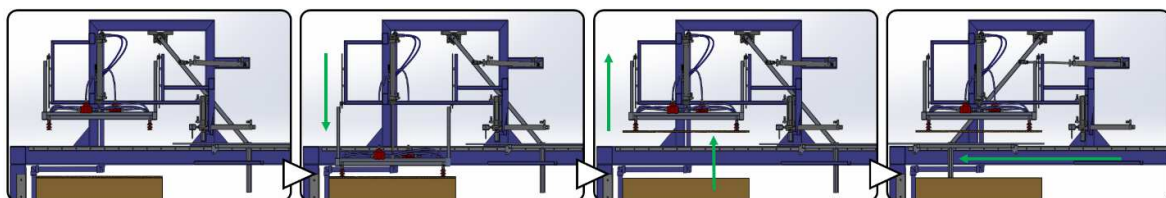


Imagen 22: Elevación de la hoja (Sistema de Succión) y ubicación de la parrilla (Sistema de Apoyo).

3. La tercera etapa consiste primeramente en la liberación de la hoja, lo que se logra interrumpiendo el vacío de las ventosas para que esta caiga hacia la parrilla. Luego, el Sistema de Empuje hace uso

de sus dos actuadores para impulsar la hoja hacia el Rolo de Pegado, que por encontrarse operando la arrastrará hacia si mismo una vez que haya contacto entre ambos.

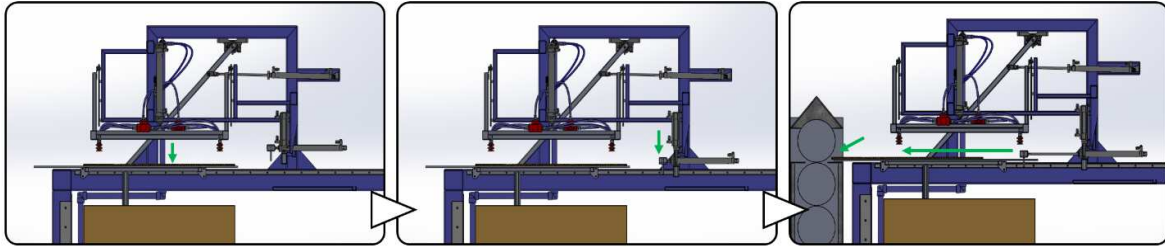


Imagen 23: Liberado de la hoja y empuje hacia el Rolo de Pegado (Sistema de Empuje).

4. Por último, los sistemas se retiran para permitir reiniciar el ciclo y dispensar la hoja que se encuentra ahora en el tope del *batch*.

Para que sea factible la aplicación del equipo a la cadena productiva, debe respetar el ritmo mínimo de producción que esta puede alcanzar. En este sentido, y como se mencionó anteriormente, el comitente impone tiempo de hasta 4 segundos por hoja del *batch*.

Ahora bien, se propone a continuación una división del tiempo del que se dispone para realizar los movimientos del equipo, los cuales deben ser respetados por cada etapa para no comprometer el tiempo global. Ellos son:



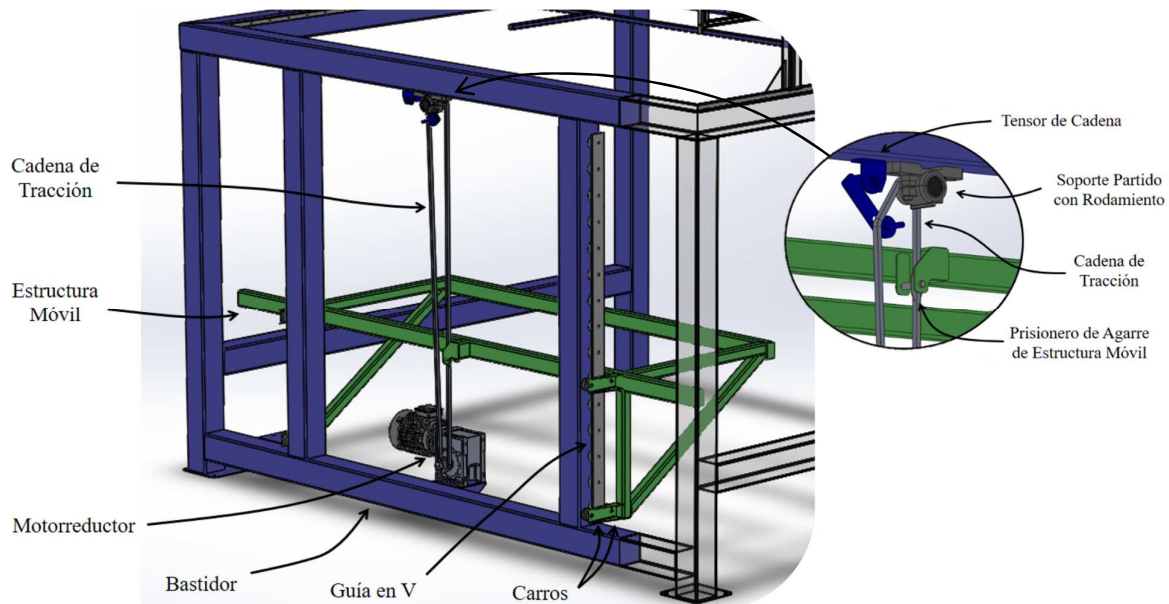
Imagen 24: Tiempos de Accionamientos.

Definido este aspecto de singular importancia, se aborda a continuación el desarrollo de cada uno de los sistemas antes mencionados, para avocarse finalmente a la integración global en el equipo.

### 5.1.-Sistema de Elevación de Hojas

El sistema en cuestión deberá encargarse del ascenso, mantenimiento y descenso de la bandeja cargada con hojas durante la operación del equipo. Se entiende que se trata de uno de los sistemas principales que componen al equipo dado que debe recibir la bandeja proveniente del paso previo del proceso productivo,

asegurar su correcta sujeción, y encargarse de su elevación progresiva a medida que las hojas son dispensadas hacia el paso siguiente en el proceso.



**Imagen 25:** Componentes principales del Sistema de Elevación.

### 5.1.1.-Selección de las Guías

Las guías constituyen los elementos que permitirán el deslizamiento controlado de un componente respecto de otro, de manera segura y evitando desalineaciones o interrupciones. Su aplicación en la industria se encuentra ampliamente difundida, y se recomienda siempre que se deba proyectar un equipo con movimiento de componentes.

### Estimación de la Carga

Para comenzar a dimensionar este sistema, se hace necesario estimar la carga que debe elevar durante su operación normal. Para esto, se han supuesto los siguientes dimensiones y pesos:

- Bandeja Cargada:

Bandeja: 6,00 [kg]

Batch Completo: 0,20 [kg] \* 90 hojas = 18,00 [kg] → 24,00 [kg]

SUBTOTAL: 30,00 [kg]

- Estructura Móvil: Se propuso su construcción en perfilera estructural normalizada, arrojando los siguientes pesos:

□ 60x40x3,20 :  $L = 2,40 [m] + 1,60 [m] = 4,00 [m] \rightarrow 18,00 [kg]$

□ 40x40x2,50 :  $L = 2 \cdot (0,90 + 0,50 + 0,70) [m] = 4,20 [m] \rightarrow 11,80 [kg]$

└ 1½"x1½"x3,20 :  $L = 2 \cdot 0,50 [m] = 1,00 [m] \rightarrow 1,90 [kg]$

SUBTOTAL: 31,70 [kg]

Sin embargo, para que se produzca la sujeción de una hoja y su posterior elevación, ha de descender la cama de ventosas desde una posición superior hasta hacer contacto con la hoja ubicada en el tope del batch. En este momento, el Sistema de Elevación debe soportar no solo el peso de la Cama de Ventosas, sino también el empuje de los Cilindros Neumáticos que la movilizan. Por tanto, se estima que se tendrá:

- Cama de Ventosas:

Ventosas:  $200,00 [g] \cdot 10 u = 2,00 [kg]$

$\square 20 \times 20 \times 1,60 : L = 2 \cdot 2,00 [m] + 3 \cdot 0,60 [m] = 5,80 [m] \rightarrow 5,10 [kg]$

Vinculaciones Mecánicas:  $2,00 [kg]$

Implementos Neumáticos Extra:  $0,50 [kg]$

SUBTOTAL:  $9,60 [kg]$

- Empuje de los Cilindros Neumáticos: Se ha propuesto implementar dos cilindros FESTO modelo *DSNU – 20 – 250 – PPV – A – S10*, recomendados para movimientos rápidos de cargas pequeñas.

Empuje:  $F = 12,00 [kg] \cdot 2 @ 6 [bar] \rightarrow F = 24,00 [kg]$

SUBTOTAL:  $24,00 [kg]$

*Nota: pesos por metro lineal de perfilera extraídos de Tabla de Perfiles Normalizados del INTI.*

Para seleccionar el sistema de Guía y Rodillo más adecuado ha de calcularse primeramente la carga que debe soportar. Así, si se suman las cargas antes detalladas, se obtiene un valor parcial de:

$$P_{P1} = (30,00 + 31,70 + 9,60 + 24,00) [kg] = 95,30 [kg]$$

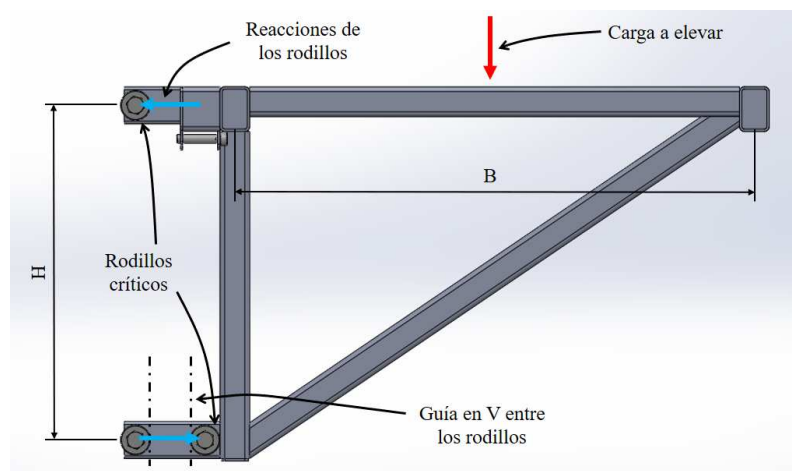
Aplicando un Coeficiente de Seguridad de  $\nu = 3$  por efectos dinámicos y/o desconocidos, se tiene que la carga ascensional que debe soportarse es de, aproximadamente:

$$P_{N1} = P_{P1} \cdot \nu = 95,30 [kg] \cdot 3 \cong 300,00 [kg]$$

### Selección de los Rodillos

Para permitir el ascenso de la Estructura Móvil, se ha decidido implementar una serie de accesorios pensados especialmente para este tipo de aplicaciones, como lo son los las Guías de Rodillos *Nadella*. Este reconocido fabricante, cuya vasta experiencia en aplicaciones industriales lo ha convertido en uno de los líderes del mercado, ofrece diversas soluciones para movilidad de equipos y/o componentes que son de aplicación en casos como el presente.

Para seleccionar la Guía de Rodillos óptima debe recordarse que la carga, que actuará igualmente repartida hacia las dos guías verticales que conducirán el movimiento de la Estructura Móvil, producirá sobre cada una de ellas fuerzas perpendiculares a la dirección de desplazamiento exclusivamente, según se desprende de la descomposición de fuerzas:

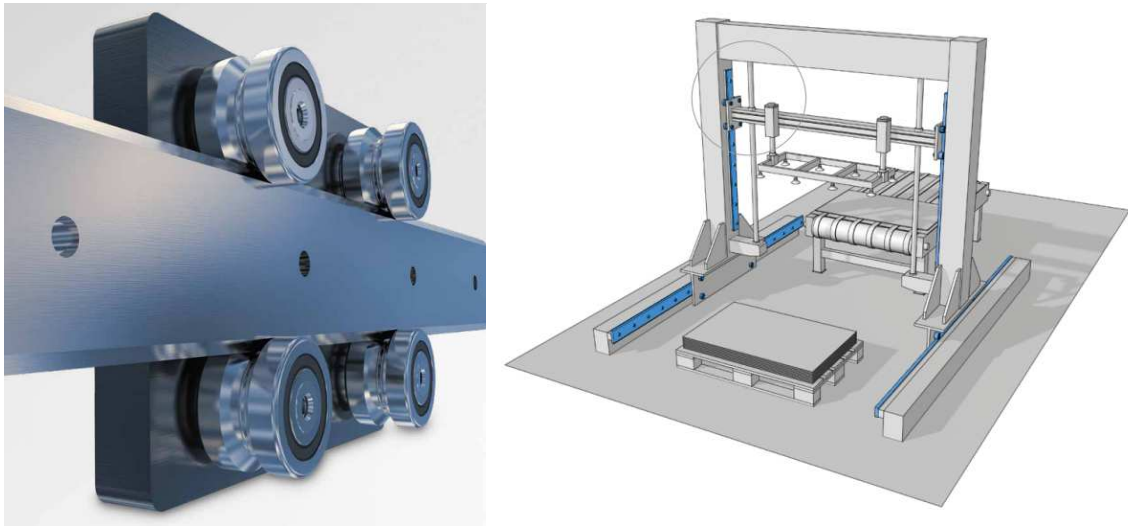


**Imagen 26:** Descomposición de la Carga a elevar en Fuerzas Transversales que deberá resistir el sistema de Guías y Rodillos.

$$P_T = \frac{\frac{P_{N1}}{2} \cdot \frac{B}{2}}{H} = \frac{300,00 [kg] \cdot 0,90 [m]}{2 \cdot 0,50 [m]} = 135,00 [kg]$$

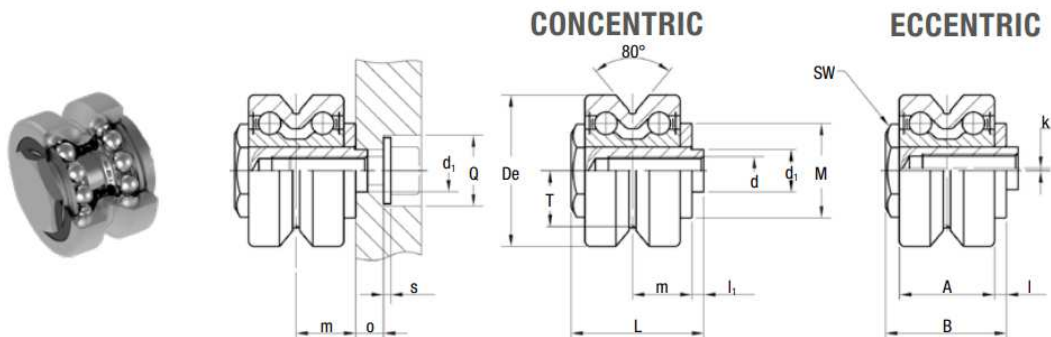
*Nota: Estrictamente, debería haberse calculado el baricentro de las cargas respecto de la recta de acción de las guías y los carros, para poder deducir correctamente el valor de las fuerzas que actuarán sobre los carros. Sin embargo, dada la forma relativamente homogénea de las partes consideradas (con la sola excepción de la Estructura móvil, cuya forma tiene su centro de masas en una posición incluso más favorable) y la diversidad de efectos no considerados, se asume que cualquier incertidumbre será absorbida por el Coeficiente de Seguridad seleccionado.*

Tras analizar la situación del equipo, se ha optado por la implementación de un sistema de “Guía y Rodillos en V” cuya versatilidad, simpleza constructiva y costo conforman un óptimo balance entre confiabilidad y eficiencia económica.



**Imagen 27:** Sistema de Guías y Rodillos en V seleccionado y ejemplo de aplicación propuesto por el fabricante.

Los rodillos se han seleccionado en función de la carga que deben soportar, cuyo valor es de 135,00 [kg] cada uno, como se indicó anteriormente. De catálogo, se han seleccionado rodillos concéntricos modelo **FR 40 EU AS**, con capacidad de carga radial de 2120,00 [N]=212,00 [kg] (y su par excéntrico **FRR 40 EU AS** de iguales prestaciones), valor que supera ampliamente el mínimo impuesto.



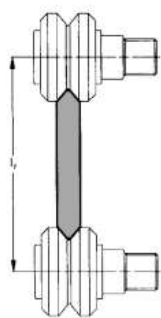
**Imagen 28:** Rodillos en V seleccionados.

Como se puede notar en el esquema, estos rodillos han sido diseñados para montarse mediante un bulón pasante que produzca el apriete necesario para con la pieza que deban sujetar.

Al respecto de la selección de rodillos excéntricos, esto se debe a que permiten regular con más precisión el juego libre que el conjunto deja sobre la guía. Sin embargo, debe aclararse que, para minimizar posibles desajustes, serán ubicados en las posiciones menos comprometidas.

### Selección de la Guía

Al respecto de la guía a implementar, el fabricante facilita recomendaciones de tamaños compatibles, lo que agiliza considerablemente su selección. Con solo haber decidido optar por una guía con riel de caras endurecidas por chorro de arena fue suficiente para poder encontrar una recomendación aceptable.



FS ... MT	Guide roller size			
	19 ...	22 ...	32 ...	40 ...
FS 19 MT	36.2	37.6		
FS 22 MT		44.2		
FS 32 MT			67.4	
FS 35 MT			72.4	78 <sup>1)</sup>
FS 40 MT			88.1 <sup>1)</sup>	93.7
FS 47 MT				109.3 <sup>1)</sup>
FS 52 MT				
FS 62 MT				
FS 72 MT				

1) Possible combination

Imagen 29: Compatibilidad entre tamaños de Rodillos y Guías.

Siguiendo estas recomendaciones es que se ha seleccionado una guía modelo **FS 40 MT SB**, disponible en longitudes de hasta 6000,00 [mm]. Al respecto del montaje, nuevamente se hará uso de bulones pasantes y, en este caso, de distanciadores que el propio fabricante provee.

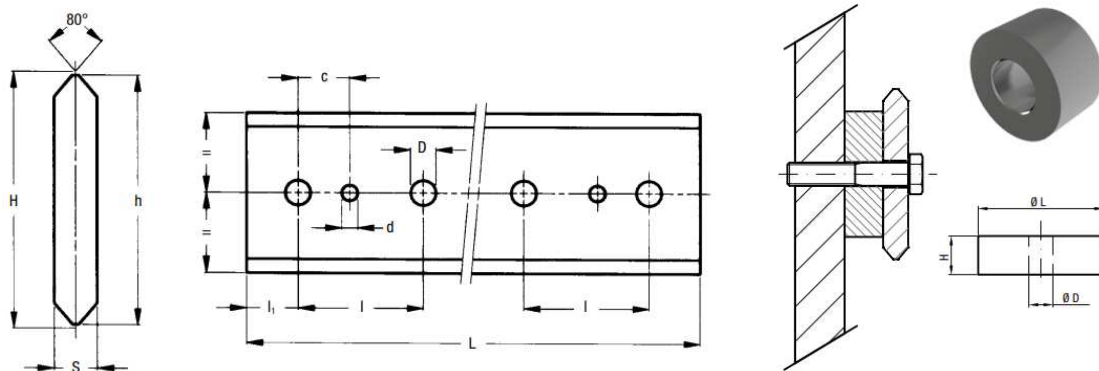


Imagen 30: Guía en V endurecida por chorro de arena (izq.) y Distanciador (der.).

### 5.1.2.-Carga Total a Elevar

Finalmente, teniendo en cuenta el peso de los Rodillos (de 173,00 [g] cada uno) que deberán ser elevados junto con la Estructura Móvil, y despreciando el rozamiento de rodadura producido entre los rodillos y las guías, la carga total a elevar resulta de:

$$P_p = P_{p1} + 8 \cdot 0,17 [kg] = 96,70 [kg]$$

Aplicando nuevamente un Coeficiente de Seguridad de  $\nu = 3$  por efectos dinámicos o incertidumbres se aproxima la carga ascensional a un valor de:

$$P_N = P_p \cdot \nu \cong 300,00 [kg]$$

### 5.1.3.-Mecanismo de Elevación

El movimiento de ascenso de la bandeja con hojas deberá ser lento pero constante; además, es deseable que tenga cierta inercia (para que no se vea afectado por el contacto con la cama de ventosas al descender) y que su velocidad se pueda regular de manera precisa.

Por todo ello, es que sea pensado en un sistema de motor con freno y reductor que, a través de un par de piñones, traccionen una cadena que eleve la carga. Además, se ha decidido dotar al equipo de un variador de velocidad electrónico, de modo que pueda regularse de manera precisa la velocidad de ascenso de la carga, simplificando así la coordinación de los diversos movimientos que han de desarrollarse durante su operación.

#### Selección del Sistema Cadena-Piñón

Para seleccionar una cadena adecuada para el trabajo a realizar es que se ha recurrido al fabricante *Transmisiones Alfa* quien, además de brindar información muy útil al respecto de los productos que comercializa, realiza venta directa al público.

De entre los tamaños de cadenas estandarizados más comunes en el mercado, se ha decidido optar por una cadena simple **ASA 35** para elevar la carga, cuya carga de rotura es de 1000,00 [kg], garantizado por el fabricante.

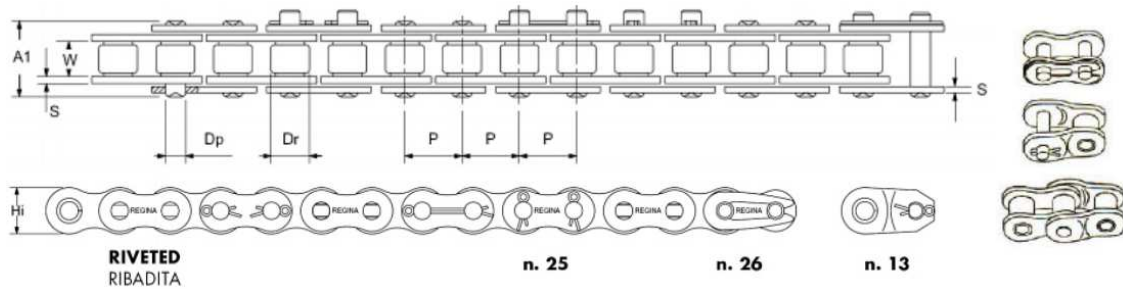


Imagen 31: Cadena simple ASA y diversos accesorios ofrecidos por el fabricante.

Al respecto de los piñones a emplear, de catálogo del mismo fabricante se ha seleccionado un piñón de quince dientes con cubo (de utilidad para poder maquinar sobre él el chavetero) y, para la ubicación donde la tracción no se lleva a cabo, un piñón de quince dientes plano.

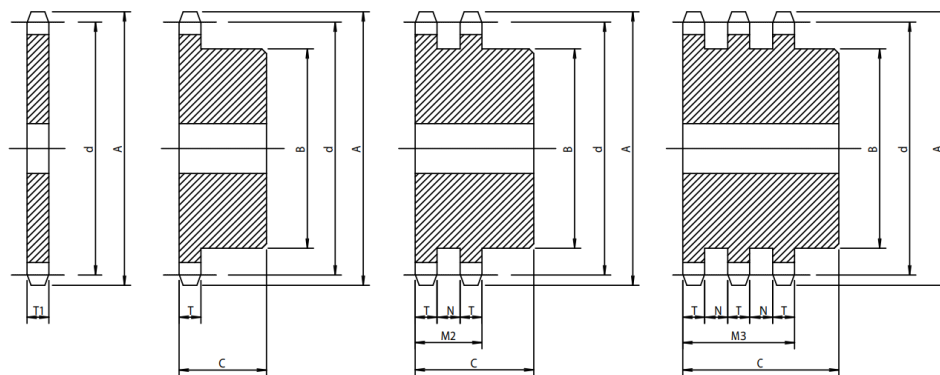


Imagen 32: Piñones seleccionados para cadena simple (izq.) y otras opciones para cadena doble y triple (der.).

Al seleccionar el tipo de piñón a emplear queda definido su diámetro primitivo (“ $d$ ” en la imagen anterior), con el cual puede deducirse la velocidad de giro que debe imponérsele para lograr el ascenso de la Estructura Móvil a la velocidad deseada. Así, para un ritmo mínimo de una hoja cada cuatro segundos, y recordando que la altura de las hojas corrugadas es de 9,00 [mm], será necesaria una velocidad lineal de ascenso  $v$  de:

$$v = \frac{1 \text{ hoja}}{4,00 \text{ [s]}} \cdot \frac{9,00 \text{ [mm]}}{1 \text{ hoja}} = 2,25 \cdot 10^{-3} \text{ [m/s]}$$

Ahora bien, a través del mencionado Diámetro Primitivo  $D_p$  de los piñones puede obtenerse la velocidad angular  $\omega$  a la que éstos deberán girar:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{2v}{D_p} = \frac{2 \cdot 2,25 \cdot 10^{-3} \text{ [m/s]}}{45,81 \text{ [mm]}} = 0,10 \text{ [rad/s]}$$

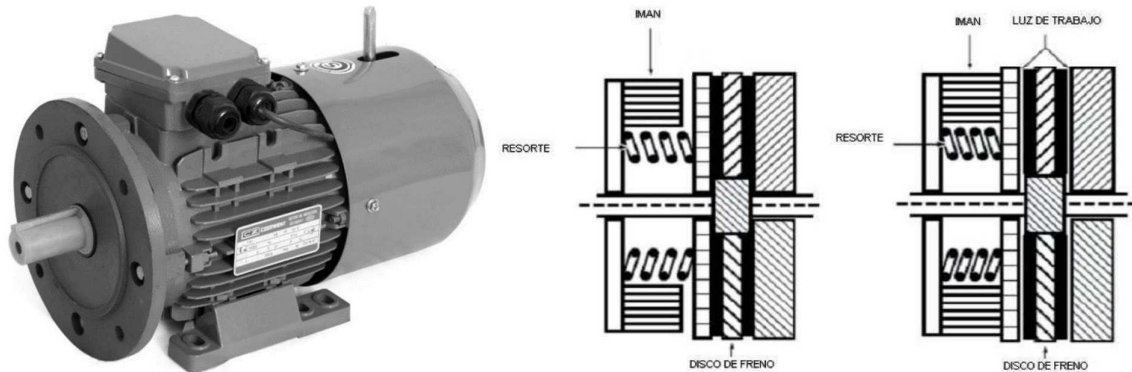
...que convirtiendo a revoluciones por minuto resulta:

$$\omega = 0,10 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \cdot \frac{1 \text{ [rev]}}{2\pi \text{ [rad]}} \cdot \frac{60,00 \text{ [s]}}{1,00 \text{ [min]}} = 0,94 \text{ [rpm]}$$

Este dato resultará de suma importancia para la selección del motor y reductor a emplear.

#### 5.1.4.-Selección del Motor

Para el accionamiento de este mecanismo se ha optado por la implementación de un motor con freno, para lo cual se ha decidido recurrir a la gama *MSEJ* del reconocido fabricante *Czerweny*. Este tipo de motores se diferencian de los convencionales tipo Jaula de Ardilla (de amplia difusión en aplicaciones industriales) en que cuentan con un disco solidario a su eje que es apretado por dos platos, que lo liberan para permitir su giro solo cuando reciben tensión eléctrica en una bobina dispuesta a tal efecto.



**Imagen 33:** Motor con Freno *Czerweny MSEJ* (izq.) y Mecanismo de Frenado: bobina no energizada - eje frenado (centro) y bobina energizada - eje libre (der.).

Ahora bien, para seleccionar el motor adecuado, será necesario conocer la potencia necesaria para poder realizar la elevación de la carga. Para obtenerla, se calculó primero el par mínimo necesario para este movimiento, que pudo obtenerse a partir de la carga a elevar  $P_N = 300,00 \text{ [kg]}$  y del Diámetro Primitivo del piñón seleccionado  $D_p = 45,81 \text{ [mm]}$  :

$$M_{t_{min}} = P_N \cdot r = P_N \cdot \frac{D_p}{2} = 300,00 \text{ [kg]} \cdot \frac{9,81 \text{ [N]}}{1,00 \text{ [kg]}} \cdot \frac{45,81 \text{ [mm]}}{2} = 67,41 \text{ [Nm]}$$

De este valor se desprende que la potencia mínima del motor será de:

$$Pot_{min} = M_{t_{min}} \cdot \omega = 67,41 \text{ [Nm]} \cdot 0,10 \text{ [rad/s]} = 6,62 \cdot 10^{-3} \text{ [kW]}$$

Con este valor como límite mínimo es que se ha seleccionado, de catálogo del fabricante, un motor **MSEJ 711-2-B14** de  $2690,00 \text{ [rpm]}$ , cuya potencia nominal de  $0,37 \text{ [kW]}$  supera ampliamente la demanda. Además, este motor posee un freno cuyo par estático es de  $4,00 \text{ [Nm]}$ , que es liberado con un consumo eléctrico de  $18,00 \text{ [W]}$ .



Tipo	P <sub>n</sub>		n v/min	Tensión V	I nominal Amps	Par frenante estático (Nm)	Consumo freno (W)	Tiempo de retardo (seg)	I <sub>w</sub> /I <sub>n</sub>	η %	cos φ	M <sub>r</sub> /M <sub>n</sub>	M <sub>r</sub> /M <sub>n</sub>
	kW	CV											
<b>2 Polos</b>													
MSEJ 631-2	0,18	0,25	2900	220/380	0,57/0,53	4	18	<0,2	5,5	65	0,8	2,2	2,2
MSEJ 632-2	0,25	0,33	2900	220/380	1,17/0,68	4	18	<0,2	5,5	68	0,81	2,2	2,2
MSEJ 711-2	0,37	0,5	2690	220/380	1,65/0,95	4	18	<0,2	4,5	66,8	0,81	2,6	2,9
MSEJ 712-2	0,55	0,75	2900	220/380	2,33/1,35	4	18	<0,2	6,1	65	0,82	2,2	2,3
MSEJ 801-2	0,75	1	2730	220/380	3,03/1,75	7,5	50	<0,2	6,2	75,5	0,84	2,63	2,73
MSEJ 802-2	1,1	1,5	2750	220/380	4,42/2,55	7,5	50	<0,2	6,3	78,3	0,86	2,67	2,48
MSEJ 90S-2	1,5	2	2720	220/380	6,01/3,84	15	60	<0,2	6	78,2	0,85	2,74	2,52
MSEJ 90L-2	2,2	3	2775	220/380	8,6/4,98	15	60	<0,2	6	77,3	0,86	3,13	2,76
MSEJ 100L-2	3	4	2870	380/660	6,3/3,63	30	80	<0,2	7,2	80,4	0,87	2,52	2,85
MSEJ 112M-2	4	5,5	2890	380/660	8,2/4,7	40	110	<0,25	7,4	81,8	0,87	2,3	3
MSEJ 112L-2	5,5	7,5	2900	380/660	11/6,3	75	130	<0,25	9,8	86,2	0,88	3,17	4,06

Imagen 34: Gama de Motores Czerweny MSEJ de dos polos disponibles.

Al respecto de la eficiencia eléctrica del motor, puede mencionarse que su Factor de Potencia (*fdp*,  $\cos \phi$ ) es de 0,81, en tanto que si se hubiera seleccionado un motor de igual potencia pero con mayor cantidad de polos, se hubieran alcanzado velocidades menores pero a costa de *fdp* menores. Como ejemplo, podrían compararse:

Motor	Polos	P <sub>n</sub> [kW]	n [rpm]	cos φ
MSEJ 711-2	2	0,37	2690	0,81
MSEJ 712-4	4	0,37	1375	0,75
MSEJ 801-6	6	0,37	915	0,75

Imagen 35: Comparativa de Motores Czerweny MSEJ. Nótese que, al aumentar el número de polos, disminuye el *fdp* para iguales potencias.

Al respecto del tipo de montaje *IM B14*, su elección se justificará durante la selección del reductor (a continuación). Bastará por ahora con mencionar que se trata de un montaje que prescinde de las patas del motor para vincularlo, ya que será abulonado al reductor a través de cuatro orificios roscados frontales, y delegando a éste la sujeción del conjunto al bastidor/equipo.

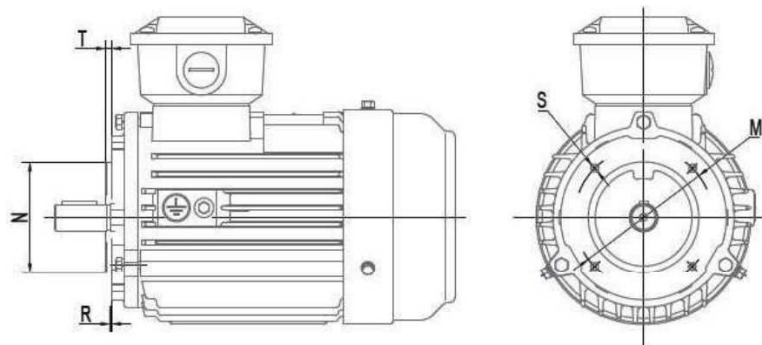


Imagen 36: Esquema del montaje IM B14 seleccionado. El motor quedará vinculado directamente al reductor.

Ahora bien, deben notarse dos aspectos fundamentales respecto del motor seleccionado:

- Su velocidad nominal es incompatible con la necesaria para elevar la carga al ritmo deseado.

- Su par de frenado es significativamente menor que el par necesario para poder producir el ascenso, por lo que al detenerse el motor no podría frenarse la carga, y esta descendería inevitablemente.

Por tanto, es inviable la aplicación directa del motor sobre el sistema de piñón y cadena que han de elevar la carga, haciéndose necesaria la implementación de un reductor.

### 5.1.5.-Selección del Reductor

Para la provisión de este componente se ha recurrido al fabricante *Lentax* que, con más de 60 años avocados a la manufactura de reductores de origen puramente nacional, se constituye en un referente líder del mercado. De la sumamente vasta variedad de soluciones a disposición, se ha decidido optar por una gama de reductores tipo Tornillo Sinfín y Corona livianos, en los que se conjugan de manera óptima altas relaciones de reducción con bajas potencias.

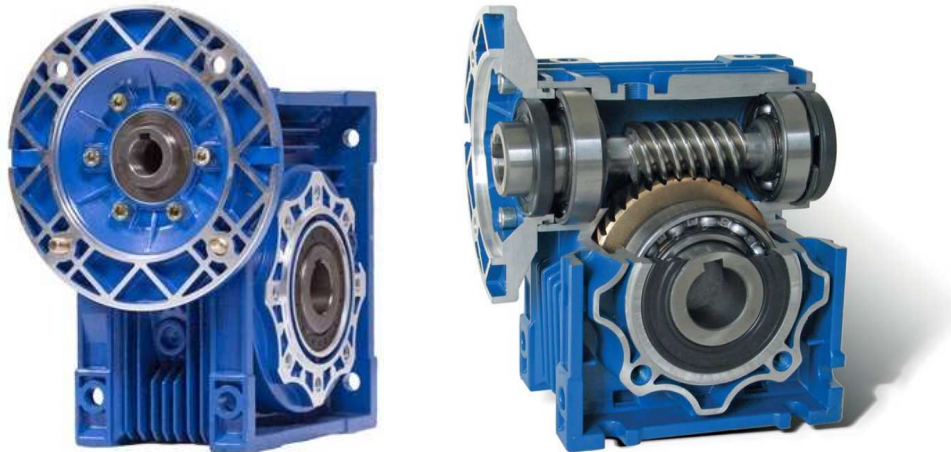


Imagen 37: Reductor de Tornillo Sinfín y Corona tipo liviano seleccionado.

De catálogo del fabricante, se ha seleccionado el modelo **B2-63-80-1AB**, cuya relación de reducción 80:1 garantiza una velocidad de salida máxima en el piñón de 33,60 [rpm] (para una velocidad de entrada del motor de 2690,00 [rpm]). Además, soporta potencias de hasta 0,48 [kW] (interpolando para 2690,00 [rpm]), límite que supera holgadamente el máximo disponible en el eje del motor.

Relacion Nominal <i>Ratio</i>	Velocidad de salida <i>Output speed</i> (rpm)	Velocidad de entrada <i>Input speed</i> (rpm)	Potencia de entrada <i>Input power</i>				Rendimiento Teórico <i>Efficiency</i>
			B2-50	B2-63	B2-75	B2-90	
			(Kw)	(Kw)	(Kw)	(Kw)	
80	35	2800	0,27	0,49	0,72	1,20	0,58
	17,5	1400	0,22	0,39	0,58	0,83	
	11,3	900	0,16	0,29	0,43	0,63	
	6,3	500	0,11	0,19	0,29	0,45	

Imagen 38: Potencias soportadas por los reductores con relación 80:1 para diversas velocidades de entrada.

El tipo de reductor seleccionado ha sido diseñado especialmente para ser acoplado a motores eléctricos con montaje tipo *IM B14*, lo cual justifica la selección anterior para con el motor. Sobre la vinculación del conjunto al equipo, puede mencionarse que el reductor dispone de cuatro orificios de Ø8,50 [mm] en tres de sus caras, que permitirán emplear bulones pasantes para su correcta sujeción de la manera que resulte más conveniente.

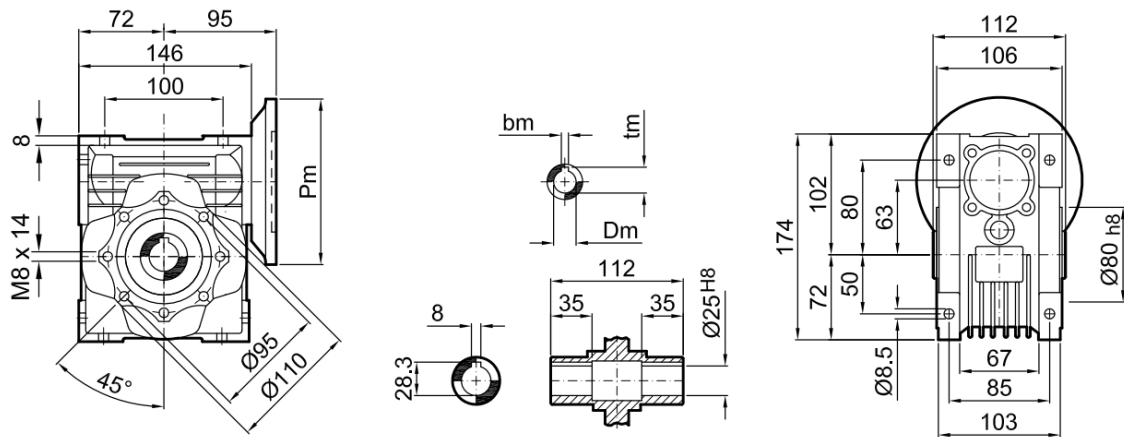


Imagen 39: Dimensiones del reductor seleccionado.

Al respecto del acoplamiento del reductor con el piñón, se ha decidido implementar un eje macizo con chavetero, el cual será solicitado al fabricante del primero por encontrarse dentro del abanico de accesorios disponibles para anexar a los productos adquiridos. En cuanto al piñón con cubo, puede mencionarse que su formato de entrega es con un orificio central de  $\text{Ø}20,00 \text{ [mm]}$  en su centro, el cual será necesario agrandar para hacer coincidir con la medida del eje del reductor, y generar luego el chavetero.

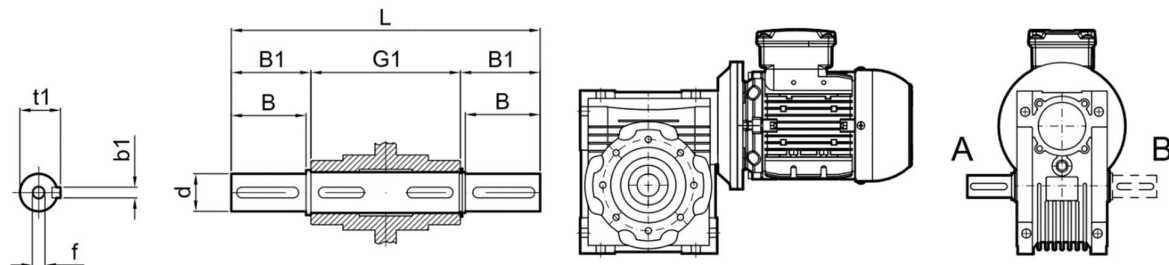


Imagen 40: Eje macizo de salida doble (izq.) y conjunto motorreductor montado (der.).

Al respecto del servicio, el fabricante asegura lubricación de por vida, garantizando así un servicio continuo en cualquier posición de montaje, con la sola necesidad del movimiento del aire ambiente para su correcta refrigeración.

### 5.1.6.-Dimensionado de Chaveta

El conjunto motor-reductor será, según se ha visto, el encargado de lograr la fuerza que tirará de la cadena para así elevar la estructura móvil cargada. Este conjunto generará un par que traccionará de la cadena a través de un piñón, y que será transmitido a este último por medio de una chaveta, ubicada en el chavetero que el eje del reductor posee maquinado de fábrica.

Ahora bien, es recomendable que los sistemas mecánicos tengan un denominado “fusible”, esto es, una pieza (o conjunto de ellas) cuya resistencia sea menor que la de las otras, de modo que, ante una eventualidad, como lo son una sobrecarga o un atascamiento, el sistema falle por ese componente determinado. De este modo, pueden predecirse los resultados de una falla, evitar daños mayores (ya sea a las personas como también a otros componentes del equipo) e, incluso, disponer medios para mitigar sus efectos adversos.

Es común en el diseño de sistemas mecánicos que la función de fusible recaiga en las chavetas. Dada la relativa simpleza de su construcción, su económico costo y su fácil recambio, es entendible que los proyectistas suelen emplearlas como medio de protección de otros componentes más costosos o de complicada adquisición. Debe tenerse en cuenta, sin embargo, que deben constituirse de un material más

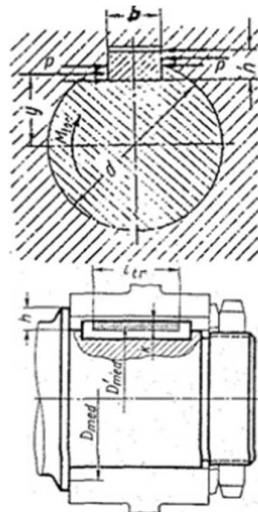
blando que el chavetero, de modo que sean capaces de absorber la mayor cantidad posible de energía antes de fallar, pero sin perjudicarlo.

Dicho esto, para proceder al dimensionamiento de la chaveta a ubicar en el eje de mando saliente del reductor, debió definirse primeramente la carga máxima que el sistema podrá soportar antes de fallar. Dado que se desean evitar todos los efectos permanentes de una falla que sean posibles, se decidió proteger al sistema ante una carga tal que pueda destruir la cadena. Considerando que el fabricante garantiza una carga de rotura de  $C_{rot} = 1000,00 [kg]$ , se decidió considerar a la carga máxima admisible en este componente como un 80% de este valor:

$$C_{adm} = 80\% \cdot C_{rot} = 800,00 [kg]$$

Debe considerarse además que el chavetero se encuentra ya maquinado en el eje que el fabricante del reductor proveerá, por lo que se debió cumplir que la medida de la *base* de la chaveta (y, por emplearse una chaveta de formato estándar, también de su *altura*) ha de ser  $b = h = 8,00 [mm]$ . Además, dadas las dimensiones del chavetero mecanizado en el eje, deberá cumplirse que el largo de la chaveta no podrá superar los  $40,00 [mm]$  de longitud (esta cota no es exacta dado que no se encuentra especificada en ningún documento del fabricante, pero se ha aproximado observando planos provistos). Si la longitud necesaria superara este valor, deberá seleccionarse un material más resistente para la chaveta, o bien maquinarse el eje para alargar el chavetero existente (si el espacio lo permitiera) o generar un segundo chavetero en la contracara del eje (lo que no es del todo recomendable ya que produce nuevos concentradores de tensiones).

La longitud que ha de tener la chaveta deberá permitirle resistir dos esfuerzos a considerar, el Corte y el Aplastamiento:



- Corte

$$\tau = \frac{T}{F_{corte}} = \frac{T}{b L} \leq \tau_{adm}$$

- Aplastamiento

$$\sigma = \frac{T}{F_{aplast}} = \frac{T}{L \frac{h}{2}} = \frac{2 T}{b L} \leq \sigma_{adm}$$

**Imagen 41:** Áreas sometidas a Corte y Aplastamiento en una Chaveta (izq.) y valores de las tensiones originadas (der.).

La fuerza  $T$  será aquella producida por la carga admisible de la cadena  $C_{adm}$ , estado de carga en el que se considera ha llegado a su límite de resistencia. Su valor se obtiene por balance de fuerzas, si se recuerda que actúa sobre la superficie del eje cuyo diámetro es  $d = 25,00 [mm]$ , y que la cadena tracciona al piñón sobre su diámetro primitivo  $Dp = 45,81 [mm]$ . Se ha obtenido un valor de:

$$T = C_{adm} \cdot \frac{Dp/2}{d/2} = 1466,00 [kg]$$

Al respecto del material a emplear para constituir la chaveta, se ha realizado el cálculo para dos alternativas comerciales relativamente comunes, a saber:

Acero Estructural IRAM F24 -  $\sigma_{rot} = 240,00 [MPa] \rightarrow \sigma_{fl} = 0,50 \cdot \sigma_{rot} = 120,00 [MPa]$

Acero SAE 1035 laminado -  $\sigma_{fl} = 3867,00 [kg/cm^2] \cong 1386,70 [MPa]$  (Faires AT7)

→ Además, se considerará por criterio para ambos materiales:  $\tau_{fl} = 0,60 \cdot \sigma_{fl}$

Para el cálculo de la longitud de la chaveta, se ha de considerar que en el estado de carga crítica se espera que ésta falle, por lo que se tendrá  $\sigma = \sigma_{adm} = \sigma_{fl}$  y  $\tau = \tau_{adm} = \tau_{fl}$  (considerando que se alcanza la falla al lograr deformaciones permanentes). Con esto, se puede deducir el largo que ha de tener la chaveta de las ecuaciones anteriores, resultando:

Corte:

$$\tau = \frac{T}{bL} = \tau_{adm} = \tau_{fl} = 0,60 \cdot \sigma_{fl} \rightarrow L = \frac{T}{0,60 \sigma_{fl} b}$$

Aplastamiento:

$$\sigma = \frac{2T}{bL} = \sigma_{adm} = \sigma_{fl} \rightarrow L = \frac{2T}{\sigma_{fl} b}$$

De donde resulta que la longitud necesaria para resistir satisfactoriamente al aplastamiento es mayor que la necesaria para resistir al corte. Calculando esta longitud para ambos materiales, se obtienen valores de:

$$\text{Acero Estructural IRAM F24} \quad - L = 29,96 [mm] \rightarrow 30,00 [mm]$$

$$\text{Acero SAE 1035 laminado} \quad - L = 9,48 [mm] \rightarrow 9,50 [mm]$$

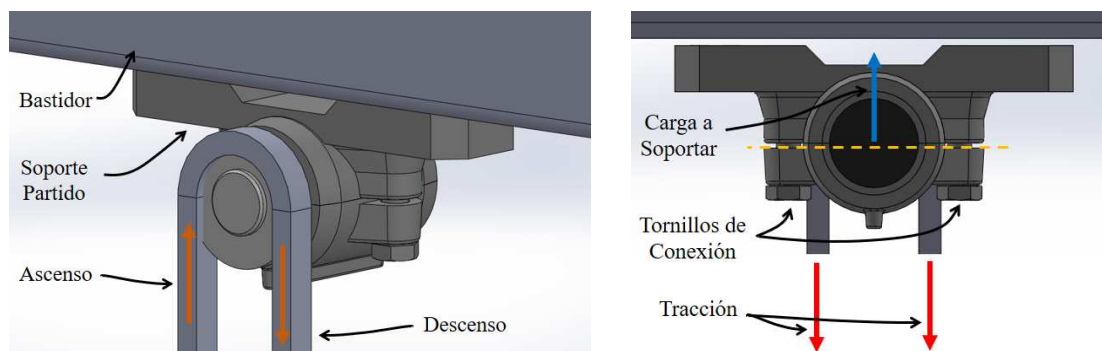
De esta manera, se proponen dos alternativas constructivas igualmente válidas. La decisión final sobre cuál de ellas aplicar deberá contemplar la disponibilidad de materia prima: si bien no se trata de materiales de escasa utilización, debe siempre consultarse con proveedores cercanos sobre qué materiales comercializan.

*Nota: Se ha optado por este "Modo de Falla" (a saber, mantener la integridad del sistema Cadena-Piñones) pues se ha considerado la posibilidad de disponer un Freno Dinámico en el piñón acoplado al eje del reductor que, llegado el caso, evitaría que la carga caiga libremente. Esto no sería posible si se llega a la carga de rotura de la cadena, debiéndose pensar en otro mecanismo de frenado.*

### 5.1.7.-Selección del Soporte Partido

Para posibilitar la elevación de la estructura móvil, el piñón superior antes seleccionado deberá girar libremente vinculado al bastidor. Para permitirlo es que se ha decidido colocar entre su eje y el bastidor un rodamiento vinculado este último a través de una cajuela o soporte partido, que permitirá "colgar" el piñón.

Para la provisión del conjunto Rodamiento y Cajuela se ha decidido implementar un soporte partido estándar de la reconocida comercial FAG.

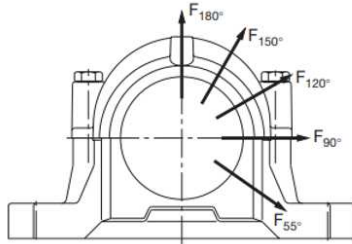


**Imagen 42:** Soporte partido FAG y análisis de fuerzas actuantes.

Al respecto de su selección, en este caso se ha tenido en cuenta la resistencia máxima de los soportes a la tracción en dirección perpendicular a su base, como ilustra  $F_{180^\circ}$  a continuación.

Para determinar la carga máxima que deberá resistir el soporte se ha considerado la carga de rotura de la cadena. Es así que, en este estado límite, la cadena ejercerá sobre el soporte una fuerza de tracción de  $F_{sop} = 2 \cdot C_{rot} = 2000,00 [kg] \cong 20,00 [kN]$ .

Sin embargo, para seleccionar un soporte cuya resistencia sea suficiente como para tolerar este caso crítico, se tomará de catálogo no la resistencia de la base del soporte, sino la que pueden proporcionar los dos bulones que sostienen la tapa, ya que será esta última parte la que sostendrá al rodamiento. Así, se ha seleccionado un soporte FAG modelo SNV 052 con un rodamiento estándar 6504 en su interior, al que se decidió añadir un sello anular con dimensiones 20x47 [mm] (para el lado en contacto con el eje del piñón) y una tapa ciega (para el lado sin salida).



Para compensar los valores de la carga de rotura de los soportes se recomienda un factor de seguridad de 6.

Soporte Código	Carga de rotura del soporte en sentido de la carga					Tornillos de conexión			Tornillos de la base*)			
	55°	90°	120°	150°	180°	Denomina- ción según DIN 931	Máxima capacidad de carga de ambos torni- llos en contacto con las superficies de unión en sentido de carga			Par de apriete**)	Denomina- ción según DIN 931	Par de apriete**)
FAG	kN					Material 8.8	120°	150°	180°	Mat. 8.8	Mat. 8.8	Mat. 8.8
							kN			N m		
SNV052	160	95	70	60	80	M10	60	35	30	50	M12	85
SNV062	170	100	80	65	85	M10	60	35	30	50	M12	85
SNV072	190	110	85	80	95	M10	60	35	30	50	M12	85
SNV080	210	130	95	85	105	M10	60	35	30	50	M12	85
SNV085	225	140	100	90	120	M10	60	35	30	50	M12	85

Imagen 43: Límites de carga admisibles en los soportes partidos.

Si bien puede observar que esta carga máxima admisible no es excesivamente mayor que el límite antes calculado, debe comprenderse que se trata de estados críticos de carga y que, en caso de alcanzarlos, debería fallar la chaveta (e, incluso si así no fuera, la cadena) antes de alcanzarse la rotura en los tornillos de conexión del soporte partido.

### 5.1.8.-Cordones de Soldadura

El soporte partido antes seleccionado deberá vincularse al bastidor por medio de dos bulones pasantes que sujetan su base en las dos ranuras que posee maquinadas. Estos bulones ajustarán sobre una placa de chapa vinculada al bastidor mediante soldadura, quedando asegurada así su inamovilidad.

El cordón de soldadura que vinculará la mencionada placa de chapa al bastidor deberá ser suficientemente resistente como soportar la carga máxima que puede imponérsele que resulta, nuevamente, de la carga de rotura de la cadena:  $F_{sop} = 2 \cdot C_{rot} = 2000,00 [kg] \cong 20,00 [kN]$ .

Para determinar la longitud mínima que ha de tener este cordón de soldadura, primeramente, debió decidirse el tipo de soldadura a realizar. Tras elegir el tipo “a tope”, se encontró que el cordón obtenido se puede aproximar, como la experiencia aconseja, a un triángulo isósceles de cateto  $c$  y garganta  $g$ . Recordando que la longitud del cateto puede ser, como máximo, el espesor de la más delgadas de las piezas a soldar es que se ha optado por considerar  $c=3,20 [mm]$ , ya que se ha decidido materializar el bastidor con perfil estructural de no menos de  $3,20 [mm]$  de espesor. Luego:

$$c = 3,20 [mm] \rightarrow g = \frac{c}{\sqrt{2}} = 2,30 [mm]$$

Luego, la longitud del mencionado cordón de soldadura se obtuvo a partir de la sección mínima necesaria que deberá existir en la garganta para resistir el esfuerzo cortante allí desarrollado. En el límite:

$$\tau = \frac{F_{sop}}{F_{carga}} = \tau_{adm} \rightarrow F_{carga} = \frac{F_{sop}}{\tau_{adm}} = L_{cord} \cdot g \rightarrow L_{cord} = \frac{F_{sop}}{g \tau_{adm}} = 116,00 \text{ [mm]}$$

Este valor, que a priori puede parecer elevado, será fácilmente alcanzable si se realiza un cordón a lo largo de toda la zona de contacto entre la placa y el bastidor. Debe mencionarse en este punto que la placa tendrá dimensiones similares a la zona de apoyo del soporte partido (como mínimo  $165 \times 46 \text{ [mm]}$ ), para el tamaño de soporte seleccionado), en tanto que la perfilera tendrá, cuando menos,  $80,00 \text{ [mm]}$  de lado. Así, realizando un cordón continuo, la distancia máxima útil sería de:

$$L_{max} = 2 \cdot (80,00 + 46,00) \text{ [mm]} = 252,00 \text{ [mm]}$$

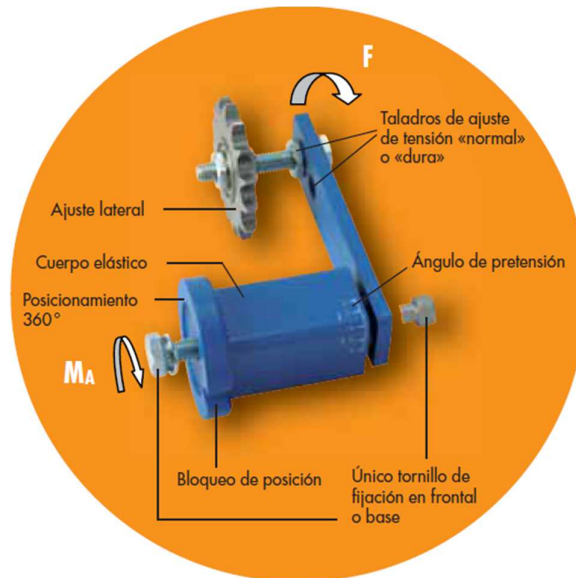
Descontando algunos milímetros cuya resistencia puede verse reducida por efecto del inicio y fin de cada cordón (a criterio,  $5,00 \text{ mm}$  en cada inicio y fin de cordón), la distancia disponible es igualmente mayor al mínimo necesario:

$$L_{real_{max}} = L_{cord} - 8,00 \cdot 5,00 \text{ [mm]} = 212,00 \text{ [mm]}$$

De esta manera, queda asegurada la resistencia de la vinculación.

### 5.1.9.-Selección de Tensor para la Cadena

Para preservar en el tiempo el correcto funcionamiento del mecanismo se ha decidido colocar un tensor acoplado a la cadena de tracción. Éste permitirá compensar los juegos que se generarán debido a su alargamiento, al desgaste de las ruedas dentadas, al desplazamiento de una de ellas, o a cualquier otro motivo.



**Imagen 44:** Funcionamiento de Tensor de Cadena.

De catálogo del fabricante ROSTA se ha seleccionado un tensor para cadena ASA 35, que incluye el piñón ubicado en su extremo:

*Tensor Reforzado* → **Tipo:** SE – R 15 **Código:** 06 011 702

*Juego de Piñon Simple* → **Tipo:** N 3/8" – 10s **Código:** 06 510 001

*Brida de Montaje* → **Tipo:** W 15 **Código:** 06 590 002

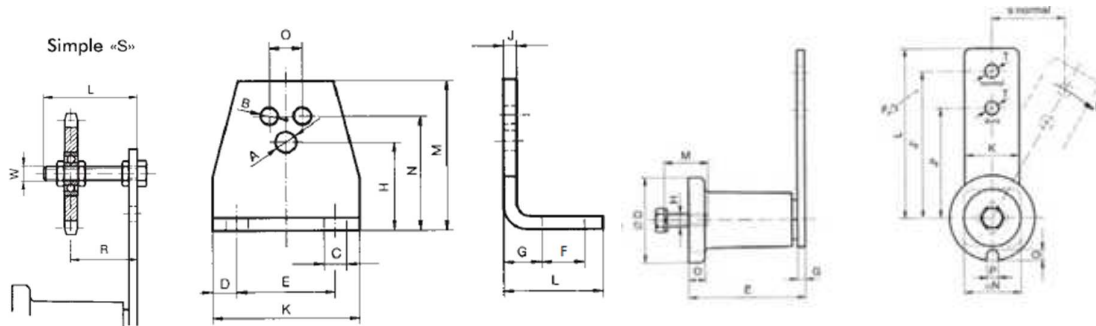


Imagen 45: Tensor de Cadena con Juego de Piñón Simple- Marca Rosta.

## 5.2.-Sistema de Vacío para Succión de Hojas

Un sistema de vacío hace referencia a los equipos con circuitos neumáticos que se utilizan para sujetar objetos y/o piezas mediante el fenómeno de succión. Normalmente los sistemas de aspiración disponen de ventosas, convirtiendo estos elementos en el punto de unión entre el mecanismo y un producto a sujetar. Para sujetar las piezas se utiliza presión por vacío o presión negativa, la cual se crea al expulsar la presión del aire al exterior de la ventosa favoreciendo de este modo la sujeción de la pieza.

Cabe destacar que la diferencia de presión entre el interior y exterior de la ventosa la provoca la bomba de vacío o un eyector, que es la responsable de extraer por completo el aire que permanece en la ventosa. Habitualmente las aplicaciones de vacío se empleen en procesos industriales, ya sea en una cadena de fabricación, alimentadores de robots, puestos de picking o de empaquetado.

Para el cálculo de los sistemas de vacío, se procede a operar de la siguiente manera:

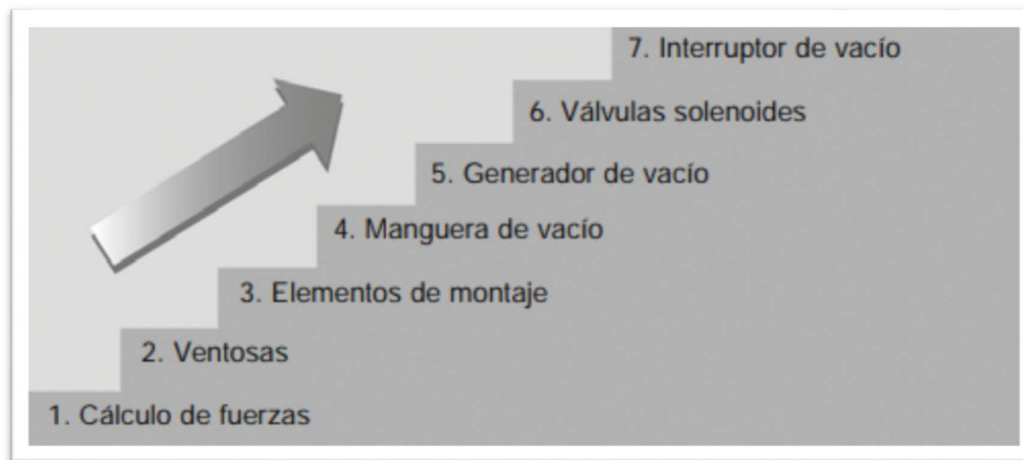


Imagen 46: Pasos para el cálculo de elementos de Vacío.

Datos necesarios para el cálculo:

### Pieza a Manipular

Material: Láminas de celulosa.

Superficie: Corrugada.

Dimensiones de Hoja: Largo: máximo 2,20[mm].

Ancho: máximo 800,00 [mm].

Altura de Ondulaciones: máximo 9,00 [mm].



Peso: 0.20 [kg].

### Sistema de Manejo

Suministro disponible de aire comprimido: 6,00 [bar].

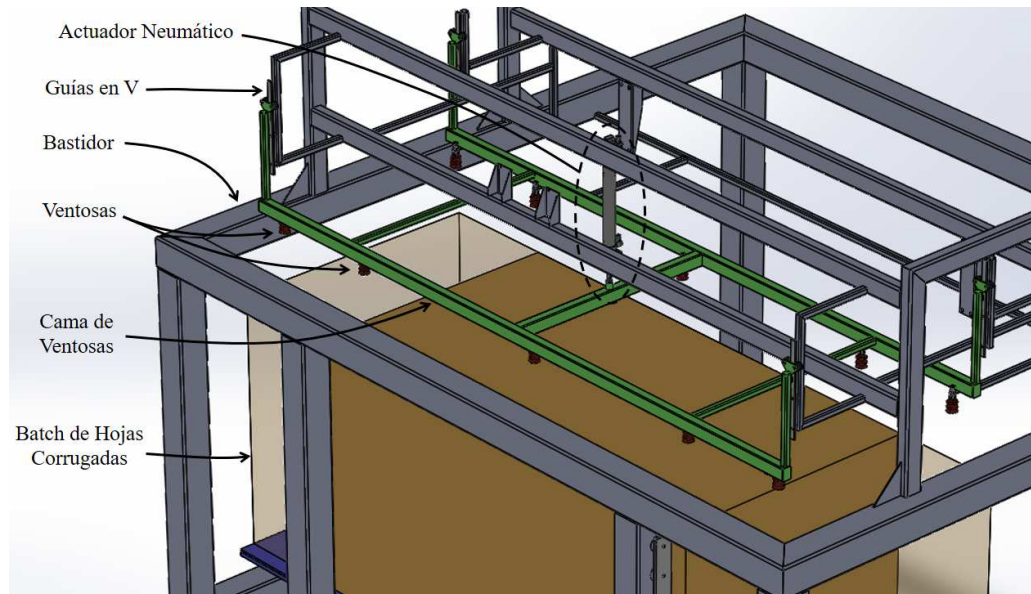
Voltaje de control: 24 [VDC].

Procedimiento de transferencia: Ventosas Horizontal – Fuerza Vertical.

Tiempo de ciclo: 4,00 [s].

Tiempo planeado: Para recoger: < 0,20 [s].

Para liberar: < 0,10 [s].



**Imagen 47:** Componentes del Sistema de Succión. Se ha resaltado la Cama de Ventosas en color verde.

#### 5.2.1.-Cálculo de Peso de Pieza a Manipular

Para todos los cálculos subsecuentes, es importante saber la masa de la pieza de trabajo que será manejada. Esto puede ser calculado con la siguiente fórmula:

$$\text{Mass } m \text{ [kg]}: m = L \times B \times H \times \rho$$

L = largo [m]  
 B = ancho [m]  
 H = alto [m]  
 $\rho$  = densidad [kg/m<sup>3</sup>]

Debido a que ya se cuenta con el dato de la masa de cada Hoja Corrugada a manipular, se procede solo a dejar como dato la ecuación necesaria para el cálculo de la misma.

$$m = L * B * H * \rho = 0,20 \text{ [kg]}$$

#### 5.2.2.-Fuerzas de Succión - ¿Cómo hacen las ventosas para soportar altas fuerzas?

Para determinar las fuerzas de agarre necesarias, se requiere previamente el cálculo de masas. Además, las ventosas deben ser capaces de manejar las fuerzas de aceleración que, en un sistema totalmente automático, no son en ningún caso insignificantes. Para simplificar el cálculo, los tres casos de carga más importantes y más frecuentes se muestran gráficamente y se describen a continuación:

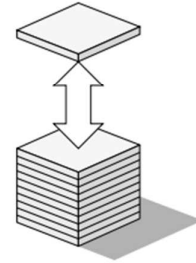
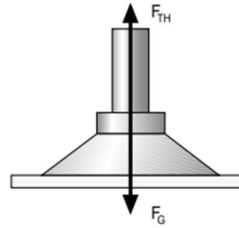
### Caso I

**Caso de carga I: ventosas horizontales, fuerza vertical**

- $F_{TH}$  = teoría de la fuerza de agarre [N]
- $m$  = masa [kg]
- $g$  = aceleración de la gravedad [9,81 m/s<sup>2</sup>]
- $a$  = sistema de aceleración [m/s<sup>2</sup>]  
(recuerde incluir la situación de "paro emergencia")
- $S$  = factor de seguridad (valor mínimo 1.5;  
para materiales críticos, no homogéneos,  
porosos o superficies rugosas 2.0 o mas alto)

$$F_{TH} = m * (g + a) * S$$

Las ventosas son localizadas en una pieza de trabajo horizontal la cual será levantada verticalmente.



### Caso II

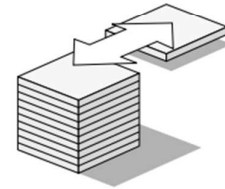
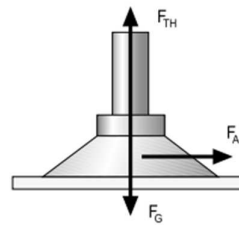
**Caso de carga II: ventosas horizontales, fuerza horizontal**

$$F_{TH} = m * (g + a/\mu) * S$$

- $F_{TH}$  = fuerza de agarre teórica [N]
- $F_a$  = aceleración =  $m \cdot a$
- $m$  = masa [kg]
- $g$  = aceleración de la gravedad [9,81 m/s<sup>2</sup>]
- $a$  = sistema de aceleración [m/s<sup>2</sup>] (recuerde considerar la situación de "apagado de emergencia")
- $\mu$  = coeff. de fricción = 0,1 para superficies aceitosas.  
= 0,2 ...0,3 para superficies mojadas  
= 0,5 para Madera, metal, vidrio y rocas  
= 0,6 superficies rugosas
- $S$  = factor de seguridad (valor mínimo 1.5;  
para materiales críticos superficies disperejas,  
porosos o rugosas 2.0 o mas)

$$F_{TH} = m * \left( g + \frac{a}{\mu} \right) * S$$

Las ventosas son colocadas en una pieza horizontal la cual se mueve a los lados.



Los coeficientes de fricción demostrados arriba son valores medios. Los valores actuales para manejar la pieza de trabajo deben ser determinados por prueba.

## Caso III

## Caso de carga III: ventosas verticales, fuerza vertical

$$F_{TH} = (m/\mu) \times (g + a) \times S$$

$F_{TH}$  = fuerza de agarre teórico [N]

$m$  = masa [kg]

$g$  = aceleración de la gravedad [9,81 m/s<sup>2</sup>]

$a$  = sistema de aceleración [m/s<sup>2</sup>]  
(recuerde incluir la situación de "apagado de emergencia")

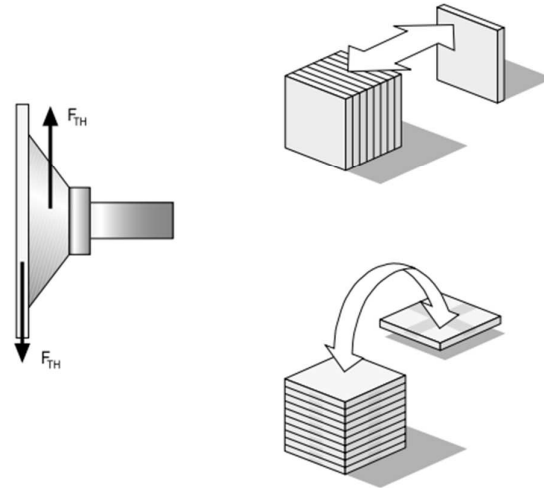
$\mu$  = coeff. de fricción = 0,1 para superficies aceitosas  
= 0,2 ...0,3 para superficies mojadas  
= 0,5 para madera, metal, vidrio, piedras,...  
= 0,6 para superficies rugosas

$S$  = factor de seguridad (valor mínimo 2:  
para materiales críticos superficies disperejas,  
porosos o rugosas).

$$F_{TH} = m * \left( g + \frac{a}{\mu} \right) * S$$

En el ejemplo usado para esta descripción, la carga del caso III puede ser ignorada, es manejada desde la pieza de trabajo sólo en posición horizontal.

Las ventosas se colocan en un objeto vertical u horizontal que deba ser movido verticalmente o ser girado a la otra orientación.



## 5.2.3.-Cálculo de Fuerza de Succión

En nuestro caso como solo se debe elevar mediante succión la hoja de forma horizontal ascendente una altura de 15,00 [cm], se procede a tomar como base el caso de carga número I (*Ventosas Horizontal – Fuerza Vertical*), como se desarrolla a continuación:

$$F_{TH} = m * (g + a) * S = 0,20 [kg] * \left( 9,81 \left[ \frac{m}{s^2} \right] + 5,00 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \right) * 2,00 = 5,92 [N]$$

## 5.2.4.-Criterio de Selección de Ventosa

Las ventosas se utilizan en la automatización industrial como elementos de sujeción y transporte de piezas, en dispositivos de carga automática en máquinas-herramienta, en máquinas envasadoras, en transporte de chapas, vidrios, placas y, en general, donde el manipuleo resultaría muy dificultoso por otro sistema debido a su geometría.

Estas son generalmente fabricadas con elastómeros sintéticos, inalterables frente a los agentes industriales corrientes y en diferentes tamaños, atendiendo las necesidades de peso y dimensión de las distintas piezas a manipular. Con el objeto de amortiguar el contacto de la ventosa con las piezas a sujetar, mantener una presión constante contra las mismas, así como compensar pequeñas diferencias en la altura de las piezas, se han desarrollado accesorios porta ventosas, que además permiten una puesta a punto óptima del sistema. Resultan sumamente adecuados en los casos de sujeción con ventosas múltiples, pues garantizan un contacto uniforme de las mismas con la pieza, compensando irregularidades o diferencias mecánicas del sistema, lográndose de esta forma una mayor seguridad operativa y una prolongada vida útil de las ventosas.

Las ventosas son normalmente seleccionadas basándose en los siguientes criterios:

- **Condiciones de funcionamiento:** Las condiciones de funcionamiento, son el limitante para la funcionalidad de las ventosas, ya que debido a ello se determina la expectativa de vida, esto se debe a que las mismas pueden estar sometidas a ambientes agresivos, temperatura, polvos, contaminantes, etc.
- **Material:** en base al tipo de superficie a manipular, es que se determina el material de las ventosas a utilizar, esto es un punto clave para el correcto funcionamiento sin generar fallas en el proceso ni roturas en lo que se quiere movilizar.

En la siguiente imagen se muestran materiales disponibles para ventosas y sus principales propiedades.

Cód.	Ref.	Nombre comercial	Nombre registrado	Temp. de trabajo °C	Resistencia al desgaste	Resistencia al aceite y grasa	Resistencia al ozono e intemperie	Resistencia a la gasolina	Características	Recomendado específicamente para
1	NBR	Nitrilo	Perbunan	-40 a +90	B	MB	S	MB	Flexible en frío, resistente en agua hasta 70°C	Usos generales
1-AS	NBR	Nitrilo	Perbunan	-40 a +90	B	MB	S	MB	Flexible en frío, resistente en agua hasta 70°C	Industria electrónica
2	Si	Caucho de silicona	Silicona	-70 a +200	S	B	MB	N	Anti marcado sobre superficies incoloras, blancas o beige	Industrias electrónica y de alimentación
2-AS	Si-AS	Caucho de silicona	Silicona	-70 a +200	S	B	MB	N	Anti marcado sobre superficies incoloras, blancas o beige	Industria electrónica
3	NR	Caucho natural	SMR	-40 a +80	MB	N	S	N	Anti marcado sobre superficies incoloras, blancas o beige	Industrias de alimentación, impresión, papel y madera
4	NR-E	Caucho natural	SMR	-40 a +80	MB	N	B	N	Larga duración	Industrias de alimentación, impresión, papel y madera
5	PUR	Poliuretano	Vulkollan	-25 a +80	MB	MB	MB	MB	Larga duración	Trabajos pesados
6	NBR-B	FIPA-B	FIPA-B	-40 a +80	MB	MB	MB	MB	Especialmente resistente a aceites y combustibles	Automoción
7	FKM	Caucho fluorado	Viton	-20 a +200	B	MB	MB	MB	Alta resistencia química	Automoción
8	Si-E	Caucho de silicona	Silicona	-60 a +200	S	B	MB	N	Anti marcado sobre superficies incoloras, blancas o beige	Industrias electrónica y de alimentación
9	CR	Cloropreno	Neopreno	-40 a +90	MB	B	B	B	Alta resistencia a la intemperie	Usos generales
10		Elastómero celular (goma esponjosa)		0 a 90	S	S	B	N	Para piezas onduladas o irregulares	Cerámica
11	SBR	Estireno butadieno	Buna	-40 a +90	B	S	S	S	Anti marcado, muy elástico	Industrias del vidrio y la madera
12	HNBR	Nitrilo hidrogenado		-40 a 170	MB	MB	B	MB	Muy larga duración empaquetado	Industria del empaquetado
13	EPDM	Etileno propileno	Buna AP	-40 a 130	S	S	MB	N	Muy resistente al agua caliente, vapor y productos químicos	Alimentación
V	Vinilo	Cloruro de polivinilo	PVC	-20 a +85	MB	S	S	S	Muy larga duración	Industria del empaquetado

MB Muy buena

B Buena

S Satisfactoria

N No recomendado

**Imagen 48:** Características Materiales de Ventosas.

Para la selección de las ventosas a utilizar en el mecanismo de succión, se ha optado por trabajar con proveedores de la marca *MICRO*, cuyos productos se encuentran fácilmente en el mercado local.

Teniendo en cuenta lo antedicho es que se decidió implementar ventosas de *NBR (Nitrilo)*, compatibles con el material de la hoja corrugada (papel kraft corrugado), quedando garantizado un agarre seguro sin producir daños en el material:

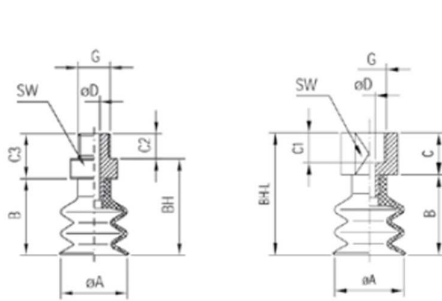
Marca: **MICRO** – Modelo: **FSG 32** –  $1/4$  – Código: **0.310.600.006** – Material: **NBR**

### Ventosas de fuelle FSG (2,5 pliegues)

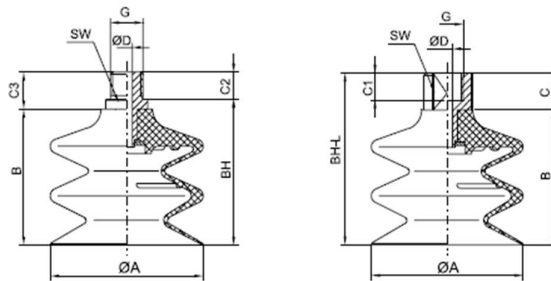
- Ventosa universal para piezas muy desiguales o en caso de necesidad de fuerte compensación de altura.
- Diseño con fuelle de 2,5 pliegues, permitiendo un efecto amortiguador óptimo al colocar sobre la pieza.
- Pliegues suaves y adaptables dan elevada carrera a la ventosa.
- Labio sellador suave se adapta bien a piezas abombadas o con desniveles.
- Materiales: caucho nitrílico (NBR), caucho de silicona (SI) y material para alta temperatura (HT1).



Tipo	Ventosas rosca macho			Ventosas rosca hembra			Junta de repuesto		
	NBR	SI	HT1	NBR	SI	HT1	NBR	SI	HT1
FSG 7 - 1/8	0.310.600.020	0.310.600.034	-	0.310.600.001	0.310.600.010	-	0.310.600.050	0.310.600.055	-
FSG 7 - M5	0.310.600.021	0.310.600.035	-	-	-	-	0.310.600.050	0.310.600.055	-
FSG 9 - 1/8	0.310.600.022	0.310.600.036	0.310.600.962	0.310.600.002	0.310.600.011	0.310.600.978	0.310.600.051	0.310.600.056	0.310.600.878
FSG 9 - M5	0.310.600.023	0.310.600.037	0.310.600.963	-	-	-	0.310.600.051	0.310.600.056	0.310.600.878
FSG 14 - 1/8	0.310.600.024	0.310.600.038	0.310.600.966	0.310.600.003	0.310.600.012	0.310.600.982	0.310.600.052	0.310.600.057	0.310.600.880
FSG 14 - M5	0.310.600.025	0.310.600.039	0.310.600.967	-	-	-	0.310.600.052	0.310.600.057	0.310.600.880
FSG 20 - 1/8	0.310.600.028	0.310.600.042	0.310.601.239	0.310.600.005	0.310.600.014	0.310.601.245	0.310.600.054	0.310.600.059	0.310.601.253
FSG 20 - M5	0.310.600.029	0.310.600.043	0.310.601.240	-	-	-	0.310.600.054	0.310.600.059	0.310.601.253
FSG 32 - 1/4	0.310.600.030	0.310.600.044	0.310.601.241	0.310.600.006	0.310.600.015	0.310.601.246	0.310.600.140	0.310.600.144	0.310.601.254
FSG 42 - 1/4	0.310.600.031	0.310.600.045	0.310.600.974	0.310.600.007	0.310.600.016	0.310.600.990	0.310.600.141	0.310.600.145	0.310.600.885
FSG 52 - 1/4	0.310.600.582	0.310.600.586	-	0.310.600.584	0.310.600.587	-	0.310.600.583	0.310.600.585	-
FSG 62 - 1/4	0.310.600.032	0.310.600.046	-	0.310.600.008	0.310.600.017	-	0.310.600.142	0.310.600.146	-



FSG 7 ... FSG 25



FSG 32 ... FSG 62

	ØA	B	C	C1	C2	C3	ØD	ØG	SW	BH	BH-L	Fuerza aspiración (N)	Fuerza arranque (N)
FSG 7 - 1/8	6,5	14	12	8,5	7,5	13,5	3,5	G1/8"	14	20	26	0,1	0,9
FSG 7 - M5	6,5	14	-	-	5	10	2,5	M5	7	19	19	0,1	0,9
FSG 9 - 1/8	9	15	12	8,5	7,5	13,5	3,5	G1/8"	14	21	27	0,68	2,3
FSG 9 - M5	9	15	-	-	5	10	2,5	M5	7	20	20	0,68	2,3
FSG 14 - 1/8	14	22	12	8,5	7,5	13,5	3,5	G1/8"	14	28	34	1,17	5,7
FSG 14 - M5	14	22	-	-	5	10	2,5	M5	7	27	27	1,17	5,7
FSG 20 - 1/8	20	22	12	8,5	7,5	13,5	3,5	G1/8"	14	28	34	3,8	12,1
FSG 20 - M5	20	22	-	-	5	10	2,5	M5	7	27	27	3,8	12,1
FSG 32 - 1/4	32	37,5	15	12	11	15	4,4	G1/4"	17	41,5	52,5	12	36,9
FSG 42 - 1/4	42	46	15	12	11	15	4,4	G1/4"	17	50	61	13,6	44

Imagen 49: Selección de Ventosa Micro FSG 32 1/4.

Ahora bien, por criterio se decidió emplear una cantidad de 10 ventosas para la manipulación de la hoja corrugada. Esta determinación se debe a la necesidad de poder operar con distintos tamaños de hojas corrugadas: las cuatro ventosas ubicadas en las posiciones extremas (dos en cada lateral) solo se encontrarán operativas en caso de dispensar las hojas de mayor tamaño. Para el caso de hojas más cortas, las ventosas extremas serán desactivadas, y la sujeción se realizará exclusivamente con las seis ventosas centrales.

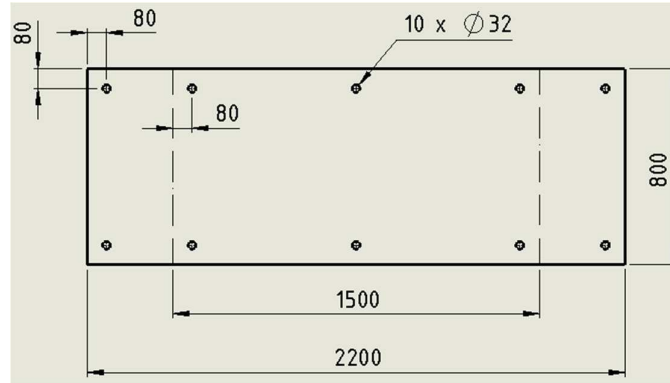


Imagen 50: Ubicación de Ventosas en Hoja Corrugada.

Siguiendo esta disposición se asegura la posibilidad de poder operar abarcando todo el abanico de productos ofrecido por el comitente, tal como fuera solicitado por este último.

### 5.2.5.-Calculo Generadores de Vacío - “Bombas de Vacío”

Las bombas de vacío son parte fundamental de los equipos de vacío que están ayudando a transformar las aplicaciones industriales, ya que se utilizan en numerosos procesos y aplicaciones.

Por definición una bomba de vacío es un dispositivo mecánico que se utiliza para extraer el aire, gas o líquidos de un circuito o depósito con el objetivo de crear un sistema de presión negativa. Siguiendo recomendaciones del fabricante de las ventosas, se encuentra que el caudal aspirado debe ser:

Cálculo del rango requerido de succión V [M <sup>3</sup> /H, L/MIN]	
V	= n x V <sub>S</sub>
n	= número de ventosas
V <sub>S</sub>	= rango requerido de succión para una ventosa sencilla [m <sup>3</sup> /h, l/min]

Los valores del rango de succión de diferentes generadores de vacío, pueden ser encontrados en la tabla de «Datos Técnicos» para cada generador de vacío.

Rango de succión requerido como una función del diametro de la ventosa		
Ventosa requerido ø	Rango de succión V <sub>S</sub>	
hasta 20 mm	0,17 m <sup>3</sup> /h	2,83 l/min
hasta 40 mm	0,35 m <sup>3</sup> /h	5,83 l/min
hasta 60 mm	0,5 m <sup>3</sup> /h	8,3 l/min
hasta 90 mm	0,75 m <sup>3</sup> /h	12,7 l/min
hasta 120 mm	1 m <sup>3</sup> /h	16,6 l/min

**Nota:**  
Los valores indicados aplican a todos los tipos de generadores de vacío. El rango de succión recomendado es para una ventosa sencilla y es válida solo para superficies lisas y herméticas. Para superficies porosas recomendamos realizar una prueba conveniente antes de la selección del generador de vacío.

$$V = n * V_S$$

$$V = n * V_S = 10 * 5,83 \left[ \frac{l}{min} \right] = 58,30 \left[ \frac{l}{min} \right] = 3,49 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

Para la selección de una bomba adecuada de vacío, se ha optado por utilizar un equipo de la marca **BUSCH**, el cual se detalla a continuación:

Marca: **BUSCH** – Modelo: **RS KB 0010 E**



Imagen 51: Bomba de Vacío Busch RS KB 0010 E.

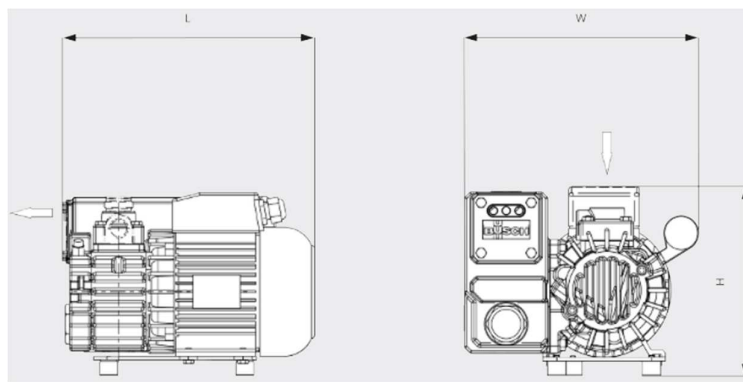


Imagen 52: Dimensiones Bomba de Vacío Busch RS KB 0010 E.

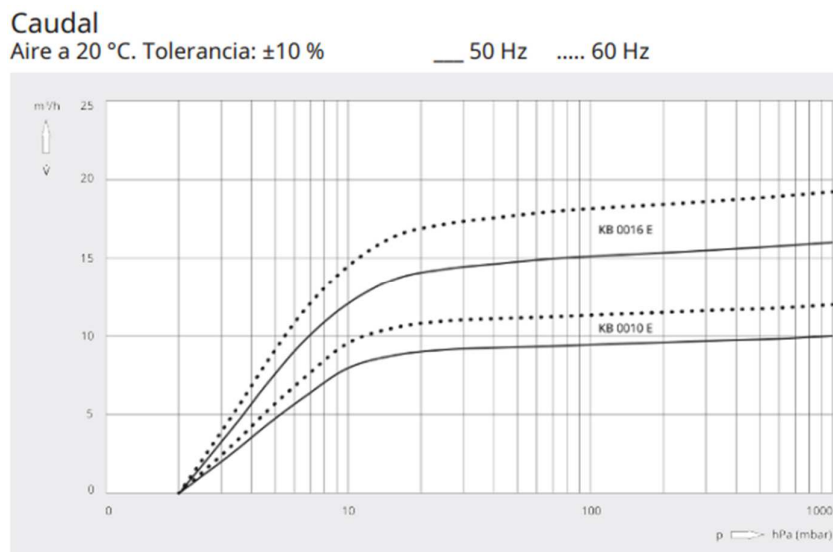


Imagen 53: Características Bomba de Vacío Busch RS KB 0010 E- Grafica Caudal-Presión.

RS KB 0010 E	
Caudal nominal	10 / 12 m <sup>3</sup> /h (50 / 60 Hz)
Vacío límite	2,0 hPa (mbar) (50 / 60 Hz)
Potencia nominal del motor	0,37 kW (50 / 60 Hz)
Velocidad nominal del motor	3000 / 3600 min <sup>-1</sup> (50 / 60 Hz)
Nivel sonoro (ISO 2151)	63 / 67 dB(A) (50 / 60 Hz)
Capacidad de aceite	0,3 l
Peso aproximado	16 kg
Dimensiones (L x W x H)	271 x 218 x 201 mm
Entrada de gases	G 3/4"

**Imagen 54:** Características Bomba de Vacío Busch RS KB 0010 E.

*Nota: dado el carácter pulsante del consumo de vacío que tiene el sistema por su funcionamiento, se plantea como opción la colocación de un tanque pulmón que permita hacer frente a estos constantes picos en la demanda sin atentar contra la vida útil de la bomba.*

En cuanto a la distribución del vacío generado, se propuso realizarla por medio de conductería rígida de acero, con excepción de la transición desde el bastidor a la cama de ventosas, que debió realizarse empleando manguera flexible dados los constantes movimientos de ascenso y descenso que debe realizar esta última.



### 5.2.6.-Electroválvula Neumática

Las electroválvulas son dispositivos que responden a pulsos eléctricos. Gracias a la corriente que circula a través del solenoide es posible abrir o cerrar la válvula controlando, de esta forma, el flujo de fluidos.

Para este caso, en que lo que se desea controlar es el “flujo de vacío” (flujo de aire ambiente en sentido inverso), se seleccionó una electroválvula comercial del afamado fabricante *FESTO*, la cual se detalla a continuación:

Marca: **FESTO** – Característica: **3/2 vías** – Modelo Electroválvula: **MFH – 3 –  $\frac{1}{8}$**   
 – Modelo Bobina: **MSFG – 24/42 – 50/60 – OD**

Hoja de datos: válvulas de 3/2 vías

-  - Caudal  
500 ... 7500 l/min
-  - Tensión  
12, 24, 42, 48 V DC  
24, 42, 48, 110, 230,  
240 V AC





Datos eléctricos									
<b>Bobina magnética F</b>									
Conexión eléctrica			Lengüetas para cajas tomacorriente MSSD-F, KMF						
Tensión de funcionamiento	Tensión continua	[V DC]	12, 24, 42, 48						
	Tensión alterna	[V AC]	24, 42, 48, 110, 230, 240 (50 ... 60 Hz)						
Valores característicos de la bobina	Tensión continua	[W]	4,5						
	Tensión alterna	[VA]	Excitación: 7,5 Mantenimiento: 6						
Grado de protección según EN 60529			IP65 (en combinación con caja tomacorriente)						
Tiempos de conmutación de la válvula [ms]									
Conexión neumática		G1/8	G1/4		G1/2		G3/4		
Posición de reposo		Cerrada	Abierta	Cerrada	Abierta	Cerrada	Abierta	Cerrada	
Alimentación interna del aire de pilotaje									
Conexión		9	9	10	14	18	18	36	40
Desconexión		29	29	29	41	90	90	32	29
Alimentación externa del aire de pilotaje									
Conexión		9	-	10	-	18	-	36	-
Desconexión		29	-	29	-	90	-	32	-

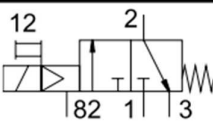
Referencias de pedido					
Símbolo del circuito	Descripción	Conexión neumática	Categoría ATEX	Nº art.	Código del producto
	Sin bobina magnética F <sup>1</sup> , alimentación interna del aire de pilotaje	G1/8	-	7802	MFH-3-1/8
			Categoría ATEX → Página 12	535897	MFH-3-1/8-EX
		G1/4	-	9964	MFH-3-1/4
			Categoría ATEX → Página 12	535898	MFH-3-1/4-EX
		G1/2	-	9857	MFH-3-1/2
	Categoría ATEX → Página 12	535899	MFH-3-1/2-EX		
		G3/4	-	11967	MFH-3-3/4
			Categoría ATEX → Página 12	536190	MFH-3-3/4-EX

Imagen 55: Electroválvula Neumática y Características.


Referencias: bobinas		Hojas de datos → Internet: msfg, msfw	
Tensión	Nº de artículo	Tipo	
<b>Bobinas tipo F</b>			
	12 V DC	34410	MSFG-12-OD
	24 V DC y 42 V AC, 50 ... 60 Hz	34411	MSFG-24/42-50/60-OD
	42 V DC	34413	MSFG-42-OD
	24 V AC	34415	MSFW-24-50/60-OD
	48 V AC, 50 ... 60 Hz	34418	MSFW-48-50/60-OD
	110 V AC, 50 ... 60 Hz y 120 V AC, 60 Hz	34420	MSFW-110-50/60-OD
	230 V AC, 50 ... 60 Hz y 240 V AC, 60 Hz	34422	MSFW-230-50/60-OD
	240 V AC, 50 ... 60 Hz	34424	MSFW-240-50/60-OD

Imagen 56: Accesorios Electroválvula Neumática.

Debe mencionarse que el equipo hará uso de dos electroválvulas como las mencionadas: la primera de ellas comanda el suministro a las seis ventosas centrales, en tanto que la segunda el suministro a las cuatro exteriores, que se emplearán solo en caso de dispensarse las hojas de mayor tamaño.

### 5.2.7.-Elementos Adicionales de Montaje

Para la construcción completa del circuito se requirió de la utilización de diversos componentes, a saber:

- Caños rígidos de acero.
- Mangueras Neumáticas.
- Accesorios de Acople Neumático (racores).

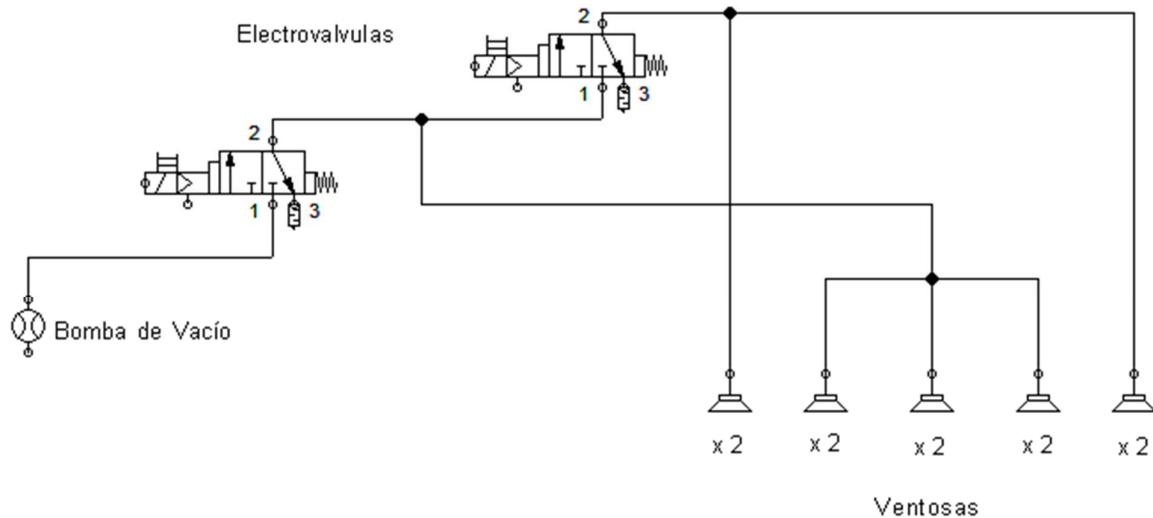


Imagen 57: Elementos Adicionales Sistema Neumático.

### 5.2.8.-Esquema Neumático Sistema de Vacío

Mediante la utilización del software *Festo Fluid Sim* se representó de forma esquemática el circuito neumático utilizado para la distribución del vacío para la succión de hojas corrugadas.

En primera instancia se esquematiza el circuito neumático presentando el control de la totalidad de las ventosas mediante las dos electroválvulas antes mencionadas. En este caso, el PLC será el encargado de activar o no la totalidad de las ventosas, según el operario le indique que se encuentra trabajando con hojas largas o cortas.

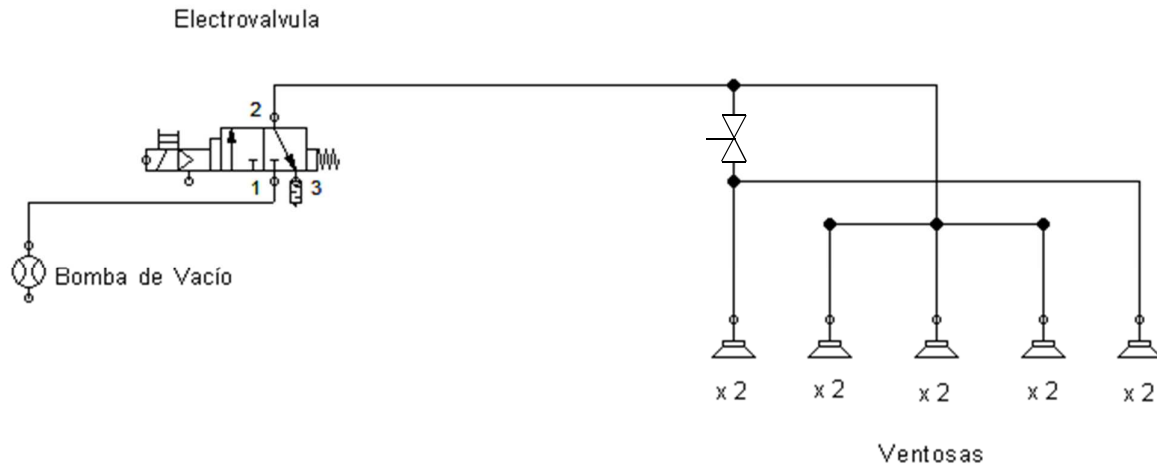


Sistema de Vacío para Succión de Hojas Corrugadas mediante Ventosas. Control mediante PLC

Imagen 58: Esquema neumático 1, control de ventosas exteriores mediante PLC.

Sin embargo, y atendiendo a la necesidad de eficiencia económica del equipo desarrollado, se ha planteado una segunda alternativa, que prescinde de la utilización de la electroválvula que controla el suministro hacia las ventosas exteriores. Ahora es el operario quien decide, por medio de una válvula de bloqueo manual, suministrar o no vacío hacia estas ventosas, en función de la hoja que deba dispensarse.

Esta opción, que requiere mayor intervención del operario, se plantea como alternativa para economizar costes de manufactura y mantenimiento, quedando a cargo del comitente su aplicación.



Sistema de Vacío para Succión de Hojas Corrugadas mediante Ventosas. Control Manual

**Imagen 59:** Esquema neumático 2, control de ventosas exteriores manual.

La elección por cuál de las alternativas constructivas se materializará queda a cargo del comitente. Indistintamente de su elección, ambas lograrían una correcta funcionalidad.

### 5.2.9.-Mecanismo de Desplazamiento Cama de Ventosas

Para el desplazamiento del mecanismo se ha optado por la utilización de un cilindro neumático, debido a que resulta la opción más adecuada por su accionamiento veloz, limpieza, emisión de ruido, entre otras ventajas.

La selección del cilindro neumático fue una tarea crítica, ya que se requieren movimientos veloces para cumplir con los tiempos estipulados. El cilindro seleccionado deberá presentar una carrera acorde, pero además ser apto para altas velocidades y con amortiguación que mitigue los desgastes que el uso ocasiona.

### Dimensionamiento Cama de Ventosas

La cama de ventosas es el elemento que debe generar la elevación de cada hoja corrugada, para proporcionar así la dispensación de las mismas a su posterior movimiento: caída de la hoja en Parrilla para su empuje hacia Rolo de Pegado. Dado que para un correcto funcionamiento del equipo es imperativo evitar que dicha Cama de Ventosas se atasque con los posteriores mecanismos que interactúan debajo de él. Por ello es que se hace mandatorio un diseño tal que la Cama de Ventosas mitigue la posibilidad de ocurrencia de este fenómeno. Por esto, ocurre que un diseño satisfactorio será aquel que conduzca a una flecha (o deformación) en operación causante por la fuerza aplicada por los cilindros, tal que no comprometa la normal operación del sistema.

Además, es de suma importancia verificar que las tensiones a las cuales serán sometidas las vigas en estudio sean menores a la admisible por el material. En este mecanismo se estudiarán los largueros, ya que en el centro de las mismas se generará el punto de unión con los cilindros neumáticos.

La cama de Ventosas está conformada por la unión de perfiles estructurales que presentan las siguientes características:

- Cama de Ventosas:
  - Largueros →  $40 \times 20 \times 1,25 \rightarrow 2 * (1,10 [kg/m] * 1,70 [m]) = 3,75 [kg] \rightarrow 5,00 [kg]$
  - Caño →  $8 * 50,00 [g] = 0,50 [kg]$
  - Perfilería →  $20 \times 20 \times 1,25 \rightarrow 0,70 [kg/m] * (2 * 0,60 [m] + 4 * 0,29 [m]) = 1,70 [kg]$
  - Perfilería →  $40 \times 20 \times 1,25 \rightarrow 1,09 [kg/m] * (2 * 2,30 [m] + 0,60 [m]) = 5,70 [kg]$

Debido a la utilización de perfiles estructurales de material *IRAM F24* se procede a verificar que la estructura resista la fuerza sometida por el cilindro neumático:

Para la estructura solicitada se verifica que sus tensiones sean aceptables.

- **Larguero:**

$$\sigma_{Larguero} = \frac{M_f}{W_x} = \frac{F_{avance} \cdot L/2}{W_x} = \frac{482,50 [N] \cdot (2,30/2) [m]}{1,408 \times 10^{-6} [m^3]} = 98,50 [MPa] < \sigma_{adm} = 120,00 [MPa]$$

- **Barra Central:**

$$\sigma_{BC} = \frac{M_f}{W_x} = \frac{F_{avance} \cdot A/2}{W_x} = \frac{482,50 [N] \cdot (0,60/2) [m]}{1,408 \times 10^{-6} [m^3]} = 51,40 [MPa] < \sigma_{adm} = 120,00 [MPa]$$

Por lo tanto, la viga estudiada verifica correctamente.



Imagen 60: Esquematización Cama de Ventosas.

### Selección de Cilindro Neumático

Para comenzar con la selección del cilindro neumático que generara el accionamiento de la cama de ventosas para que genere la elevación de la hoja corrugada, se ha debido considerar que la cama de ventosas debe descender desde una posición superior hasta hacer contacto con la hoja ubicada en el tope del batch y posteriormente, ya con la hoja succionada por las ventosas elevarse hasta su posición inicial. En este caso, el Sistema de Elevación debe soportar no solo el peso de la Cama de Ventosas, sino también el peso que posee la hoja corrugada que ha sido elevada.

Por tanto, se estima que los cilindros neumáticos a elegir deben soportar:

- *Cama Ventosas*: Perfiles → 12,90 [kg]
- *Ventosas*: 200,00 [g]<sup>c/u</sup> · 10 u = 2,00 [kg]
- *Hoja Corrugada*: 0,20 [kg]

SUBTOTAL:

–*Descenso*: 14,90 [kg]

–*Ascenso*: 15,10 [kg]

Posteriormente, se ha determinado el recorrido que debe realizar la cama con ventosas dejando así la luz necesaria para que los demás mecanismos actúen correctamente; de esta manera el desplazamiento vertical requerido por el cilindro neumático es el siguiente:

$$h_T = S_1 + S_2 + h_p + h_v$$

Donde:

- $h_T$ : Desplazamiento vertical requerido por cilindro neumático.

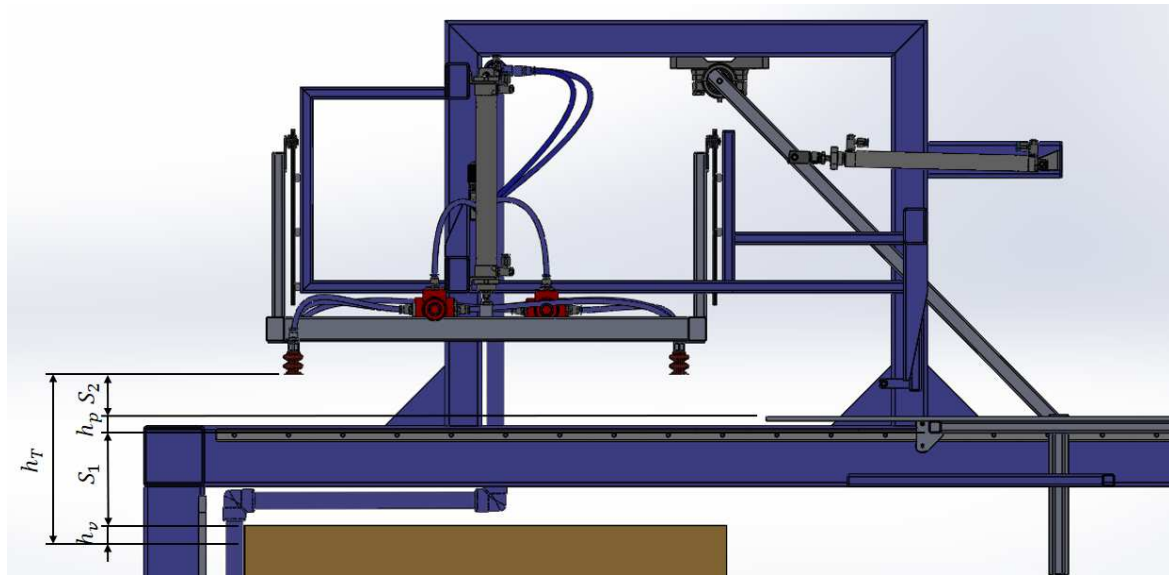
- $S_1$ : Distancia de Seguridad, evita que la parrilla apriete las hojas debajo de ella, compensando además, irregularidades del Batch. Determinado por Criterio.

- $S_2$ : Distancia de Seguridad, evita el apriete de la hoja que se encuentra suspendida (esto puede generar una cierta ondulación de hoja debido a que es blanda). Determinado por Criterio.

- $h_p$ : Altura de Parrilla + Flecha Propia de Parrilla.

- $h_v$ : Altura de Hoja + Altura de Ventosa Comprimida (la misma se comprimirá cuando el cilindro neumático esté en su posición final). Este dato no es aportado por el proveedor, por lo que se lo estima.

$$h_v = 9,00 [mm] + 20,00 [mm] = 29,00 [mm]$$



**Imagen 61:** Esquema de Desplazamiento Vertical Requerido por Cilindro Neumático. La distancia  $S_1$  se ha exagerado.

Por lo tanto:

$$h_T = S_1 + S_2 + h_p + h_v = 80,00 [mm] + 80,00 [mm] + 31,40 [mm] + 29,00 [mm] = 220,40 [mm]$$

Finalmente, se decidió implementar un cilindro *FESTO* modelo **DSNU – 32 – 250 – PPV – A** ubicado en el centro de la estructura, recomendados para movimientos rápidos de cargas pequeñas. De esta manera, se reducen los costos de mantenimiento y se evitan posibles errores.

$$F_{avance} = 482,50 [N] - F_{retroceso} = 415,00 [N]$$

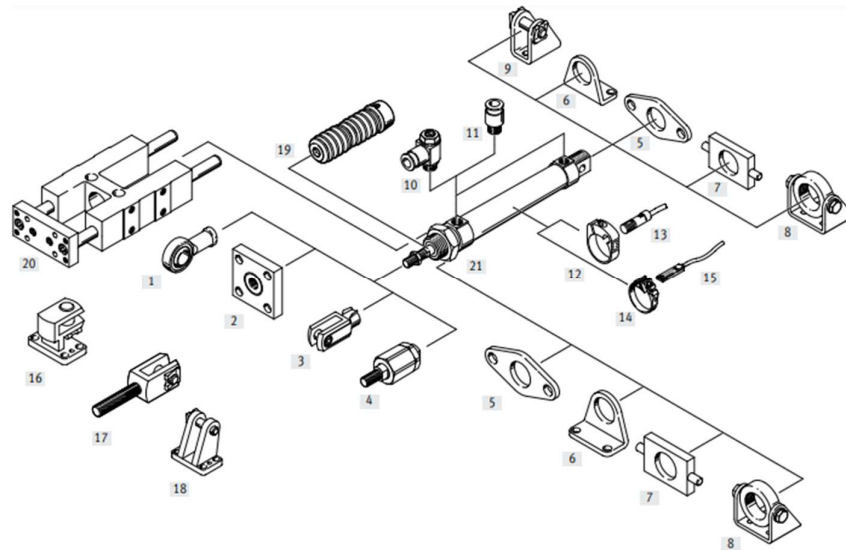


**Imagen 62:** Cilindro Neumático DSNU-32-250-PPV-A.

*Nota: En anexo se adjunta catalogo y Data Sheet de los elementos seleccionados.*

En base a los tiempos que se han determinado para los accionamientos, tanto de extensión de los cilindros los cuales generaran que la cama de ventosas baje y retracción de los mismos, generando la elevación de la cama de ventosas con la hoja corrugada sujeta, se han obtenido las siguientes velocidades medias con las cuales los cilindros deben trabajar. Dichas velocidades son aptas para su correcto funcionamiento, garantizada por la marca Festo en la selección de los mismos:

- *Cama Ventosas Baja (Extensión Cilindro)* = 0,50 [s] →  $v = 500,00 [mm/s] = 0,50 [m/s]$
- *Cama Ventosas Sube (Retracción Cilindro)* = 0,70 [s] →  $v = 357,10 [mm/s] = 0,30 [m/s]$



**Imagen 63:** Cilindro Neumático DSNU-32-250-PPV-A.

Además, se puede mencionar que como elementos para el control de desplazamiento se decidió implementar sensores de proximidad (representada con el número quince en la imagen anterior) a ubicar los cilindros, provistos también por *FESTO*.


Referencias de pedido: kits de fijación para sensores de proximidad SME/SMT-8		Hojas de datos → Internet: smbr	
Denominación	Para ∅	N.º art.	Código del producto
<b>Kit de fijación SMBR-8</b>			
	8	17 5091	SMBR-8-8
	10	17 5092	SMBR-8-10
	12	★ 17 5093	SMBR-8-12
	16	★ 17 5094	SMBR-8-16
	20	★ 17 5095	SMBR-8-20
	25	★ 17 5096	SMBR-8-25
	32	17 5097	SMBR-8-32
	40	17 5098	SMBR-8-40
	50	17 5099	SMBR-8-50
	63	17 5100	SMBR-8-63

Imagen 64: Elemento Adicional para cilindro neumático DSNU-32-250-PPV-A-S10- Código: SMBR-8-32.



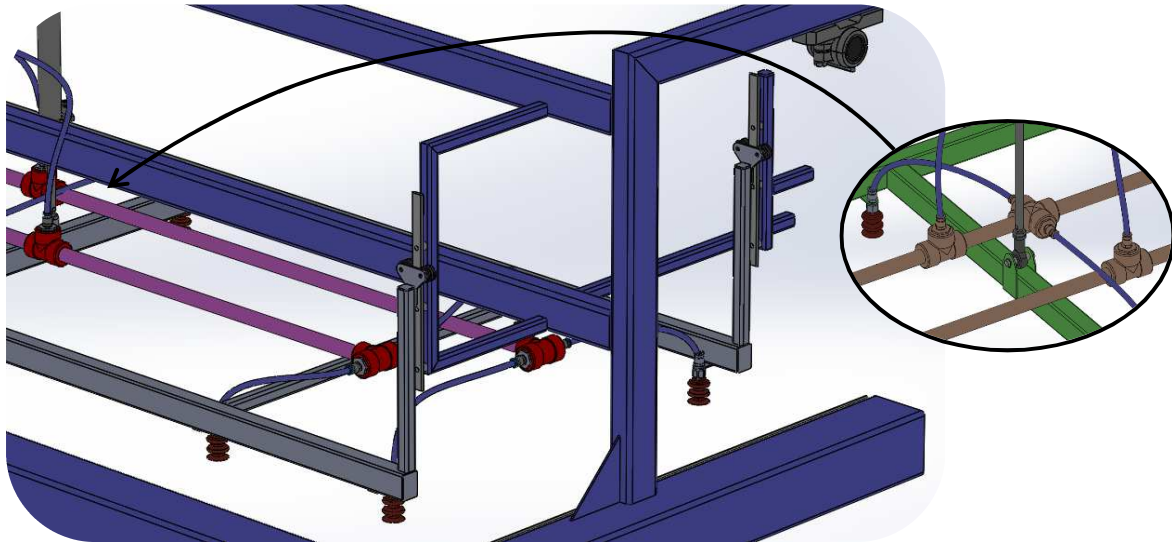
Referencias de pedido: sensor de proximidad para ranura en T, Reed magnético					Hojas de datos → Internet: sme	
Tipo de fijación	Salida de conmutación	Conexión eléctrica	Longitud del cable [m]	N.º art.	Código del producto	
<b>Normalmente abierto</b>						
	Insertable desde arriba en la ranura, a ras con el perfil del cilindro	Con contacto	Cable trifilar	2,5	★ 543862	SME-8M-DS-24V-K-2,5-OE
				5,0	★ 543863	SME-8M-DS-24V-K-5,0-OE
			Cable bifilar	2,5	★ 543872	SME-8M-ZS-24V-K-2,5-OE
			Conector M8x1, 3 pines	0,3	★ 543861	SME-8M-DS-24V-K-0,3-M8D
<b>Normalmente cerrado</b>						
	Se puede insertar en la ranura longitudinalmente, a ras con el perfil del cilindro	Con contacto	Cable trifilar	7,5	160251	SME-8-O-K-LED-24

Imagen 65: Elemento Adicional para cilindro neumático DSNU-32-250-PPV-A-S10- Código: SME-8-0-K-LED-24.

### Selección de Guías y Rodillos

Para garantizar un correcto desplazamiento de la cama de ventosas, es decir, la obtención de un movimiento perfectamente vertical, es que se ha optado por la utilización de un mecanismo Guías/Rodillos. Mediante el cálculo del peso de la cama de ventosas es que se ha seleccionado el sistema de guía/rodillos a implementar, de la familia de guías en V antes utilizadas. Para este sistema, se han decidido colocar dos rodillos en cada vértice de la cama de ventosas encargados no de transmitir el peso de la cama ya que ésta se verá sujeta por el cilindro neumático, sino de evitar desalineaciones y/o descarrilamientos durante el movimiento. De esta manera se entiende que se logrará preservar en mayor medida la vida útil de los componentes del cilindro en cuestión.

Del ya mencionado catálogo de *Nadella* se han seleccionado rodillos similares a los antes elegidos. Dado que teóricamente no deberían soportar carga alguna, su selección fue realizada contemplando el aspecto económico y el hecho de seleccionar componentes actualmente en uso, a fin de poder ahorrar costos de mantenimiento. Por lo tanto, de catálogo, se han seleccionado rodillos concéntricos modelo **FR 22 EU AS**, hermanados cada uno con uno excéntrico modelo **FRR 22 EU AS**. Además, se ha optado por la utilización de guías **FS 22 MT SB** compatibles con los rodillos antes seleccionados.

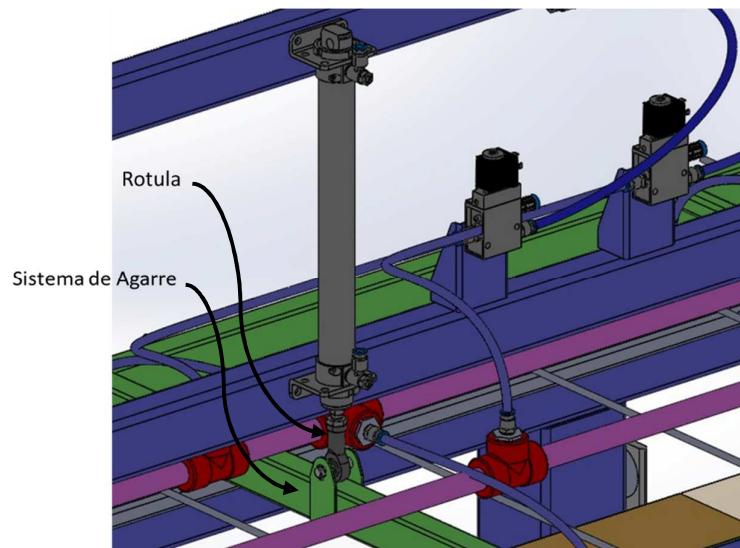


**Imagen 66:** Guías y Rodillos seleccionados para Cama de Ventosas- *Nadella*.

Observando la propuesta antes planteada puede notarse un detalle no menor: la disposición de los rodillos y guías permite a la plataforma realizar un leve desalineamiento respecto del plano horizontal. Esto permite a la cama de ventosas adaptarse a la superficie de la hoja superior del batch ya que, según indicaciones del comitente, las hojas del batch no son perfectamente planas, sino que presentan ciertas "lomadas" u ondulaciones. La disposición seleccionada de rodillos y guías, en conjunto con la rótula omnidireccional dispuesta en el extremo del cilindro, permiten a la cama de ventosas adaptarse (en cierto grado) a estas irregularidades.

#### 5.2.10.- Validación Mecanismo Agarre Cama Ventosas- Cilindro Neumático

Para que el mecanismo de la cama de ventosas funcione correctamente, se ha optado por la utilización de ciertos elementos adicionales entre la cama de ventosas y el cilindro neumático central, tales que mitigen los posibles atascamientos debido al cruzamiento que puede sufrir la cama, pero que permitan adaptarse a las deformaciones que se pueden presentar en el batch de hojas. Por este motivo, es que se ha optado por utilizar un mecanismo que le brinde un cierto grado de libertad de rotación a la Cama de Ventosas para que sea adaptable a la posición con la se encuentra la hoja superior del batch.

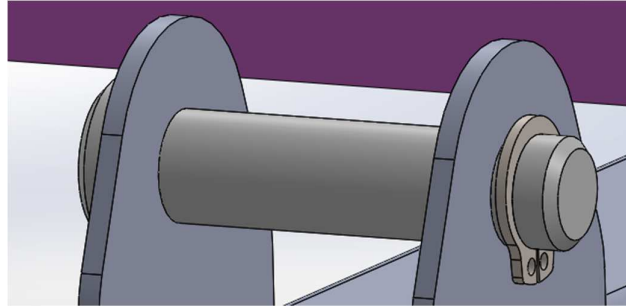


**Imagen 67:** Mecanismo de Agarre Cilindro-Cama Ventosas.



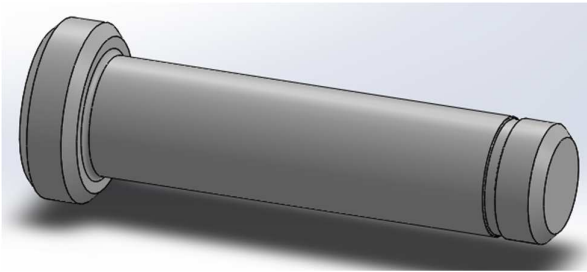
### Verificación de Prisionero Rotula

Para conseguir un movimiento eficaz y seguro a la hora de movilizar la Cama de Ventosas con el cilindro central, se ha optado por materializar la unión entre los mismos mediante una rótula omnidireccional y un perno prisionero, el cual será el intermediario entre la primera y la chapa soporte de la Cama de Ventosas.



**Imagen 68:** Elementos de Unión. Cilindro-Cama Ventosas.

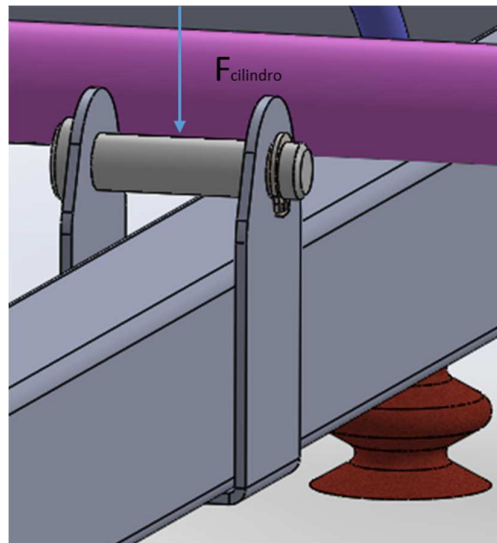
Ahora bien, se debe verificar que el perno propuesto sea capaz de soportar las solicitaciones actuantes. Sus características son:



- *Material: Acero IRAM F24*
- *Diámetro:  $\varnothing 10,00$  [mm]*
- *Area:  $78,54$  [mm<sup>2</sup>]*
- *$\tau_{adm}$ :  $60,00$  [MPa]*

**Imagen 69:** Prisionero de Rótula.

Para simplificación del estudio, se considerará un sistema siempre que presentará sus apoyos en la sección de contacto con el mecanismo de agarre. La Fuerza actuante en el perno será ubicada en su parte central, representando a la Fuerza que genera el cilindro en su avance (Solicitación más desfavorable).



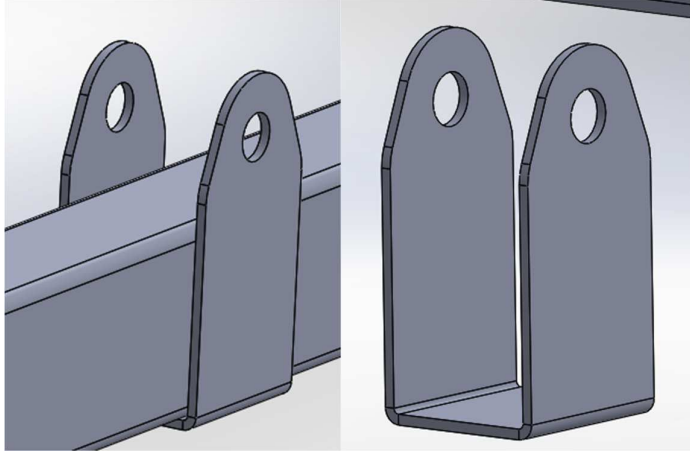
**Imagen 70:** Fuerza Actuante debido a Cilindro- Solicitación más desfavorable.

Por lo tanto, verificando su sollicitación a corte:

$$\tau_{corte} = \frac{F_{actuante}}{Area} = \frac{F_{avance}/2}{Area} = \frac{482,50 [N]/2}{78,54 [mm^2]} = 3,07 [MPa] < \tau_{adm} \rightarrow \text{Verifica}$$

### Verificación de Chapa Agarre Prisionero Rotula

De igual manera que con el Perno Prisionero, se analizará que la chapa que materializa el agarre entre la cama de ventosas y el cilindro neumático, sea resistente a las sollicitaciones actuantes. La misma presenta las siguientes características:



- Material: Acero IRAM F24
- Diámetro Agujero:  $\varnothing 10,00 [mm]$
- Espesor:  $2,00 [mm]$
- Area:  $20,00 [mm^2]$
- $\sigma_{adm}$ :  $120,00 [MPa]$

Imagen 71: Chapa Agarre Prisionero Rotula.

En esta situación, el orificio que ira introducido el Perno Prisionero estará sometido a tracción debido a la Fuerza que ejerce el cilindro tanto en avance como retroceso. Debido a esto es que se analizaran las sollicitaciones:

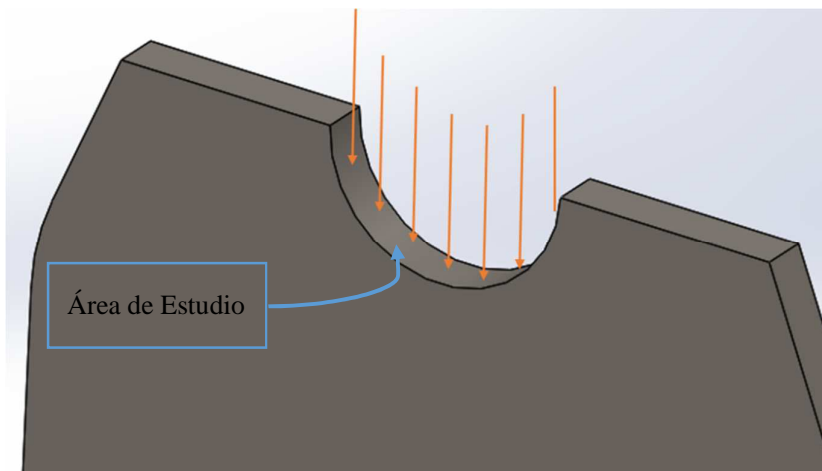
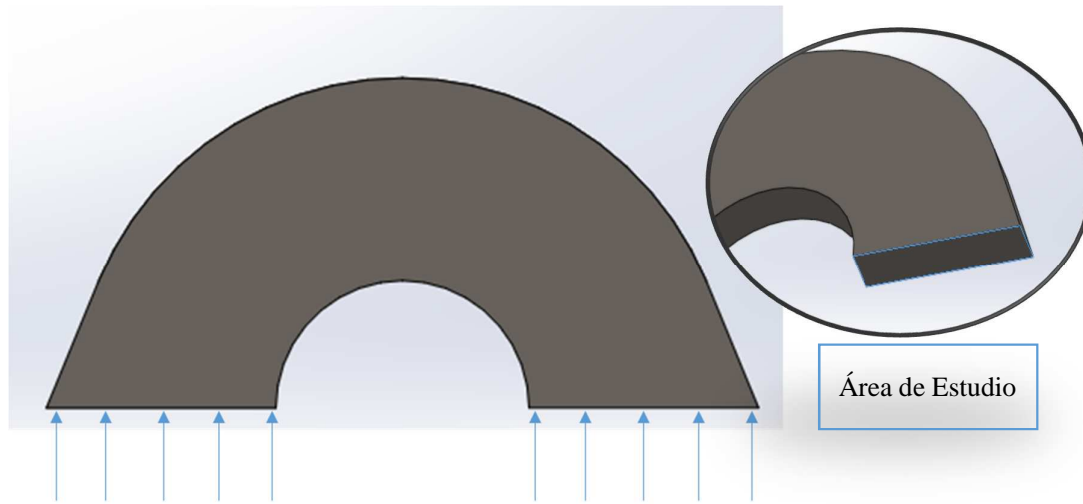


Imagen 72: Fuerza Actuante debido a Cilindro- Sollicitación a tracción.

Por lo tanto, verificando que su resistencia a la tracción sea correcta:

$$\sigma_{rot} = \frac{F_{actuante}}{Area} = \frac{F_{avance}/2}{Area} = \frac{482,50 [N]/2}{20,00 [mm^2]} = 12,06 [MPa] < \sigma_{adm} \rightarrow \text{Verifica}$$

Otro punto de estudio, será la tracción a la cual están sometidas las caras de las orejas que completan al área del mecanismo de agarre cuando el cilindro se retrae.



**Imagen 73:** Fuerza Actuante debido a Cilindro- Solicitación a tracción en fibras exteriores.

Por lo tanto, verificando que su resistencia a la tracción sea correcta:

$$\sigma_{rot} = \frac{F_{actuante}}{Area} = \frac{F_{retroceso}/2}{2 * Area} = \frac{415,00 [N]/2}{2 * (9,10 * 2,00) [mm^2]} = 5,70 [MPa] < \sigma_{adm} \rightarrow \text{Verifica}$$

### 5.2.11.-Conductería

Para la conducción del vacío generado por la bomba de vacío hasta las ventosas, se ha decidido recurrir a conductería galvanizada IRAM 2502 Ø½", ya que su amplia disponibilidad, bajo coste y buena durabilidad se conjugan de manera óptima para la aplicación en cuestión. En cuanto a los accesorios, se utilizarán de tipo roscados para su fácil montaje y eventual recambio.

Las acometidas a los componentes sensibles, como lo son la bomba de vacío, las electroválvulas, las ventosas y el salto desde el bastidor a la cama de ventosas (elemento móvil), se realizará por medio de conductería flexible. En el primer caso se decidió implementar manguera comercial Ø3/4" vinculada a la instalación rígida mediante unión doble; en tanto que en los otros casos se ha recurrido a manguera plástica neumática con racores comerciales en sus extremos.

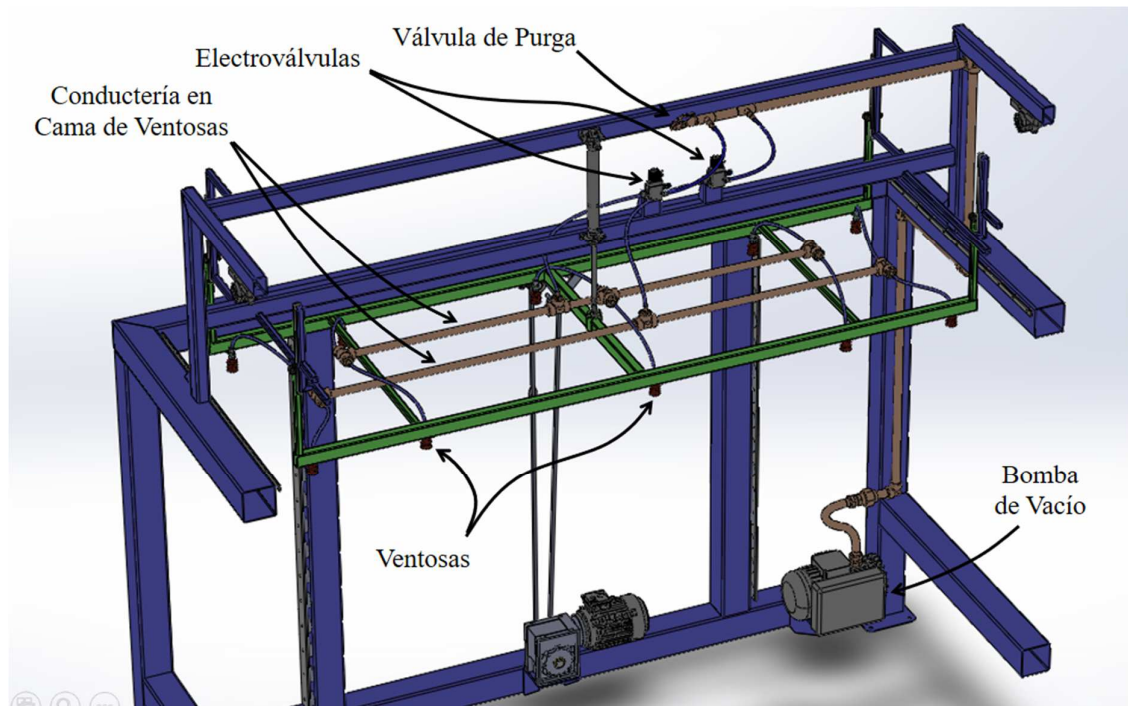


Imagen 74: Conductería del Sistema de Succión (resaltada en verde).

### 5.3.-Sistema de Apoyo de Hojas

Una vez elevadas las hojas por medio de la cama de ventosas, será necesario depositarlas en una superficie acorde para poder empujarlas hacia el Rolo de Pegado, destino final al que deben dirigirse. Dada el escaso tiempo del que se dispone para realizar los movimientos, debe recurrirse a un sistema igualmente rápido que los antes desarrollados, poniendo énfasis en la concreción de un sistema que garantice un funcionamiento confiable con el tiempo. Es por ello que, luego de considerar las ventajas e inconvenientes de las ideas planteadas, se decidió recurrir a un sistema de cama apoyado en doble guía que realice movimientos de ingreso y egreso alternativamente por debajo de la cama de ventosas, permitiéndole así soltar la hoja para poder luego empujarla.

Durante el desarrollo de este pequeño sistema es que se ha prestado particular atención a los pesos de los materiales utilizados, ya que una mayor masa en movimiento implica mayores esfuerzos mecánicos, mayores ineficiencias y un costo operativo consecuentemente más alto. Si bien el desarrollo presentado a continuación se ha optimizado lo suficiente como para poder ser construido con perfilaría estructural, no fue nunca descartada la opción de materializarlo en perfilaría de Aluminio, cuya tan mentada fama de ligereza lo ha impulsado a las más variadas aplicaciones. Sin embargo, dada la dificultad para conseguir proveedores locales con calidad y variedad acordes al trabajo a realizar y el relativamente elevado costo de la materia prima, se decidió relegar esta alternativa como última opción.

Además, se ha tenido en cuenta especialmente la ubicación de este sistema respecto del equipo, ya que se ha pensado para permitir un acercamiento de la hoja hasta el Rolo de Pegado lo más cercano posible, a la vez que se ha dejado espacio para el accionar de un sistema que se desarrollará a continuación, y cuyo objetivo es el de empujar la hoja hasta el mencionado Rolo. Para ello es que se han dispuesto sobre la mencionada cama una serie de varillas cilíndricas orientadas en la dirección en que deberá desplazarse a las hojas, que se espera actúen a modo de patín, facilitando su desplazamiento, pero permitiendo alcanzar mayores distancias.

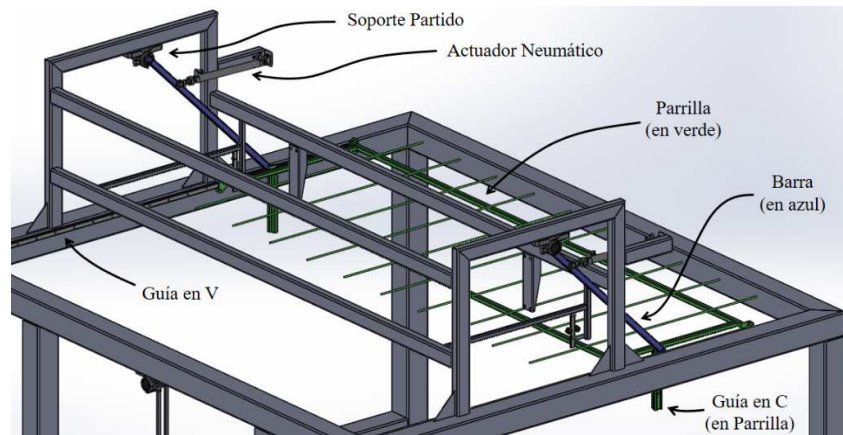


Imagen 75: Componentes del Sistema de Apoyo.

### 5.3.1.-Esquema Constructivo

Para comenzar este desarrollo, se presenta un diagrama esquemático del mecanismo propuesto, del que se ha partido para calcular los pesos de los componentes de la estructura:

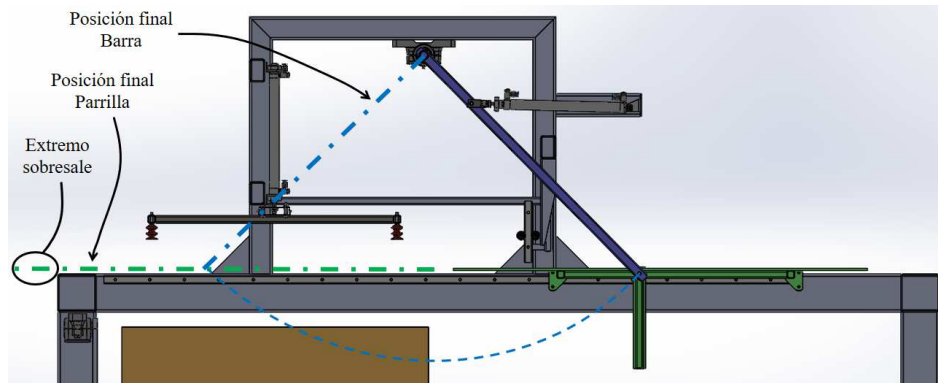


Imagen 76: Diagrama Esquemático de Sistema de Apoyo.

La Parrilla (que habrá de deslizarse sobre las guías horizontales) y las Barras (que habrán de empujarla) se han considerado construidas con los siguientes materiales:

- Parrilla:
  - $20 \times 20 \times 1,60 : L = 2 \cdot (2,40 + 0,60) [m] = 6,00 [m] \rightarrow 5,24 [kg]$
  - Planchuela  $2'' \times 1/8'' : L = 4 \cdot 0,05 [m] = 0,22 [m] \rightarrow 0,28 [kg]$
  - Varilla Cilíndrica  $\varnothing 1/4'' : L = 10 \cdot 1,08 [m] = 10,80 [m] \rightarrow 2,70 [kg]$
  - SUBTOTAL: 8,22 [kg]
- Barras:
  - $25 \times 15 \times 1,25 : L = 2 \cdot 0,80 [m] = 1,60 [m] \rightarrow 1,12 [kg]$
  - SUBTOTAL: 1,12 [kg]

*Nota: La selección de la perfilaría implementada se justifica en Anexo B.*

Sin embargo, para garantizar un correcto funcionamiento del sistema, y para cubrir posibles incertidumbres, se ha decidido aumentar en  $1,00 [kg]$  el peso asignado a la cama, lo que, si bien puede parecer poco margen, debe tenerse en cuenta que representa un 12% de su peso estimado.

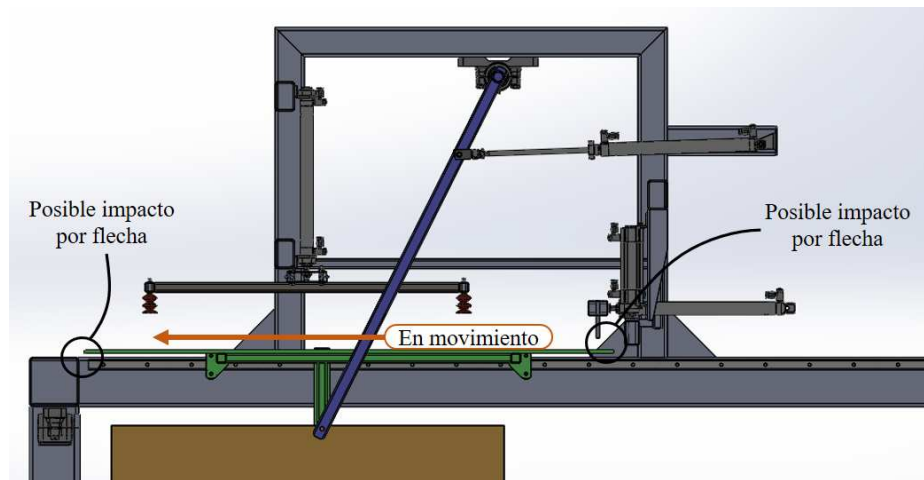
Además, dado que se ha decidido implementar un sistema de doble cilindro neumático para producir el empuje de la cama, se procederá a realizar la selección de los mismos considerando para cada uno la mitad de los pesos antes calculados. Así, el peso de la Cama  $m_1$  y de la Barra  $m_2$  a movilizar resultan:

$$\text{Cama: } m_1 = \frac{(8,22+1,00) [kg]}{2} = 4,61 [kg]$$

$$\text{Barra: } m_2 = \frac{1,12 [kg]}{2} = 0,56 [kg]$$

### 5.3.2.-Verificación de la Parrilla

La Parrilla es el elemento que ha de soportar las hojas cuando sean liberadas por la cama de ventosas, a la vez que ha de proporcionar de sustento para el siguiente movimiento: el desplazamiento hacia el Rolo de Pegado. Dado que para un correcto funcionamiento del equipo es imperativo evitar atascos de hojas, se hace mandatorio un diseño tal para la Parrilla que mitigue la posibilidad de ocurrencia de este fenómeno. Por esto, ocurre que un diseño satisfactorio será aquel que conduzca a una flecha (o deformación) en operación tal que no comprometa la normal operación del sistema.



**Imagen 77:** Atasco a causa de flecha provocada.

Como se puede notar en la imagen precedente, una flecha excesiva de la Parrilla puede conllevar a dos posibles situaciones indeseables, tanto peor la segunda que la primera:

- 1) Que las hojas se atascen al ser empujadas por el órgano de empuje (desarrollado posteriormente) contra el bastidor del equipo
- 2) Que las propias varillas cilíndricas de la parrilla se atascen al impactar frontalmente contra el bastidor

De esto se desprende la necesidad de verificar que la flecha producida en la parrilla durante su operación se encuentre dentro del margen de seguridad definido al momento de dimensionar los cilindros que han de dar movimiento a la cama de ventosas. Se procedió, entonces, a verificar que el valor de la flecha esperada se adecúe al margen establecido.

El valor de la flecha  $f$  en el centro de una viga sustentada en sus extremos y sometida a una carga homogéneamente distribuida  $q$  responde a la ecuación:

$$f = \frac{5}{384} \cdot \frac{q \cdot L^4}{E \cdot I}$$

... donde  $E$  es el Módulo de Elasticidad del material,  $I$  el Momento de Inercia de la viga y  $L$  su longitud.

El valor de la carga distribuida  $q$  que actuará sobre cada una de las vigas que componen la Parrilla se ha supuesto como la suma de:

- Peso propio de la viga:  $\square 20 \times 20 \times 1,60 : q_1 = 0,87 \text{ [kg/m]}$
- Peso de las varillas:  $\emptyset 1/4'' : Q_2 = 2,70 \text{ kg} \rightarrow q_2 = \frac{Q_2/2}{L} = \frac{2,70 \text{ [kg]}}{2 \cdot 2,40 \text{ [m]}} = 0,56 \text{ [kg/m]}$
- Peso de una hoja:  $Q_3 = 0,20 \text{ kg} \rightarrow q_3 = \frac{Q_3/2}{L} = \frac{0,20 \text{ [kg]}}{2 \cdot 2,40 \text{ [m]}} = 0,04 \text{ [kg/m]}$

... de donde se ha obtenido:

$$q = \sum q_i = (0,87 + 0,56 + 0,04) \text{ [kg/m]} = 1,48 \text{ [kg/m]} \rightarrow 14,49 \text{ [N/m]}$$

Finalmente, utilizando  $E = 210,00 \text{ [GPa]}$  para el acero e  $I = 0,607 \text{ [cm}^4\text{]}$  para la sección en cuestión, la flecha esperada es de:

$$f = \frac{5}{384} \cdot \frac{14,49 \text{ [N/m]} \cdot (2,40 \text{ [m]})^4}{210,00 \text{ [GPa]} \cdot 0,607 \text{ ([m}^{-2}\text{)]}^4} = 4,91 \text{ [mm]}$$

... lo cual constituye valor totalmente aceptable.

Se entiende luego que, con una luz acorde entre el bastidor y las varillas de la Parrilla, se evitará cualquier posible contacto que pueda comprometer el correcto funcionamiento del equipo.

No se realizará, en este caso, una verificación de los miembros por resistencia pues se entiende que, por producirse una flecha de valor tan minúsculo (0.2%), las tensiones generadas se encuentran dentro de un margen seguro.

### 5.3.3.-Selección de las Guías

Es con el peso de la cama con el que se ha seleccionado el sistema de guía de rodillos a implementar, para el que se ha optado por mantener el sistema de guías en V antes utilizado. Para este sistema, se han decidido colocar cuatro rodillos encargados de transmitir el peso de la cama hacia las dos guías horizontales, que serán acompañados por cuatro rodillos excéntricos que permitirán asegurar el correcto desplazamiento de la cama y evitar desalineaciones y/o descarrilamientos.

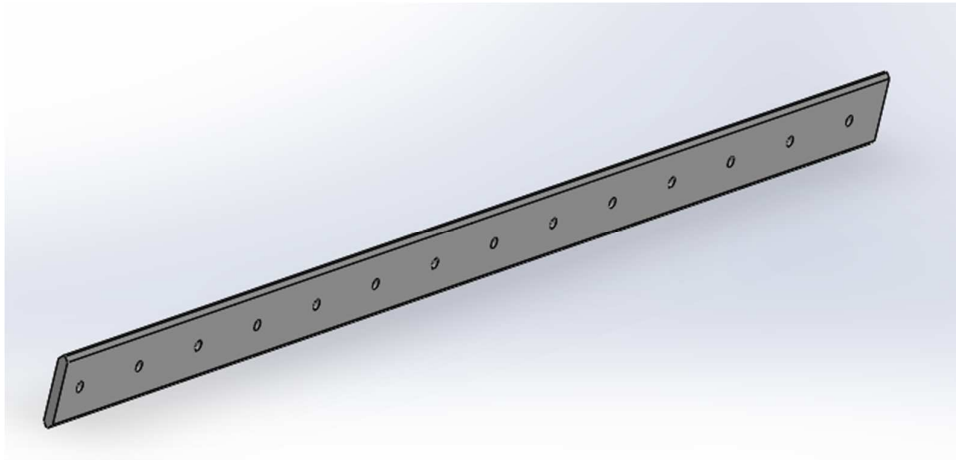
Del ya mencionado catálogo de *Nadella* se han seleccionado rodillos similares a los antes elegidos, pero con menor capacidad portante, aunque suficiente para soportar el peso de la cama cargada con una hoja. Así, la carga radial máxima que deberá soportar cada uno de los cuatro carros será:

$$F_r = \frac{m_1 + m_{hoja}}{n_{carros}} = \frac{(4,61 + 0,20) \text{ [kg]}}{4} = 1,20 \text{ [kg]} = 11,80 \text{ [N]}$$

Con este valor tan pequeño es que se ha optado en el modelo de menor tamaño disponible, pensando en minimizar tanto la masa a movilizar como el costo final del equipo. Así, se ha decidido por la implementación de ocho rodillos concéntricos modelo **FR 22 EU AS**, hermanados cada uno con uno excéntrico modelo **FRR 22 EU AS**. La capacidad portante en dirección radial de cada uno de ellos, de  $470,00 \text{ [N]}$ , supera ampliamente la carga calculada.

Ahora bien, la masa total correspondiente a la cama que deberá acelerarse en cada ciclo de trabajo del equipo se verá aumentada en el peso de cada uno de estos rodillos (de  $33,00 \text{ gramos}$  cada uno) más la tornillería utilizada para sujetarlos. Redondeando en un aporte de peso de  $50,00 \text{ gramos}$  por cada rodillo, se tiene que cada uno de los dos cilindros deberá movilizar una masa de:

$$\text{Cama: } m_1 = 4,61 \text{ [kg]} + 8 \cdot 0,05 \text{ [kg]} = 5,01 \text{ [kg]}$$



**Imagen 78:** Guía Modelo.

### 5.3.4.-Actuadores Neumáticos

Como se puede comprender visualizando el esquema antes presentado, los cilindros neumáticos deberán empujar las barras que, a su vez, tirarán de la cama en un sentido u otro sobre las guías. La selección del actuador a implementar debió contemplar los siguientes puntos:

- Producir fuerza suficiente como para generar una aceleración  $a_{min}$  en la cama que permita respetar los tiempos de operación del equipo.
- Tener extensión suficiente como para permitir que la cama desarrolle su movimiento  $x_{max}$ .
- Evitar alcanzar tensiones demasiado elevadas en la barra que pudieran comprometer su integridad.

Así las cosas, la selección del cilindro neumático debió realizarse teniendo en cuenta la resistencia mecánica y peso de la barra que debe empujar. Como se puede comprender, la determinación de ambos componentes afecta a la selección del otro, por lo que se debió recurrir a un proceso iterativo de prueba de diversas soluciones posibles, lo cual se vio enormemente facilitado por el uso de una planilla de cálculo de *Excel*.

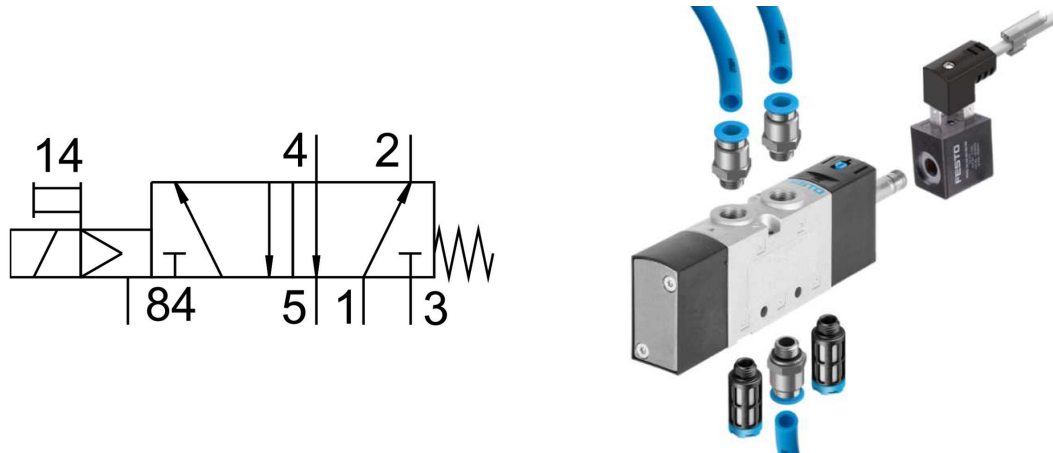
Tras intentar con diversas alternativas comerciales, se llegó a la conclusión de que implementando un par de cilindros neumáticos de la mundialmente reconocida marca *Festo* modelo **DSNU-25-250-PPS-A** y recurriendo a un perfil estructural  $\square 25 \times 15 \times 1,25$  para constituir la barra se satisfacen los objetivos perseguidos. Además, cabe mencionar que durante el proceso de selección se ha fijado la longitud de las barras en  $800,00 [mm]$ , ubicándose la vinculación con los cilindros neumáticos a  $177,00 [mm]$  del centro de rotación.



**Imagen 79:** Cilindro neumático seleccionado (izq.) y accesorios opcionales provistos por *Festo* para montaje del cilindro (der.), a saber: horquilla, válvulas de estrangulación antirretorno, mangueras flexibles y caballete.

Al respecto del accionamiento de los cilindros, se ha optado por comandarlos mediante un par de electroválvulas *Festo* modelo **VUVS-LT20-M52-MD-G18-F7**, de tipo 5/2 (5 vías y dos posiciones) con retorno por resorte. Se empleará para excitarla una bobina de  $220 [VAC]$  que será comandada por el PLC mediante relés repetidores, y en sus escapes se colocarán silenciadores neumáticos para reducir el nivel sonoro de funcionamiento del equipo.





**Imagen 80:** Electroválvulas seleccionadas: representación normalizada (izq.) y accesorios opcionales provistos por Festo para su montaje (der.), a saber: racores, mangueras flexibles, silenciadores, bobina, y conector zócalo con cable.

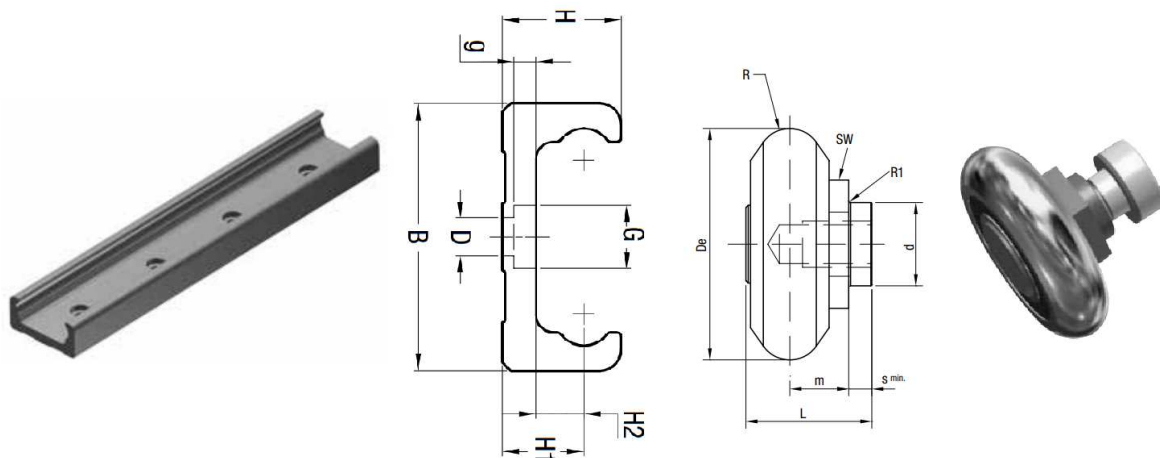
Al respecto del montaje, puede mencionarse que el fabricante garantiza que tanto las electroválvulas como los cilindros seleccionados pueden funcionar satisfactoriamente en cualquier posición.

*Nota: Para mayores detalles en cuanto a las selecciones efectuadas en esta sección, véase Anexo E.*

### 5.3.5.-Apoyos y Vinculaciones

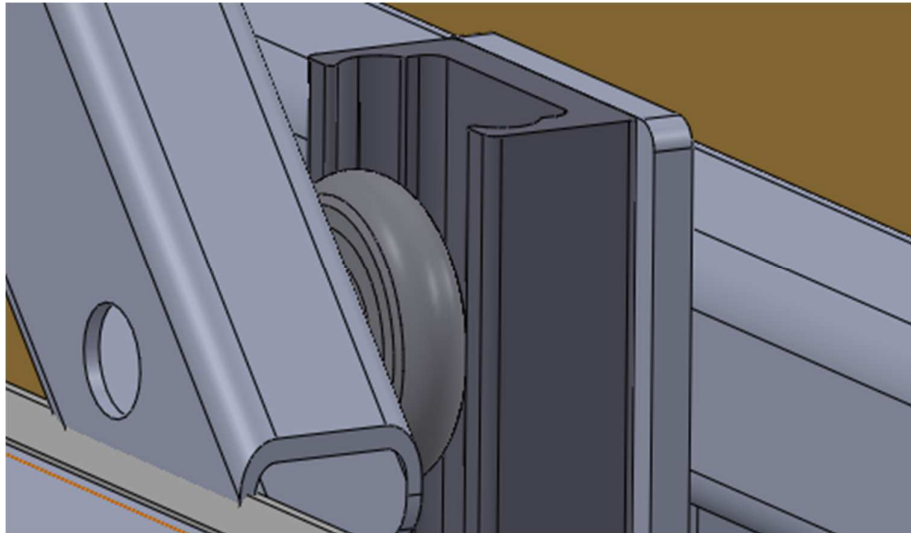
#### Guía de Desplazamiento Vertical

Al empujar las barras a la Parrilla para que ésta se desplace horizontalmente, sus extremos inferiores descenderán por debajo de su plano de desplazamiento. Para permitir este movimiento, se ha decidido emplear un modelo de guía que permite utilizar un único rodillo en cada extremo, pues su forma lo rodea por ambos lados. Tal es el caso de los carros **RCN 28** y las guías **LS 28 MT A** del ya mencionado fabricante *Nadella*, seleccionadas para esta aplicación, y cuya forma constructiva los hace ideales para esta aplicación.



**Imagen 81:** Guías y Carros seleccionados para permitir el desplazamiento vertical del punto de empuje de las barras.

Estos carros serán dispuestos uno en cada extremo de las barras, en tanto que las guías se ubicarán verticalmente en los dos extremos de la Parrilla, tal como se indica en el esquema a continuación:



**Imagen 82:** Carros Dispuestos en los Extremos.

### Rodamientos

Las barras, al desplazarse para poder empujar a la Parrilla, deben girar sobre un punto fijo determinado. Para permitir este giro es que se ha decidido colocar un par de rodamiento vinculados al bastidor del equipo a través de dos cajuelas o soportes partidos. Alrededor de ellos pivotarán las barras cuando sean empujadas por los cilindros neumáticos.

Para la provisión del conjunto Rodamiento y Cajuela se ha decidido recurrir al fabricante internacional *Schaeffler*, con presencia en Argentina bajo la marca comercial *FAG*, de reconocida trayectoria. Para nuestro caso, se ha decidido implementar un par de soportes partidos estándares, como los que se ilustran a continuación:



**Imagen 83:** Soportes partidos seleccionados (Izq.) y Mecanismo de Lubricación (Der.).

Al respecto de su selección, puede mencionarse que primeramente se ha decidido materializar los ejes de rotación mediante dos macizos de  $\varnothing 20,00$  [mm], lo cual permitió implementar un par de rodamientos estándar 6304 asegurados en su desplazamiento axial mediante un par de Aros Seeger (*DIN 471*). Para contener los rodamientos se han seleccionado de catálogo del mencionado fabricante un par de soportes modelo **SNV 052**, complementados cada uno con una obturación de doble labio **DH 304**, que se espera mitigue la entrada de suciedad hacia su interior, y una tapa **DKV 052** para el lado ciego.

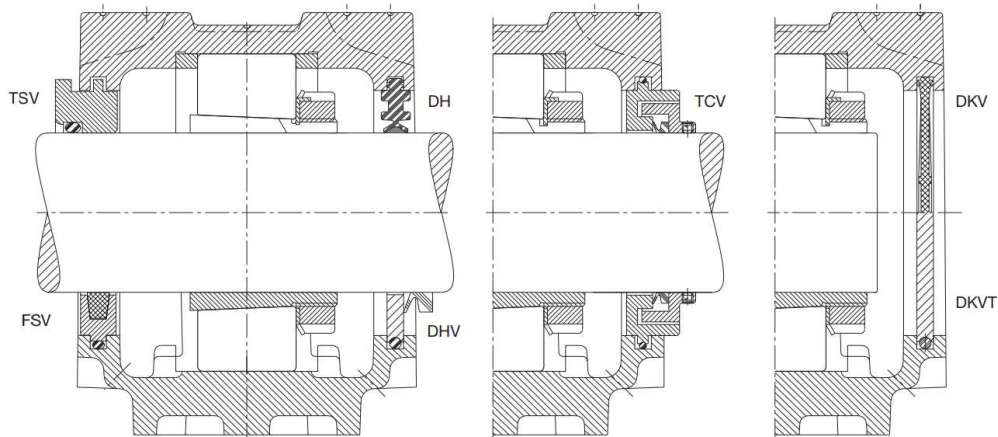


Imagen 84: Obturaciones para los extremos de los soportes disponibles según catálogo.

### Dimensionamiento de Eje

Dado el escaso espesor del perfil estructural que compone las barras, se entiende que existe la posibilidad de aplastamiento en su punto de vinculación para con el eje que ha de pivotar dentro de los rodamientos antes seleccionados. Teniendo en cuenta que su forma constructiva no se ha definido aún, se propuso un diseño que optimice el peso, siempre que pueda resistir el esfuerzo generado, a saber:

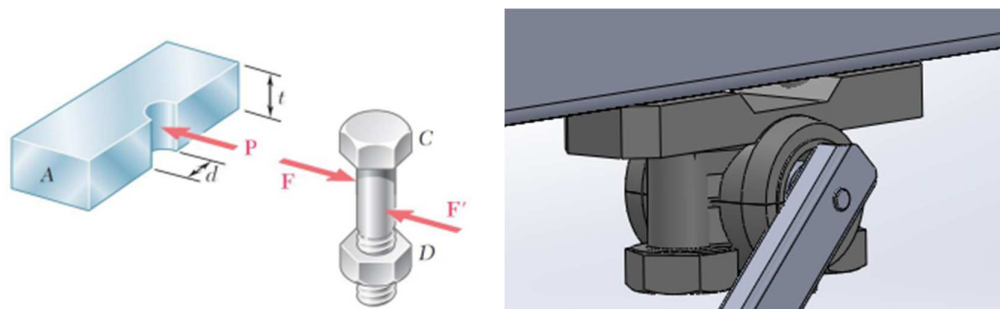


Imagen 85: Verificación de Aplastamiento.

Observando la imagen anterior puede notarse que en la zona de contacto entre la pieza que denominaremos “Eje” y la Barra se producirán esfuerzos de dos naturalezas:

- Corte: por efecto de las reacciones que deben ser capaces de resistir el empuje máximo de los cilindros. Este esfuerzo actúa sobre una sección circular perpendicular al eje de diámetro  $d$ .
- Aplastamiento: una sección de la Barra de espesor muy pequeño debe transmitir las reacciones al Eje. Este esfuerzo actúa en una sección rectangular coincidente con la zona de contacto entre las piezas, y su proyección en dirección perpendicular a la fuerza tiene dimensiones  $d \cdot t$ . Si bien el contacto entre la Barra y el Eje se materializa en dos zonas solo se considerará una de ellas, ya que se entiende que el lado más cercano al rodamiento sufrirá el aplastamiento en mayor medida.

Dado que el valor que estos esfuerzos alcanzan se encuentra directamente relacionado con el tamaño de la sección del Eje, se procedió a calcular las secciones mínimas admisibles en ambas situaciones, para seleccionar luego la mayor de ellas.

Para poder realizar este cálculo, debió obtenerse primeramente el valor máximo que pueden alcanzar las reacciones en la sección en cuestión. Por balance de Momentos, se obtuvo para el caso extremo de  $F_p = 294,50 [N]$  (avance):

$$\sum M = 0 \rightarrow R = F_p \cdot \frac{d_1 - d_p}{d_1} = 229,30 [N]$$

Luego, se obtuvo para cada sollicitación:

- Corte (empleando  $\tau_{adm} = 60,00 [MPa]$ ):

$$\tau_{adm} = \frac{R}{\pi \cdot d^2 / 4} \rightarrow d_{min} = \sqrt{\frac{4 R}{\pi \tau_{adm}}} = 2,21 [mm]$$

- Aplastamiento (empleando  $\sigma_{adm} = 120,00 [MPa]$  y  $t = 1,25 [mm]$  de la Barra):

$$\sigma_{adm} = \frac{R}{d \cdot t} \rightarrow d_{min} = \frac{R}{\sigma_{adm} \cdot t} = 1,53 [mm]$$

Como se podrá comprender, los valores obtenidos son en exceso pequeños, por lo que atendiendo a la practicidad en la construcción del equipo y a la capacidad de afrontar situaciones de carga imprevistas es que se ha optado por emplear un diámetro de valor  $d = 8,00 mm$ . De esta manera, se espera que los dos Ejes puedan obtenerse enteramente a partir de una barra comercial de acero  $\varnothing 1''$  como las que comercializa el reconocido fabricante Acindar.

*Nota: por resistir sobradamente las tensiones una sección tan pequeña, se entiende que no será necesario calcular los esfuerzos generados en la zona de contacto con el rodamiento, siempre que se eviten los concentradores de tensiones con un radio de acuerdo.*

## 5.4.-Sistema de Empuje

El sistema de empuje debe ser capaz de no dañar las hojas provenientes de la cama de ventosas, las cuales mediante este accionamiento pasara al siguiente nivel, equivalente a la colocación de pegamento en las mismas hojas (Rolos de Pegado).

El sistema en cuestión tiene por objeto producir el empuje final de las hojas hacia el rolo de pegado. Es el encargado de realizar este último movimiento, de manera que las hojas sean dispensadas en los rolos de pegado mediante el accionamiento causado por el empuje de unos brazos, los cuales se desarrollaran a continuación:

### 5.4.1.-Proposición de Alternativas

Para materializar el movimiento de empuje de las hojas se propusieron tres alternativas constructivas, de entre las que se seleccionó la que se consideró más apropiada.

#### Alternativa 1 – Mecanismo a Motor

El primer mecanismo propuesto se basó en un sistema cuya aplicación ha sido observada en la producción de alimentos, más específicamente en la automatización de líneas de embalaje. Se trata de un sistema de tres barras accionado únicamente por un motor rotativo, que logra desplazar linealmente la carga por efecto de un mecanismo de doble biela.

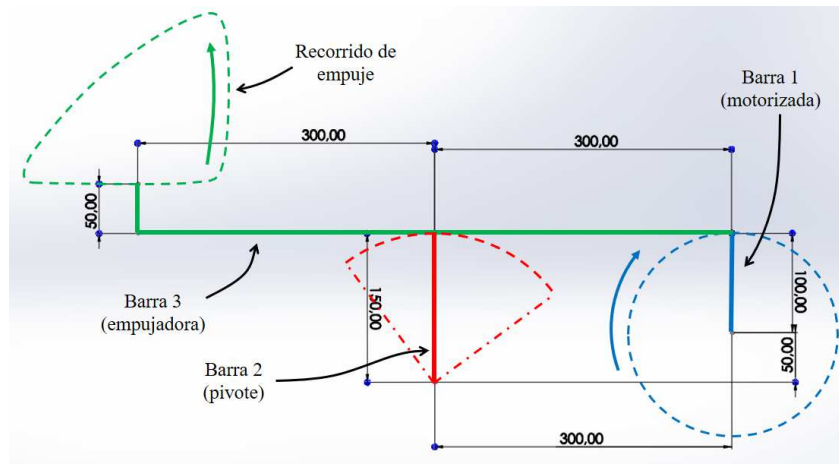


Imagen 86: Alternativa 1- Mecanismo a Motor.

Si bien este sistema presenta la ventaja de realizar movimientos homogéneos y fácilmente controlables, tiene la contrapartida de requerir mucho espacio para poder operar. Además, la disposición necesaria para poder realizar el movimiento deseado entra en conflicto con la ubicación de la parrilla, por lo que sería necesario realizar modificaciones para implementarlo.

### Alternativa 2 – Mecanismo a Cilindros 1

Este mecanismo surge para dar solución a las principales desventajas que presentó la Alternativa 1: el gran espacio requerido y su incómoda disposición. Así es que, tras analizar, se propuso un sistema simétrico de dos cilindros horizontales vinculados al bastidor que permitirán retirar el mecanismo de empuje de la zona de paso de la parrilla. En sus extremos se propuso disponer dos cilindros que, valiéndose de una barra de empuje entre sus vástagos, realizarían el empuje efectivo de la hoja.

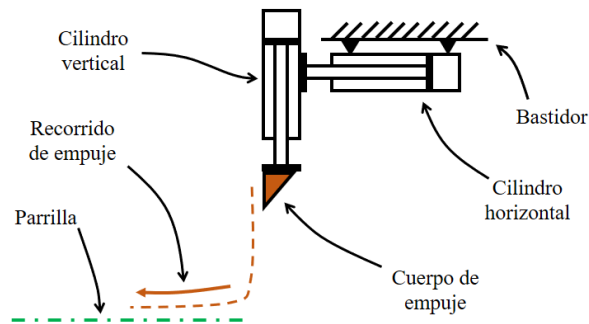


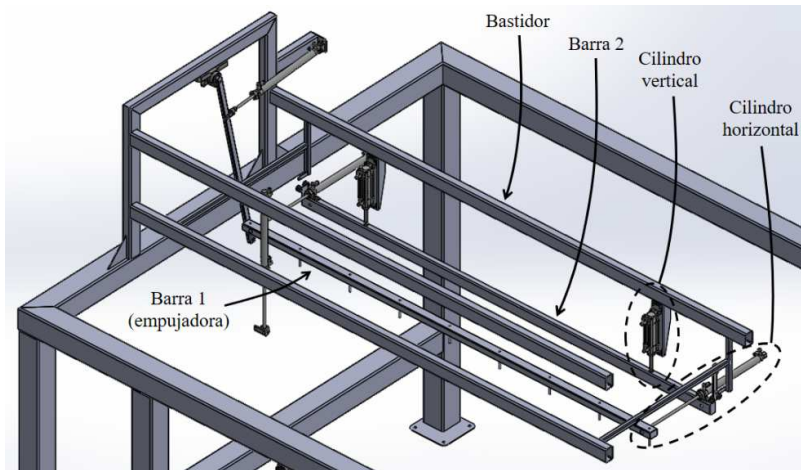
Imagen 87: Alternativa 2- Mecanismo a Cilindros 1.

Analizando la idea propuesta se notó una particularidad desventajosa: los dos pares de cilindros operarían siendo sometidos a esfuerzos de flexión en sus vástagos, lo que podría acelerar el desgaste de los componentes y favorecer desalineaciones y malos funcionamientos. Se ha considerado disponer además una guía horizontal para acompañar el movimiento y evitar la flexión en uno de los pares de cilindros, pero no pudo encontrarse una forma de evitar este efecto en el otro par.

### Alternativa 3 – Mecanismo a Cilindros 2

Esta última propuesta surge de reordenar los cilindros anteriormente propuestos. En este caso, los cilindros vinculados al bastidor se hallan dispuestos en dirección vertical, y acompañados en su movimiento por un

par de guías longitudinales. En sus extremos se propuso disponer un par de cilindros horizontales vinculados por una barra, que permitirán realizar el empuje de la hoja.



**Imagen 88:** Alternativa 3- Mecanismo a Cilindros 2.

Como se puede notar, esta disposición elimina casi definitivamente el esfuerzo de flexión en los cilindros, ya que serían las guías las que soportarían la fuerza del empuje, transmitiéndolo directamente hacia el bastidor.

Dado que esta alternativa combina las ventajas de las anteriores, se ha optado por considerarla la mejor opción constructiva para este sistema.

#### 5.4.2.-Análisis Temporal

Dado el escaso lapso temporal en que deben realizarse los movimientos del equipo, se propone ajustar las selecciones para que se respeten los siguientes tiempos:

Tiempo de Entrada del Sistema:  $0,70 [s]$ .

Tiempo de Salida del Sistema:  $0,40 [s]$ .

Siendo el segundo tiempo el que impone un margen más estricto, se intenta adecuarse a este valor, que deben cumplimentarlo los movimientos de retroceso de los dos pares de cilindros neumáticos. Por tanto, se impone:

Tiempo de retroceso horizontal:  $0,25 [s]$ .

Tiempo de retroceso vertical:  $0,15 [s]$ .

*Nota: se propone reservar un mayor lapso temporal para los movimientos de entrada del sistema a fin de reducir la posibilidad de maltrato de las hojas por efecto de los golpes bruscos.*

#### 5.4.3.-Selección de la Barra 1 (de Empuje)

El primer paso en el dimensionamiento del sistema consiste en la selección de la barra en cuestión. Ésta, que es la encargada de transmitir a las hojas la fuerza de empuje, se propone materializada mediante un perfil estructural (de sección a determinar) que sirve de sustento a una serie de varillas dispuestas verticalmente, como si de un peine se tratase. Esta disposición tiene por objetivo permitir el empuje de las hojas invadiendo el espacio de la Parrilla a la vez que evita el contacto entre las partes, ya que las varillas que forman parte de ambos componentes se encontrarán desfasadas e igualmente espaciadas.

Para poder respetar los tiempos antes impuestos es que se decide la implementación de un par de cilindros neumáticos **DSNU 25-250-PPS-A** del reconocido fabricante *Festo*. Con tan solo  $300,00$  gramos

considerando actuador y accesorios (valor aproximado), cada uno de ellos desarrolla una fuerza máxima de  $F = 188,50 [N]$  (avance).

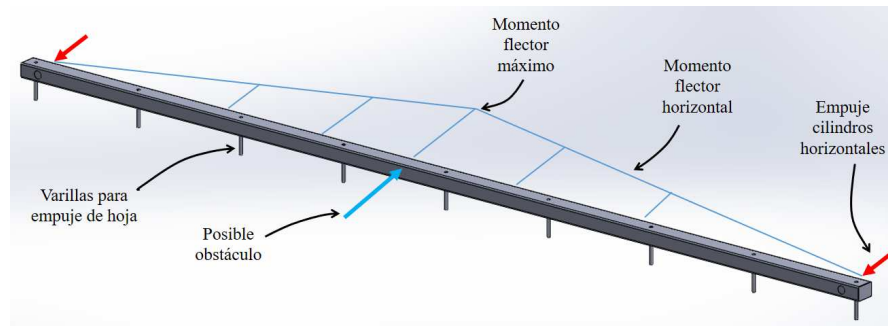
A partir de esta fuerza máxima, se considera que el esfuerzo más grande al que podría someterse la barra se alcanzaría en caso de obstruirse su avance por algún obstáculo. Si se supone que esta situación ocurre justo en el centro de la barra, las tensiones máximas que se alcanzan responden a:

$$\sigma_h = \frac{M_{fh}}{W_x} = \frac{F_{avance} \cdot L/2}{W_x}$$

Si se propone una longitud de la barra de  $L = 2,00 \text{ m}$  que evite la interferencia con las guías horizontales de la Parrilla, se encuentra que un perfil estructural comercial de tamaño  $\square 40 \times 30 \times 1,25$  (con  $W_x = 0,56 [cm^3]$ ) dispuesto horizontalmente verifica satisfactoriamente:

$$\sigma_h = \frac{F_{avance} \cdot L/2}{W_x} = \frac{188,50 [N] \cdot 2,00 [m]}{2 \cdot 0,56 [cm^3]} = 100,40 [MPa] < \sigma_{adm} = 120,00 [MPa]$$

Por tanto, se propone la construcción de la barra empleando el perfil seleccionado en posición horizontal, disponiendo en su interior trozos de varilla de  $\varnothing 1/4''$  de  $75,00 [mm]$  de largo sobresaliendo hacia abajo.



**Imagen 89:** Barra de Empuje, análisis de esfuerzos.

*Nota:* Para mayor profundidad en cuanto al proceso de selección de la barra y los actuadores, ver Anexo B.

#### 5.4.4.-Selección de la Barra 2

Este segundo paso consiste en el dimensionamiento de una barra de perfil estructural que es la encargada de brindar soporte a los cilindros que movilizan la Barra 1 “de empuje”. Dado que consta de dos actuadores en sus extremos para movilarla verticalmente y evitar así posibles impactos con la Parrilla, se ha resuelto restringir su movimiento por medio de dos guías en V en sus extremos. Éstas últimas resistirán, además, la fuerza que ejerzan los cilindros horizontales de la Barra 1, a fin de no comprometer la vida útil de los verticales.

Para poder respetar los tiempos en que debe desplazarse verticalmente esta barra es que se decide la implementación de un par de cilindros neumáticos **DSBC-32-60-PPVA-N3** del reconocido fabricante *Festo*. Con tan solo  $465,00 \text{ gramos}$  considerando actuador y accesorios (valor aproximado), cada uno de ellos desarrolla una fuerza máxima de  $F = 483,00 [N]$  (avance).

Si se propone una longitud de la barra de  $L = 2,00 \text{ m}$  que evite la interferencia con las guías horizontales de la Parrilla, los momentos flectores actuantes sobre ella resultan:

*Momento Flector Horizontal:*

$$M_{fh} = F_h \cdot (10 \% \cdot L) = 188,50 [N] \cdot (0,10 \cdot 2,00 [m]) = 37,70 [Nm]$$

Donde:

$-F_h$ : Empuje Cilindros Horizontales.

*Momento Flector Vertical:*

$$M_{fv} = F_v * ((50 - 15)\% * L) + Q_1 * \left(40\% * \frac{L}{2}\right) + Q_2 * \left(40\% * \frac{L}{2}\right) + g * \frac{L^2}{8}$$

Donde:

$-Q_1$ : Peso Barra Empuje + Peso Cilindros Horizontales.

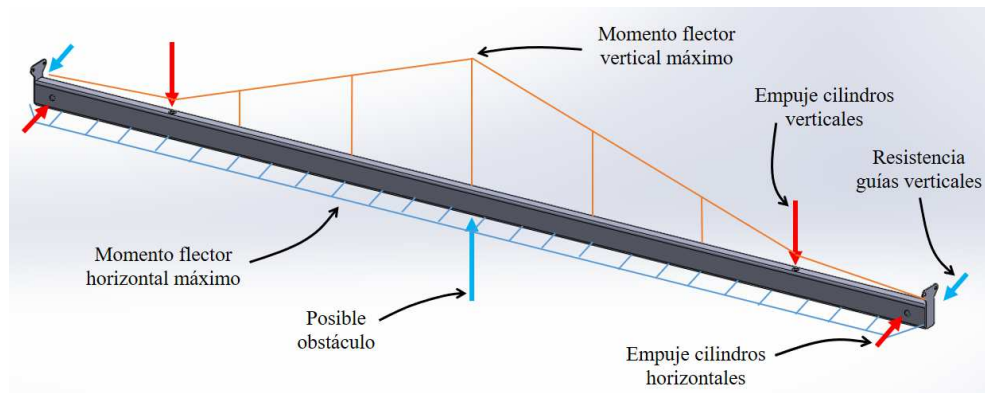
$-Q_2$ : Peso de Patines FR22EUAS (4 unidades) + Peso Barra Vinculación + Peso Plancha.

$-g$ : Peso Propio de Barra.

Por lo tanto:

$$M_{fv} = 484,3 [N] * ((50 - 15)\% * 2,00 [m]) + 38,70 [N] * \left(40\% * \frac{2,00 [m]}{2}\right) + 5,0 * \left(40\% * \frac{2,00 [m]}{2}\right) + g * \frac{(2,00 [m])^2}{8}$$

$$M_{fv} = 368,00 [Nm]$$



**Imagen 90:** Barra 2, análisis de esfuerzos.

Considerando que el esfuerzo más grande al que podría someterse la barra se alcanzaría en caso de interrumpirse su avance por algún obstáculo, se plantea el análisis para dos perfiles estructurales comerciales:

- Perfil: 30x50x1,60

Para la dimensión de la barra seleccionada y con  $W_x = 1,87 [cm^3]$ , se calcula:

$$\sigma_h = \frac{M_{fh}}{W_x} = 15,7 [MPa]$$

De la misma forma que el cálculo anterior, pero en esta instancia con  $W_y = 3,34 [cm^3]$ , se calcula:

$$\sigma_v = \frac{M_{fv}}{W_y} = 115,10 [MPa]$$

Sumando las tensiones obtenidas, según corresponde a la fibra más solicitada:

$$\sigma_t = \sigma_h + \sigma_v = 130,80 [MPa] > \sigma_{adm} = 120,00 [MPa] \rightarrow \text{No Verifica}$$



- Perfil: 30x50x2,0

Para la dimensión de la barra seleccionada y con  $W_x = 2,25 \text{ [cm}^3\text{]}$ , se calcula:

$$\sigma_h = \frac{M_{fh}}{W_x} = 13,20 \text{ [MPa]}$$

De la misma forma que el cálculo anterior, pero en esta instancia con  $W_y = 4,06 \text{ [cm}^3\text{]}$ , se calcula:

$$\sigma_v = \frac{M_{fv}}{W_y} = 96,50 \text{ [MPa]}$$

Sumando las tensiones obtenidas, según corresponde a la fibra más solicitada:

$$\sigma_t = \sigma_h + \sigma_v = 109,70 \text{ [MPa]} < \sigma_{adm} = 120,00 \text{ [MPa]} \rightarrow \textit{Verifica}$$

Por tanto, para materializar la Barra 2 se hará uso de un perfil estructural comercial como el verificado.

## 5.5.-Protecciones y Seguridades

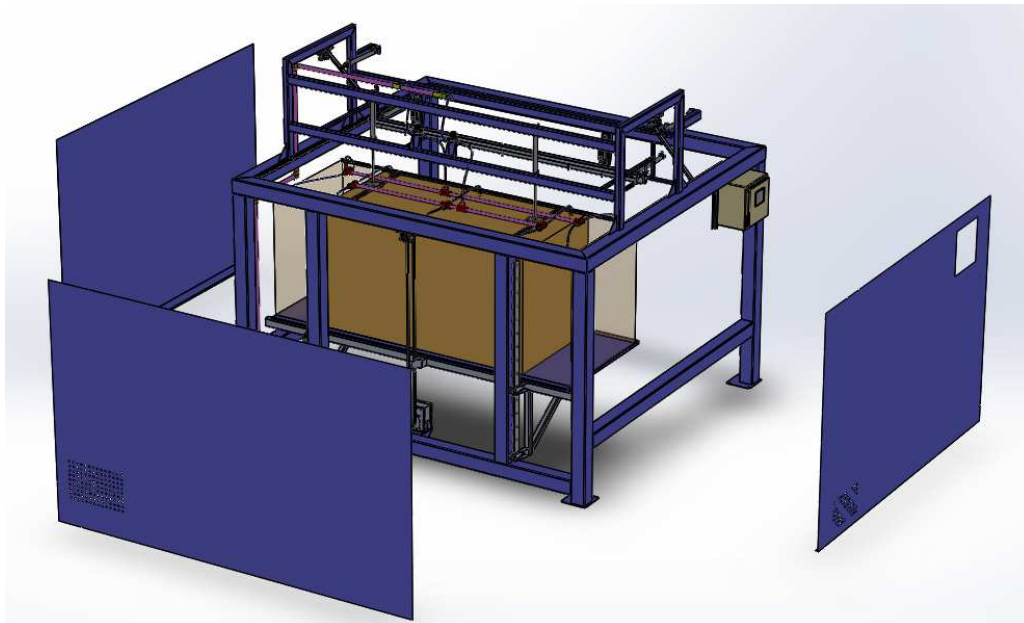
Para culminar con el desarrollo mecánico del equipo, se hace una breve mención de las protecciones que se han seleccionado con el fin de atender no solo a la seguridad del entorno del equipo, sino también a un fin estético.

En este sentido, se han propuesto materializar protecciones con enchapado metálico, constituido por chapa SAE 1010 de un espesor de 1,00 [mm]. Estas serán protegidas mediante tres capas de pintura sintética, con el fin de evitar cualquier tipo de corrosión o deterioro:

- 1<sup>era</sup> Capa: Antioxidante → 30,00 [μm]
- 2<sup>da</sup> Capa: Pintura base blanca → 30,00 [μm]
- 3<sup>era</sup> Capa: Pintura color Azul → 30,00 [μm]

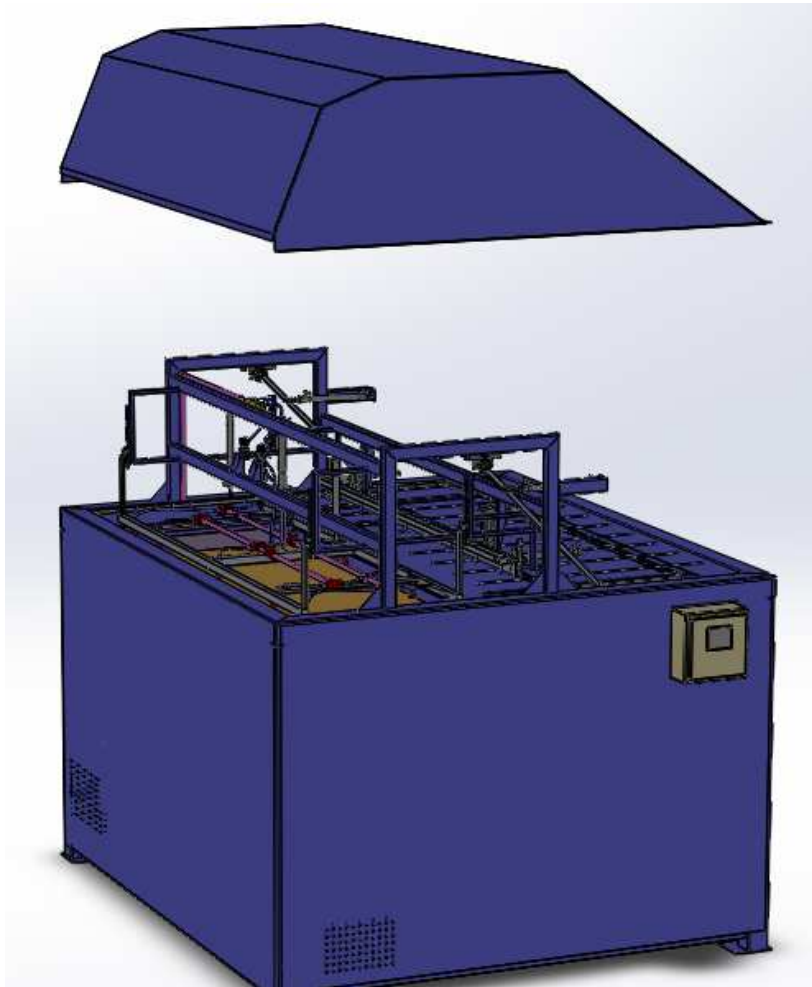
*Nota: Se ha decidido aplicar color final azul debido a que el comitente presenta la gama de equipos restantes en la empresa con este color.*

Al bastidor del equipo se le adosaron dos chapones laterales y uno en la zona frontal (aquella frente al rolo de pegado). En todos ellos se generaron orificios de ventilación para garantizar una correcta renovación del aire, aspecto de importancia dada la presencia tanto del motor que eleva la estructura móvil, como de la bomba de vacío.



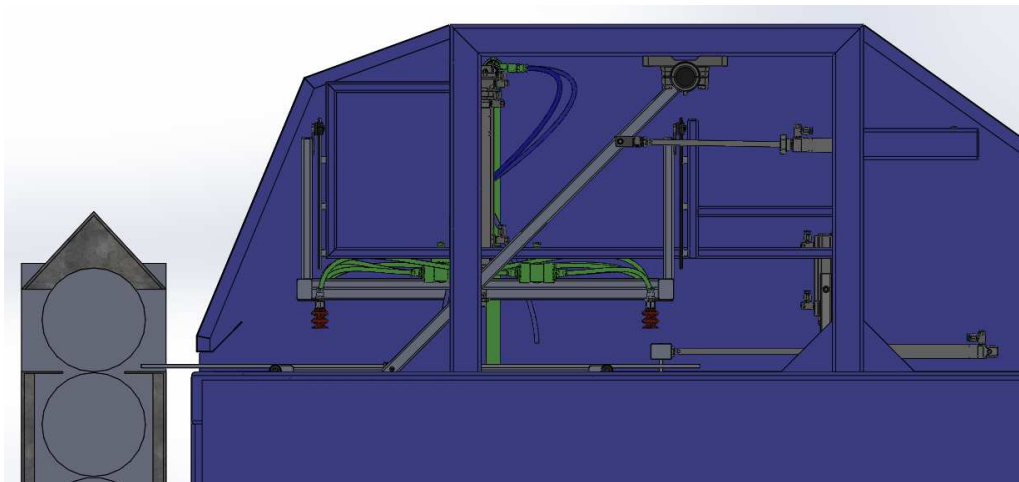
**Imagen 91:** Protecciones laterales y Frente de equipo.

En la parte superior del bastidor se ha propuesto una capota protectora para evitar introducciones de manos u objetos diversos que pueda causar atascamiento en los mecanismos.



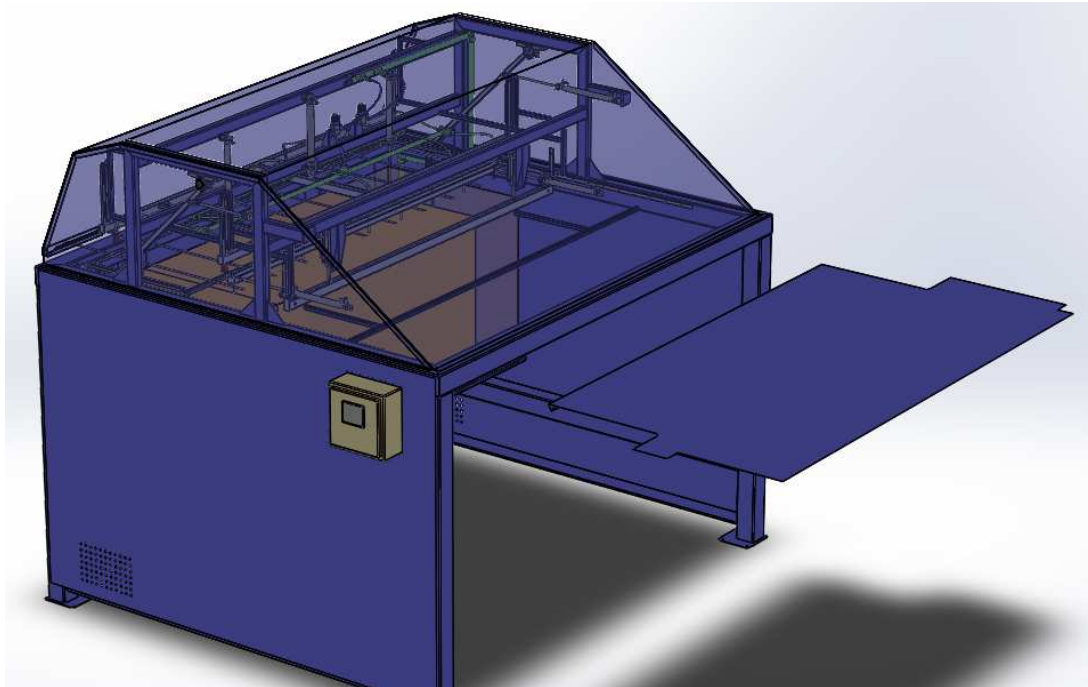
**Imagen 92:** Capota Protectora.

Como se puede notar en la imagen anterior, en la parte delantera de la capota no se ha colocado protección. Esto se debe a que la parrilla sobresale del bastidor al ser empujada hacia adelante, introduciendo una pequeña porción de sus varillas en el rolo de pegado para evitar que las hojas caigan al pasar de un equipo al otro.



**Imagen 93:** Detalle Capota Superior y del espacio sin protección para pasaje de hojas.

Como última protección del bastidor, se ha propuesto un chapón protector por encima de la zona de almacenaje del batch de stock. Esto se debe a que los operarios, al tener que ingresar en esta zona para colocar sobre la estructura móvil el batch a dispensar o retirar la bandeja vacía, podrían verse golpeados ya que encima de ellos circularía la parrilla.



**Imagen 94:** Chapón de protección para cabezas.

*Nota: Se consideró disponer un recubrimiento alrededor de la cadena que eleva la estructura móvil como medida de prevención, pero dada la dificultad de acceso accidental a su ubicación se decidió omitirlo.*

Por último, se podría mencionar que las protecciones planteadas no solo servirán de protección a los operarios y al entorno del equipo, sino que también protegerán a las hojas corrugadas de las excesivas corrientes de aire (que atentan contra la calidad del producto final) como así también a los componentes de los factores externos que puedan afectar su vida útil.

Como agregado, se ha propuesto la colocación de cartelería de seguridad, advirtiendo ante los posibles peligros propios del funcionamiento del equipo.

## 5.6.-Selección de PLC (Programmable Logic Controller)

**Programmable Logic Controller** o **PLC** es básicamente una computadora que se utiliza en la ingeniería de automatización para las industrias, es decir, para el control de la maquinaria de una fábrica o diferentes situaciones a automatizar. Se trata de dispositivos electrónicos programables que se pueden adaptar a las necesidades de la compañía o fábrica, sobre todo en las líneas de producción. Dichos dispositivos son encargados de comandar a otros componentes de maquinaria para que realicen acciones que pudieran ser peligrosas para los seres humanos, o muy lentas si se hace manualmente, o repetitivas, etc.

Estas instrucciones sirven para implementar funciones específicas como el control lógico, el control de secuencias, la temporización, el conteo y las funciones aritméticas que controlan varios tipos de máquinas y procesos a través de señales de entrada y salida digitales o analógicas. En resumen, un PLC posee entradas, salidas, un sistema operativo y una interfaz a través de la cual se puede cargar un programa de usuario (software operativo). El programa de aplicación determina cómo deben conmutarse las salidas en función de las entradas.

En base a lo mencionado anteriormente, se comenzó definiendo tanto las entradas como salidas que serán empleadas para comandar el equipo:

<b>Entradas</b>	<b>Salidas</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Botonera de Parada.</li> <li>• Botonera de Continuación de Trabajo.</li> <li>• Reset de Funcionamiento.</li> <li>• Final de Carrera N°1- Sistema de Rejas.</li> <li>• Final de Carrera N°2- Sistema de Rejas.</li> <li>• Final de Carrera N°1- Sistema de Camilla.</li> <li>• Final de Carrera N°2- Sistema de Camilla.</li> <li>• Final de Carrera N°1- Empujador.</li> <li>• Final de Carrera N°2- Empujador.</li> <li>• Final de Carrera N°1- Empujador.</li> <li>• Final de Carrera N°2- Empujador.</li> <li>• Final de Carrera N°1- Apoyo Hojas.</li> <li>• Final de Carrera N°2- Apoyo Hojas.</li> <li>• Final de Carrera N°1- Apoyo Hojas.</li> <li>• Final de Carrera N°2- Apoyo Hojas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ascenso de Camilla (Accionamiento de Motor).</li> <li>• Descenso de Camilla (Accionamiento de Motor).</li> <li>• Electroválvula Cilindro Cama.</li> <li>• Electroválvula Ventosas Interiores.</li> <li>• Electroválvula Ventosas Exteriores.</li> <li>• Electroválvula Cilindro Rejas.</li> <li>• Electroválvula Cilindro Empuje.</li> <li>• Electroválvula Cilindro Empuje.</li> <li>• Electroválvula Cilindro Apoyo.</li> <li>• Electroválvula Cilindro Apoyo.</li> <li>• Freno de Motor.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Regla de Posición Estructura Móvil.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fin de Ciclo mediante Buzzer.</li> <li>• Advertencia de Error / Emergencia mediante Sirena.</li> <li>• Mecanismo en Funcionamiento.</li> <li>• Mecanismo en Espera.</li> </ul>

**Imagen 95:** Entradas y Salidas necesarias en PLC.

En base a las condiciones que se especificaron se ha determinado el PLC compatible con las características solicitadas para el desarrollo correcto de las actividades, el cual ira montado con los demás accesorios eléctricos y electrónicos que posee el sistema. Todos ellos irán ubicados dentro de un panel estanco, para asegurar la seguridad de cada uno de los artefactos, evitando que puedan fallar por agentes externos como lo pueden ser golpes, que se mojen mediante algún fluido actuante en la fábrica, entre otros factores causantes.

El PLC seleccionado de catálogo es el siguiente:

**PLC → ■ Marca: *SCHENEIDER***

**■ Modelo: *MODICON M221 TM221CE16R***



**Imagen 96:** PLC Marca Schneider Modelo Modicon *M221 TM221CE16R*.

Para el correcto funcionamiento de la parte Eléctrica Electrónica se utilizaron una serie de relés repetidores para lograr la correcta interacción entre los artefactos, ya que el PLC opera con 24 [VCC], y las electroválvulas y contactores con 220 [VCD] / 380 [VCY].

Nota: En ANEXO E se adjunta catalogo y Data Sheet del PLC seleccionado.

### 5.6.1.-Diagrama de Flujo de Programación

Para el correcto funcionamiento del mecanismo que se ha desarrollado, se adjunta en el Anexo E un diagrama de flujo de la Lógica con la cual se desarrollaría el software para el PLC seleccionado.

### 5.6.2.-Elementos Adicionales al PLC

Para el correcto funcionamiento y control del PLC, se logrará comandar mediante la utilización de una pantalla táctil denominada HMI (*Human – Machine Interface*), la cual será colocada en el frente del panel con componentes eléctricos/electrónicos.



Imagen 97: Magelis STU 3,5" Color Touch 22 [mm] Modelo HMISTU655.

## 5.7.-Selección de Variador de Frecuencia

La velocidad del motor que eleva la estructura móvil por medio del reductor deberá coincidir exactamente con la que exige el proceso en cuestión, y usar solo la energía necesaria. Por ende, el variador de frecuencia es el encargado de esto, ya que regula la velocidad de motores eléctricos para que la electricidad que llega al motor se ajuste a la demanda real de la aplicación, reduciendo el consumo energético del motor entre un 20 % y un 70%.

Un variador de Frecuencia por definición es un regulador industrial que se encuentra entre la alimentación energética y el motor. La energía de la red pasa por el variador y regula la energía antes de que ésta llegue al motor para luego ajustar la frecuencia y la tensión en función de los requisitos del procedimiento.

Para la selección del mismo, se tuvieron en cuenta las siguientes características:

- Potencia Mínima de Trabajo: 0,37 [kW].
- Voltaje de Trabajo: 380 [VCA].

En base a las características aportadas, se procedió a buscar en catalogo el variador más apto para las prestaciones que se necesitan:

**Variador** → ■ Marca: **SCHNEIDER**

■ Modelo: **ALTIVAR ATV320 ATV320U04N4C**



**Imagen 98:** Variador de Frecuencia Marca Schneider Modelo ALTIVAR ATV320 ATV320U04N4C.

Tanto el Variador de Frecuencia como el PLC antes desarrollado presentarán una interconexión adecuada, a través una señal de 4 – 20 [mA].

*Nota: En Anexo E se adjunta catalogo y Data Sheet del Variador de Frecuencia seleccionado.*

## 5.8.-Elementos Adicionales Eléctricos

Para el correcto funcionamiento del sistema se van a utilizar los siguientes elementos adicionales, los cuales son parte fundamental para que este mecanismo funcione adecuadamente:

En primer lugar, para la seguridad y correcto funcionamiento del motor eléctrico se utilizarán artefactos de protección:

### ■ Contactor



**Imagen 99:** Contactor 9 [A] 3P 1Na + 1Nc 220[Vca] 50/60 [Hz] Modelo:LC1D09M7.

### ■ Guarda motor Magnético Térmico



**Imagen 100:** Guardamotor Magneto Térmico 3P 1,6/2,5 [A] 100 [Ka] Modelo: GV2ME07.

Además, se utilizarán otros elementos adicionales los cuales serán para accionamiento del sistema:

■ **Llaves y Pulsadores**



**Imagen 101:** Caja y Parada de Emergencia Trigger 1 NC + 1 NA.



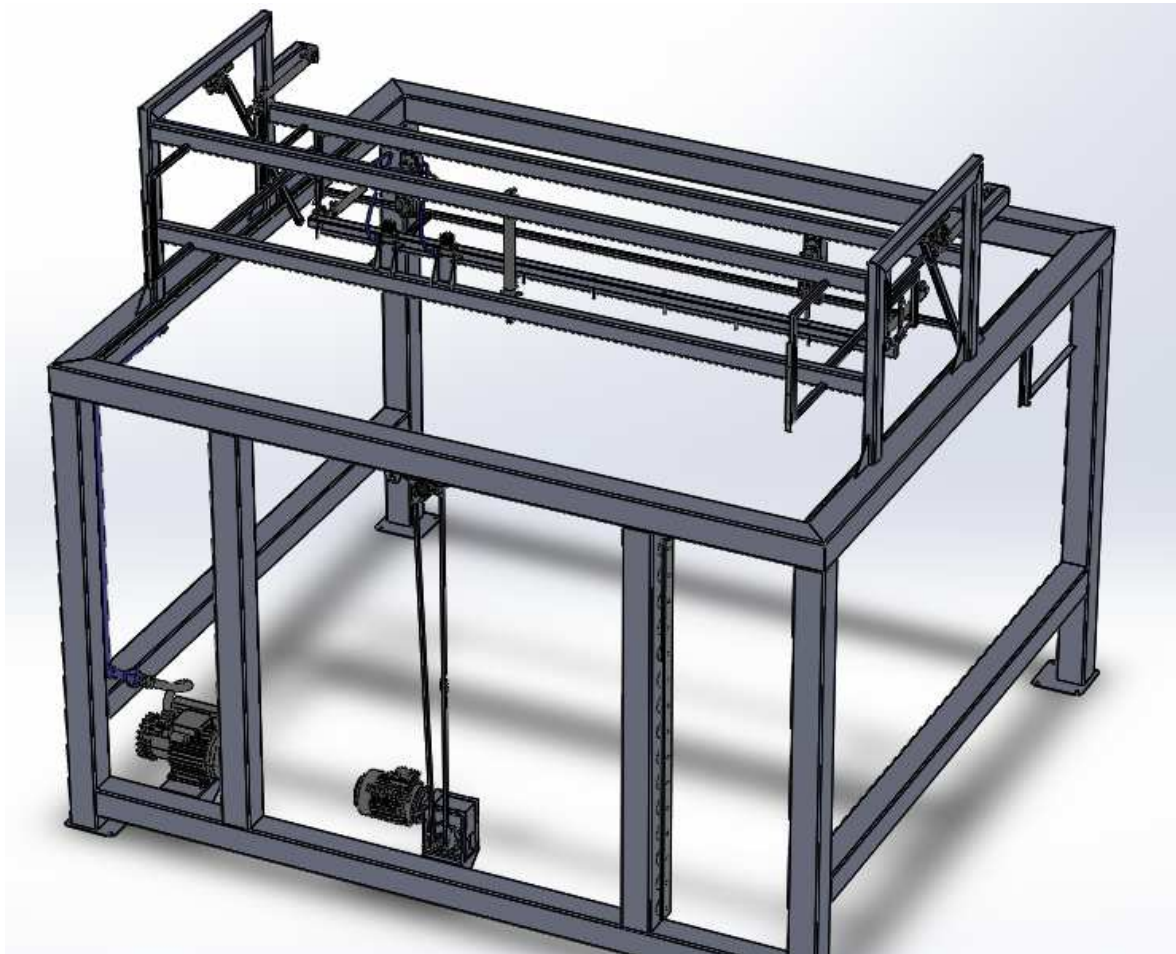
**Imagen 102:** Botoneras ON/OFF.



**Imagen 103:** Buzzer Indicador de Sonido.

## 6.-DISEÑO FINAL

A continuación, se presentan imágenes de los mecanismos antes desarrollados:

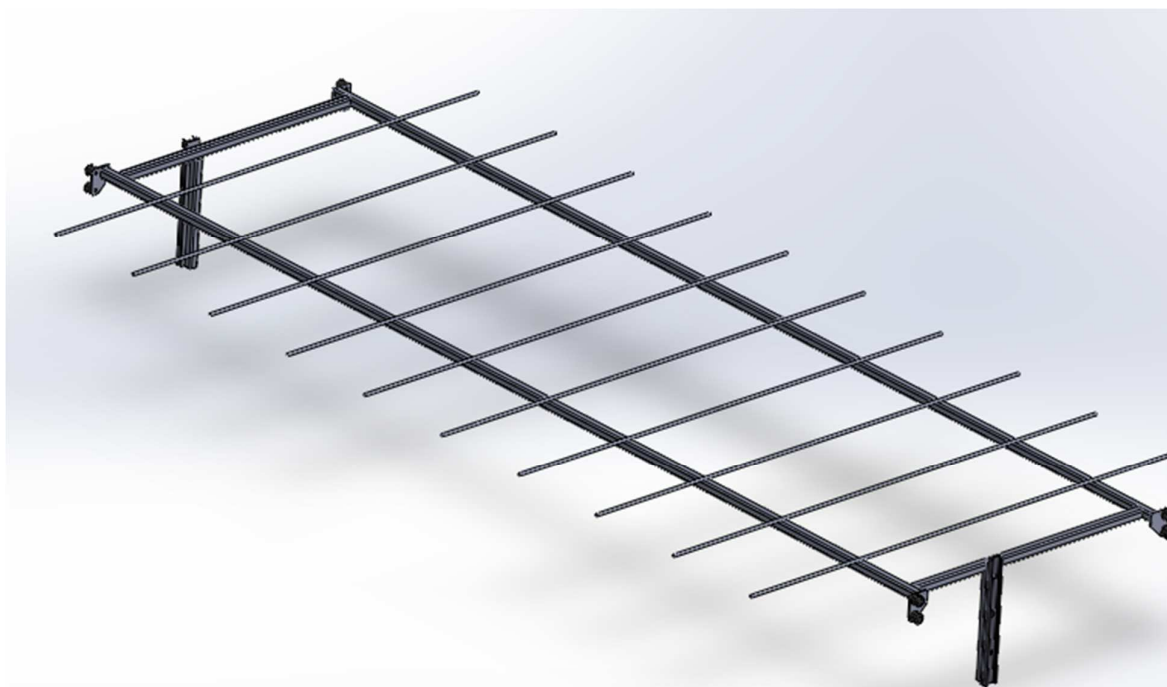


**Imagen 104:** Bastidor.

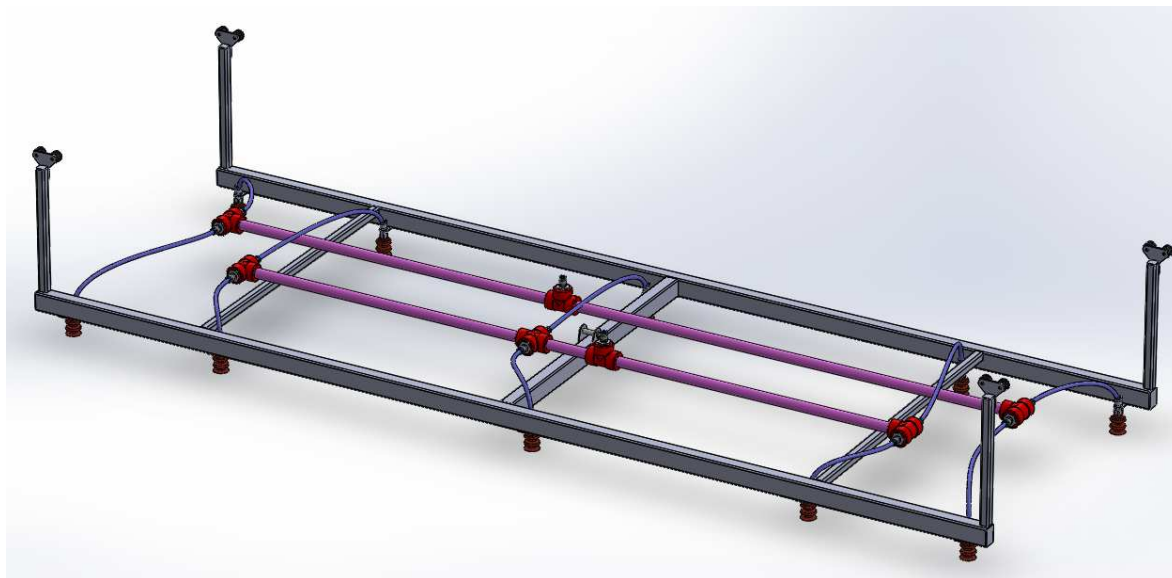




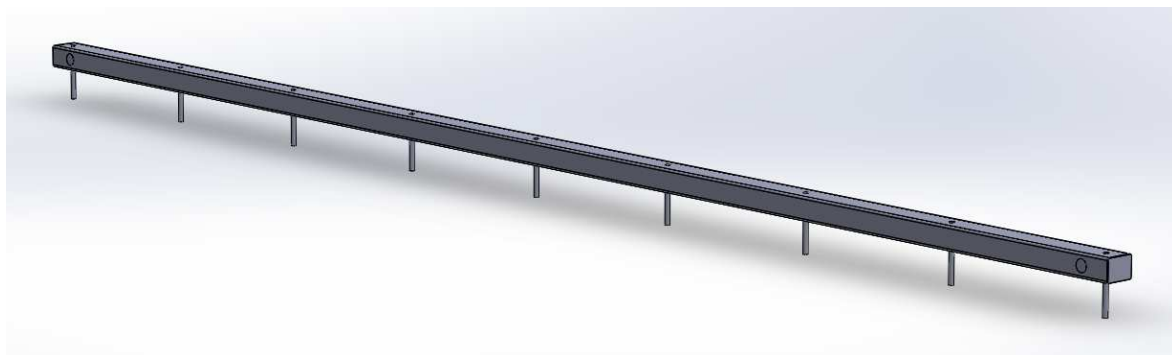
**Imagen 105:** Estructura Móvil.



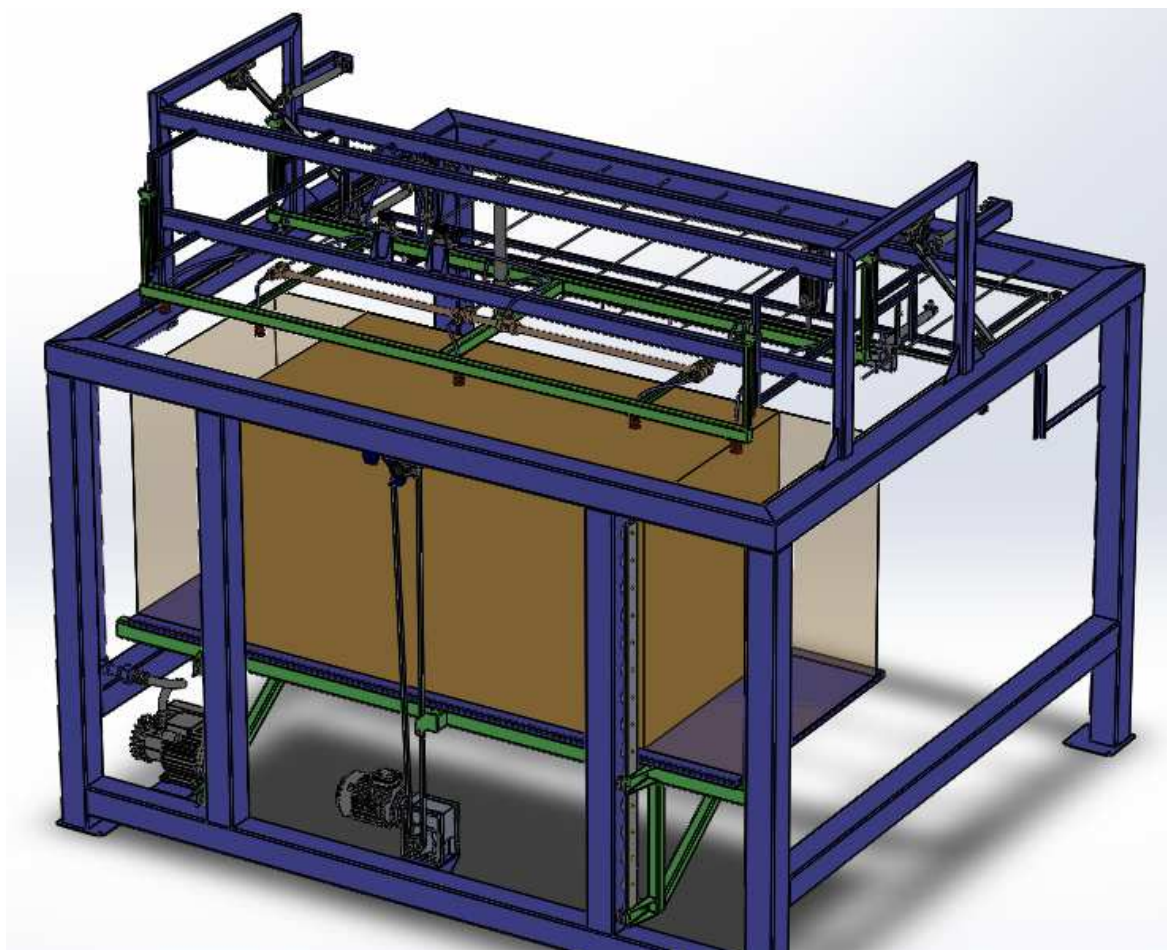
**Imagen 106:** Parrilla.



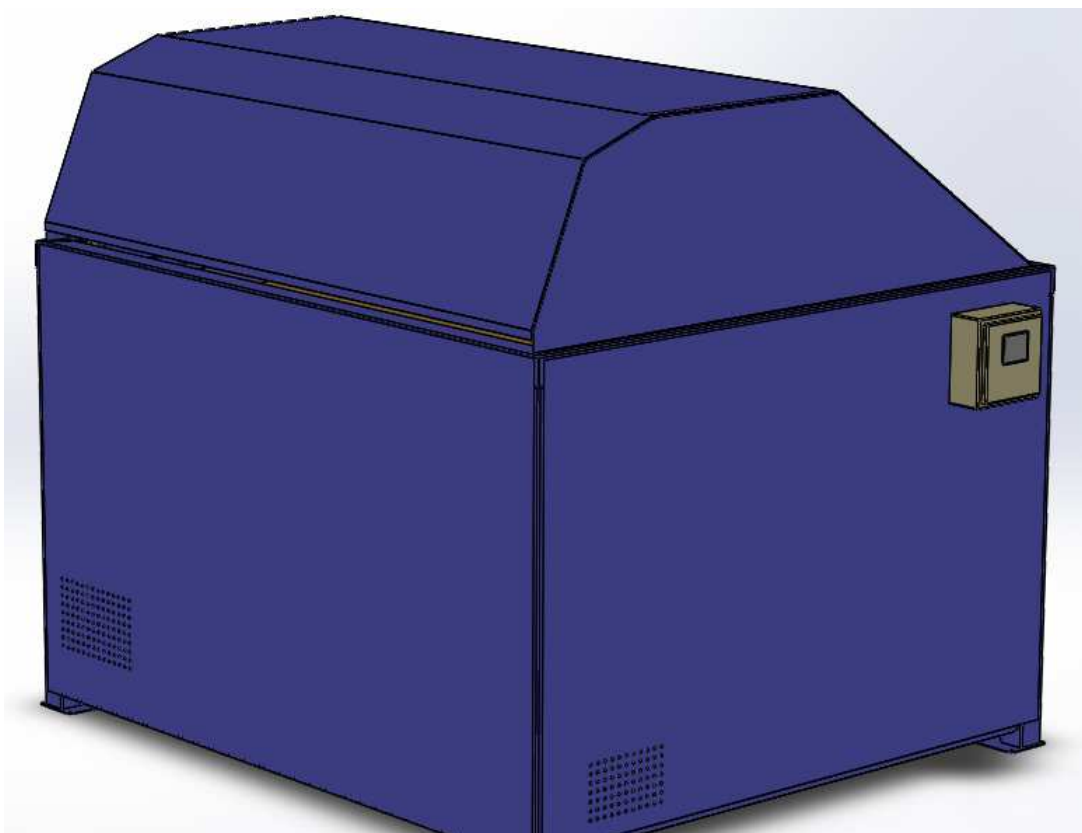
**Imagen 107:** Cama de Ventosas.



**Imagen 108:** Barra de Empuje.



**Imagen 109:** Dispensador de Hojas Corrugadas sin Protecciones.



**Imagen 110:** Dispensador de Hojas Corrugadas-Diseño Final.

## 7.-POSIBLES ASPECTOS DE MEJORA

A continuación, se presenta una muy breve lista de aspectos que podrían desarrollarse para mejorar la funcionalidad del equipo. Si bien se entiende que con lo actualmente desarrollado es suficiente para garantizar su operatividad, estas ideas permitirían abordar mejoras a futuro. Ellas son:

- Colocación de Freno Anti Caídas en el sistema de elevación de hojas.
- Eliminación de una Electroválvula del sistema de aspiración de hojas.
- Generación de Riel en zona ingreso de la bandeja cargada para permitir almacenaje de un batch.

## 8.-IMPACTO DEL PROYECTO

A pesar de que durante el desarrollo del informe se han expuesto detalles que respaldan la factibilidad del proyecto, se emplea este apartado para destacar el impacto que presenta su concreción:

### 8.1.-Impacto Ambiental

Primeramente, se debe destacar que el equipo cumple lo mencionado por la Norma ISO 14001, la cual especifica la no emisión de residuos ni contaminantes hacia el medio ambiente.

Además, se debe destacar la baja emisión sonora: no se prevén impactos mecánicos que no puedan amortiguarse debidamente, los escapes neumáticos se encuentran silenciados con dispositivos diseñados a tal fin, y la bomba de vacío posee un nivel de presión sonora aceptable (según indica el fabricante). Por esto, no se espera que se produzcan ruidos que puedan afectar a los operarios que se encuentren en los alrededores del equipo.

### 8.2.-Impacto Social

La trascendencia del proyecto desarrollado para con la sociedad puede analizarse desde dos puntos de vista marcadamente diferentes. Por un lado, y con un enfoque de carácter individual, puede pensarse que la concreción de un equipo de este tipo deja a un operario sin su puesto de trabajo. Sin embargo, debe recordarse que la intención del comitente no es reducir su plantel, sino asignar al operario en cuestión roles de control y supervisión. De este modo, se lograría liberarlo de las tareas monótonas y repetitivas que regularmente realiza, para avocarlo a otras en las que su intervención se vea más reducida, evitando así no solo el tedio y el cansancio, sino el riesgo de accidente que de ellos puede surgir. Se pretende de este modo que el operario realice tareas “más humanas” y dignas.

Observando el proyecto desde un enfoque más global, puede pensarse que el impacto para con la sociedad que lo rodea será positivo. Partiendo del hecho de que las mejoras que se llevan a cabo en un proceso productivo impactan directamente en la calidad final del producto terminado, se entiende que de este modo no solo se logrará ampliar los horizontes comerciales de la empresa, sino que le permitirá crecer. Luego, será necesario ampliar la capacidad productiva para abastecer la demanda creciente, lo que hará necesario contratar nuevos empleados, capacitar a los existentes, alcanzar mayores niveles de contratación de empresas de servicios, etcétera. De esta manera, se hace evidente que toda mejora introducida en el proceso productivo ayuda a mejorar la calidad de vida de la sociedad toda en la que la empresa se halla inmersa.

### 8.3.-Impacto Económico

Para reflejar el alcance que el equipo desarrollado tiene en este sentido deben considerarse múltiples aspectos. En primer lugar, su implementación permitiría relevar a un operario de su puesto de trabajo. Si bien se prevé reservarlo para tareas de supervisión y control, debe mencionarse que en su nuevo puesto de encargado podrá hacerse cargo de la operación de varios equipos a la vez, por lo que la línea toda se tornará más eficiente.

Por otra parte, puede comentarse que, si bien la inversión necesaria para poder construir un equipo como el presentado es alta, se espera que pueda ser absorbido por la empresa en el lapso de algunos años. Sin embargo, no debe olvidarse que los beneficios obtenidos de la aplicación de equipos como éste no pueden medirse en términos económicos tan directamente, sino que deben percibirse como el bienestar de los operarios, mejoras en la calidad de los trabajos que realicen, posibilidades de especialización, entre otros.

## 9.-CONCLUSIÓN

La automatización de procesos industriales es una materia en constante crecimiento. En los tiempos que corren, cada vez son más las empresas que recurren a ella como medio para hacer frente no solo a los crecientes costos de producción sino también a la necesidad de estandarización del producto obtenido al final de una línea.

La implementación de equipos como el desarrollado permite a un empleador disponer de su capital humano, no solo evitándole tareas penosas y el riesgo que ellas acarrearán, sino también permitiéndole encontrar una nueva ubicación en la cadena de valor. De esta manera se ve favorecida también la rotación del personal, práctica común en diversas empresas que logra el conocimiento de todas las tareas desarrolladas en la planta y su puesta en valor.

## 10.-BIBLIOGRAFÍA

- <https://es.wikipedia.org/wiki/Vacío>
- [https://www.festo.com/es/es/c/productos/automatizacion-industrial/actuadores/cilindros-neumaticos-id\\_pim135/](https://www.festo.com/es/es/c/productos/automatizacion-industrial/actuadores/cilindros-neumaticos-id_pim135/)
- <https://www.coval-iberica.com/la-tecnologia-de-vacio/los-criterios-de-seleccion-de-una-ventosa/>
- <https://www.buschvacuum.com/mx/es/product-leaflet/iso/r5-kb-0010-0016-e.pdf>
- <https://www.tracsa.com/productos/tensores-automaticos-rosta/tensor-rosta-se-detail.html>
- [https://ar.microautomacion.com/wp-content/uploads/2018/11/ventosas\\_MICRO-automaci%C3%B3n.pdf](https://ar.microautomacion.com/wp-content/uploads/2018/11/ventosas_MICRO-automaci%C3%B3n.pdf)
- [https://www.leespring.mx/?gclid=CjwKCAjwqJSaBhBUEiwAg5W9pxsvjKsZlc2HGBRYymG8rIDb4c62IE8yjKGA0zXskSlCtev7q5VjWxoCJAYQAvD\\_BwE](https://www.leespring.mx/?gclid=CjwKCAjwqJSaBhBUEiwAg5W9pxsvjKsZlc2HGBRYymG8rIDb4c62IE8yjKGA0zXskSlCtev7q5VjWxoCJAYQAvD_BwE)
- <https://www.se.com/us/en/>

## 11.-ANEXOS

### 11.1.-Anexo A: Listado de Imágenes y Tablas

<b>Imagen 1:</b> Panel Evaporativo. ....	9
<b>Imagen 2:</b> Características de un Panel Evaporativo. ....	10
<b>Imagen 3:</b> Transformación Adiabática experimentada por el aire al evaporar el agua del Panel Evaporativo (flecha azul) y Descenso de Temperatura de Bulbo Seco (TBS) lograda (eje horizontal, flecha roja-azul). ....	11
<b>Imagen 4:</b> Implementación de Paneles Evaporativos en criaderos de pollos. ....	12
<b>Imagen 5:</b> Modo de funcionamiento en criaderos de pollos. ....	12
<b>Imagen 6:</b> Localización de la fábrica del Comitente: Ruta 11 kilómetro 64,50 en Diamante, Entre Ríos. ....	13
<b>Imagen 7:</b> Hojas de Papel Kraft corrugadas y curadas: foto real y dimensiones. Nótese su escasa rigidez. ....	14
<b>Imagen 8:</b> Batch cocido: dimensiones y foto de su estado antes de avanzar en el proceso productivo. ...	14
<b>Imagen 9:</b> Puesto de dispensado de hojas: el operario empuja las hojas para que ingresen individualmente en el Rolo de Pegado. ....	15
<b>Imagen 10:</b> Proceso de recepción de las hojas con pegamento (izquierda) y batch completo ya pegado (derecha). ....	15
<b>Imagen 11:</b> Batches pegados y curados listos para ser aserrados (izquierda) y Paneles Evaporativos ya cortados (derecha). ....	16
<b>Imagen 12:</b> Representación esquemática del <i>batch</i> completo sobre la bandeja. Se emplea transparencia para representar la hoja más grande (Variante Tipo 3), y opacidad para la hoja más pequeña (Variante Tipo 1). ....	16
<b>Imagen 13:</b> Cama de Ventosas- Croquis de propuesta N°1. ....	18
<b>Imagen 14:</b> Impulsión Mediante Rodillos- Croquis de propuesta N°2. ....	18
<b>Imagen 15:</b> Metodología de Vacío. ....	20
<b>Imagen 16:</b> Nivel de Vacío en base al material. ....	21
<b>Imagen 17:</b> Nivel de Vacío en base al material. ....	21
<b>Imagen 18:</b> Ubicación del equipo en la cadena productiva: junto al Rolo de Pegado. ....	24
<b>Imagen 19:</b> Representación Funcional de los Sistemas. ....	24
<b>Imagen 20:</b> Sistemas constitutivos del equipo. ....	25
<b>Imagen 21:</b> Elevación progresiva de la bandeja cargada a medida que avanza el dispensado (Sistema de Elevación). ....	25
<b>Imagen 22:</b> Elevación de la hoja (Sistema de Succión) y ubicación de la parrilla (Sistema de Apoyo). ...	25
<b>Imagen 23:</b> Liberado de la hoja y empuje hacia el Rolo de Pegado (Sistema de Empuje). ....	26
<b>Imagen 24:</b> Tiempos de Accionamientos. ....	26
<b>Imagen 25:</b> Componentes principales del Sistema de Elevación. ....	27
<b>Imagen 26:</b> Descomposición de la Carga a elevar en Fuerzas Transversales que deberá resistir el sistema de Guías y Rodillos. ....	28
<b>Imagen 27:</b> Sistema de Guías y Rodillos en V seleccionado y ejemplo de aplicación propuesto por el fabricante. ....	29



<b>Imagen 28:</b> Rodillos en V seleccionados. ....	29
<b>Imagen 29:</b> Compatibilidad entre tamaños de Rodillos y Guías. ....	30
<b>Imagen 30:</b> Guía en V endurecida por chorro de arena (izq.) y Distanciador (der.) ....	30
<b>Imagen 31:</b> Cadena simple ASA y diversos accesorios ofrecidos por el fabricante. ....	31
<b>Imagen 32:</b> Piñones seleccionados para cadena simple (izq.) y otras opciones para cadena doble y triple (der.) ....	31
<b>Imagen 33:</b> Motor con Freno <i>Czerweny MSEJ</i> (izq.) y Mecanismo de Frenado: bobina no energizada - eje frenado (centro) y bobina energizada - eje libre (der.) ....	32
<b>Imagen 34:</b> Gama de Motores <i>Czerweny MSEJ</i> de dos polos disponibles. ....	33
<b>Imagen 35:</b> Comparativa de Motores <i>Czerweny MSEJ</i> . Nótese que, al aumentar el número de polos, disminuye el <i>fdp</i> para iguales potencias. ....	33
<b>Imagen 36:</b> Esquema del montaje IM B14 seleccionado. El motor quedará vinculado directamente al reductor. ....	33
<b>Imagen 37:</b> Reductor de Tornillo Sinfín y Corona tipo liviano seleccionado. ....	34
<b>Imagen 38:</b> Potencias soportadas por los reductores con relación <i>80:1</i> para diversas velocidades de entrada. ....	34
<b>Imagen 39:</b> Dimensiones del reductor seleccionado. ....	35
<b>Imagen 40:</b> Eje macizo de salida doble (izq.) y conjunto motorreductor montado (der.) ....	35
<b>Imagen 41:</b> Áreas sometidas a Corte y Aplastamiento en una Chaveta (izq.) y valores de las tensiones originadas (der.) ....	36
<b>Imagen 42:</b> Soporte partido FAG y análisis de fuerzas actuantes. ....	37
<b>Imagen 43:</b> Límites de carga admisibles en los soportes partidos. ....	38
<b>Imagen 44:</b> Funcionamiento de Tensor de Cadena. ....	39
<b>Imagen 45:</b> Tensor de Cadena con Juego de Piñón Simple- Marca Rosta. ....	40
<b>Imagen 46:</b> Pasos para el cálculo de elementos de Vacío. ....	40
<b>Imagen 47:</b> Componentes del Sistema de Succión. Se ha resaltado la Cama de Ventosas en color verde. ....	41
<b>Imagen 48:</b> Características Materiales de Ventosas. ....	44
<b>Imagen 49:</b> Selección de Ventosa Micro FSG 32 1/4. ....	45
<b>Imagen 50:</b> Ubicación de Ventosas en Hoja Corrugada. ....	46
<b>Imagen 51:</b> Bomba de Vacío Busch RS KB 0010 E. ....	47
<b>Imagen 52:</b> Dimensiones Bomba de Vacío Busch RS KB 0010 E. ....	47
<b>Imagen 53:</b> Características Bomba de Vacío Busch RS KB 0010 E- Grafica Caudal-Presión. ....	47
<b>Imagen 54:</b> Características Bomba de Vacío Busch RS KB 0010 E. ....	48
<b>Imagen 55:</b> Electroválvula Neumática y Características. ....	49
<b>Imagen 56:</b> Accesorios Electroválvula Neumática. ....	49
<b>Imagen 57:</b> Elementos Adicionales Sistema Neumático. ....	50
<b>Imagen 58:</b> Esquema neumático 1, control de ventosas exteriores mediante PLC. ....	50
<b>Imagen 59:</b> Esquema neumático 2, control de ventosas exteriores manual. ....	51
<b>Imagen 60:</b> Esquematación Cama de Ventosas. ....	52

<b>Imagen 61:</b> Esquema de Desplazamiento Vertical Requerido por Cilindro Neumático. La distancia $S_1$ se ha exagerado.....	53
<b>Imagen 62:</b> Cilindro Neumático DSNU-32-250-PPV-A.....	54
<b>Imagen 63:</b> Cilindro Neumático DSNU-32-250-PPV-A.....	54
<b>Imagen 64:</b> Elemento Adicional para cilindro neumático DSNU-32-250-PPV-A-S10- Código: SMBR-8-32.....	55
<b>Imagen 65:</b> Elemento Adicional para cilindro neumático DSNU-32-250-PPV-A-S10- Código: SME-8-0-K-LED-24.....	55
<b>Imagen 66:</b> Guías y Rodillos seleccionados para Cama de Ventosas- <i>Nadella</i> .....	56
<b>Imagen 67:</b> Mecanismo de Agarre Cilindro-Cama Ventosas.....	56
<b>Imagen 68:</b> Elementos de Unión. Cilindro-Cama Ventosas.....	57
<b>Imagen 69:</b> Prisionero de Rótula.....	57
<b>Imagen 70:</b> Fuerza Actuante debido a Cilindro- Solicitud más desfavorable.....	57
<b>Imagen 71:</b> Chapa Agarre Prisionero Rotula.....	58
<b>Imagen 72:</b> Fuerza Actuante debido a Cilindro- Solicitud a tracción.....	58
<b>Imagen 73:</b> Fuerza Actuante debido a Cilindro- Solicitud a tracción en fibras exteriores.....	59
<b>Imagen 74:</b> Conductoría del Sistema de Succión (resaltada en verde).....	60
<b>Imagen 75:</b> Componentes del Sistema de Apoyo.....	61
<b>Imagen 76:</b> Diagrama Esquemático de Sistema de Apoyo.....	61
<b>Imagen 77:</b> Atasco a causa de flecha provocada.....	62
<b>Imagen 78:</b> Guía Modelo.....	64
<b>Imagen 79:</b> Cilindro neumático seleccionado (izq.) y accesorios opcionales provistos por <i>Festo</i> para montaje del cilindro (der.), a saber: horquilla, válvulas de estrangulación antirretorno, mangueras flexibles y caballete.....	64
<b>Imagen 80:</b> Electroválvulas seleccionadas: representación normalizada (izq.) y accesorios opcionales provistos por <i>Festo</i> para su montaje (der.), a saber: racores, mangueras flexibles, silenciadores, bobina, y conector zócalo con cable.....	65
<b>Imagen 81:</b> Guías y Carros seleccionados para permitir el desplazamiento vertical del punto de empuje de las barras.....	65
<b>Imagen 82:</b> Carros Dispuestos en los Extremos.....	66
<b>Imagen 83:</b> Soportes partidos seleccionados (Izq.) y Mecanismo de Lubricación (Der.).....	66
<b>Imagen 84:</b> Obturaciones para los extremos de los soportes disponibles según catálogo.....	67
<b>Imagen 85:</b> Verificación de Aplastamiento.....	67
<b>Imagen 86:</b> Alternativa 1- Mecanismo a Motor.....	69
<b>Imagen 87:</b> Alternativa 2- Mecanismo a Cilindros 1.....	69
<b>Imagen 88:</b> Alternativa 3- Mecanismo a Cilindros 2.....	70
<b>Imagen 89:</b> Barra de Empuje, análisis de esfuerzos.....	71
<b>Imagen 90:</b> Barra 2, análisis de esfuerzos.....	72
<b>Imagen 91:</b> Protecciones laterales y Frente de equipo.....	73
<b>Imagen 92:</b> Capota Protectora.....	74
<b>Imagen 93:</b> Detalle Capota Superior y del espacio sin protección para pasaje de hojas.....	74

<b>Imagen 94:</b> Chapón de protección para cabezas. ....	75
<b>Imagen 95:</b> Entradas y Salidas necesarias en PLC.....	76
<b>Imagen 96:</b> PLC Marca Schneider Modelo Modicon <i>M221 TM221CE16R</i> . ....	76
<b>Imagen 97:</b> Magelis STU 3,5" Color Touch 22 [mm] Modelo HMISTU655. ....	77
<b>Imagen 98:</b> Variador de Frecuencia Marca Schneider Modelo ALTIVAR ATV320 ATV320U04N4C..	78
<b>Imagen 99:</b> Contactor 9 A3P 1Na + 1Nc 220[Vca] 50/60 [Hz] Modelo:LC1D09M7.....	78
<b>Imagen 100:</b> Guardamotor Magneto Térmico 3P 1,6/2,5 [A] 100 [Ka] Modelo: GV2ME07.....	78
<b>Imagen 101:</b> Caja y Parada de Emergencia Trigger 1 NC + 1 NA. ....	79
<b>Imagen 102:</b> Botoneras ON/OFF. ....	79
<b>Imagen 103:</b> Buzzer Indicador de Sonido. ....	79
<b>Imagen 104:</b> Bastidor. ....	80
<b>Imagen 105:</b> Estructura Móvil.....	81
<b>Imagen 106:</b> Parrilla. ....	81
<b>Imagen 107:</b> Cama de Ventosas. ....	82
<b>Imagen 108:</b> Barra de Empuje.....	82
<b>Imagen 109:</b> Dispensador de Hojas Corrugadas sin Protecciones. ....	83
<b>Imagen 110:</b> Dispensador de Hojas Corrugadas-Diseño Final.....	84

## 11.2.-Anexo B: Cálculos Adicionales

### 11.2.1.-Selección de Barra y Actuador Neumático – Sistema de Apoyo

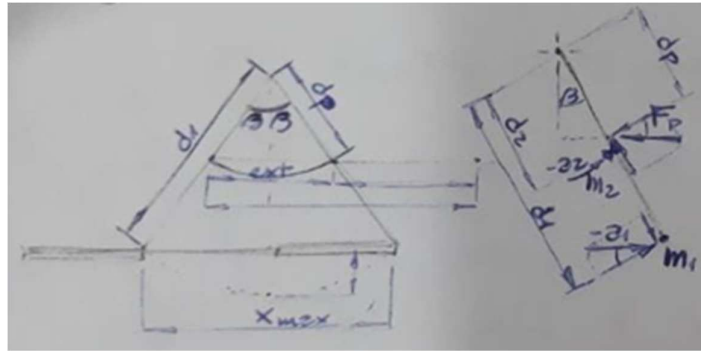
Se detalla a continuación el proceso de cálculo de la Barra y del actuador que ha de empujarla, para permitir movilizar la Parrilla, componentes todos del Sistema de Apoyo.

Para la selección del actuador adecuado, se partió de los siguientes datos que constituyen los parámetros que deben respetarse:

- Tiempo de Movimiento  $\rightarrow t_f = 0,5 [seg]_{(maximo)}$
- Distancia de Movimiento  $\rightarrow X_{max} = 1130 [mm] = 1,13 [m]$ 
  - Distancia de Seguridad = 50 [mm] (desde la Bandeja)
  - Bandeja = 900 [mm]
  - Perfil Estructural = 80 [mm] (del Bastidor)
  - Luz = 100 [mm] (hacia el Rolo de Pegado)

*Nota: La sumatoria para obtener la Distancia de Movimiento contempló un perfil estructural de 80 mm de lado. Dado que el Bastidor fue finalmente propuesto con Perfil Estructural Cuadrado de 100 mm de lado, se vio reducida la luz hacia el Rolo de Pegado. Sin embargo, como surge del análisis de la disposición final, esta luz fue suficiente.*

Para simplificar el análisis, se ha considerado a las masas tanto de la Parrilla ( $m_1$ ) como de la Barra ( $m_2$ ) concentradas en sus respectivos baricentros.



La aceleración mínima que debe alcanzar la Parrilla puede obtenerse recordando la ecuación de Movimiento Rectilíneo Uniformemente Acelerado (MRUA):

$$x = x_0 + v_0 \cdot t + a \cdot \frac{t^2}{2}$$

Partiendo desde la referencia ( $x_0 = 0$ ) y el reposo ( $v_0 = 0$ ), se deduce:

$$x = a \cdot \frac{t^2}{2} \rightarrow a = \frac{2 \cdot x}{t^2} \rightarrow a_{min} = \frac{2 \cdot x_{max}}{t_f^2}$$

Recordando los parámetros antes mencionados, se obtiene:

$$a_{min} = \frac{2 \cdot x_{max}}{t_f^2} = \frac{2 \cdot 1,13 [m]}{(0,5 [seg])^2} = 9,04 [m/s^2]$$

...que será la aceleración mínima a alcanzar por la parrilla.

Del análisis de momentos actuantes alrededor del centro de rotación, se encuentra que la fuerza del actuador ( $F_p$ ) actúa a una distancia “ $dp$ ” del mismo, por lo que se tiene:

$$\sum M = I \cdot \alpha = m \cdot r^2 \cdot \alpha$$

$$F_p \cdot \cos \beta \cdot dp = (I_{Parrilla} + I_{Barra}) \cdot \alpha = \left( m_1 \cdot d_1^2 + m_2 \cdot \left( \frac{d_1}{2} \right)^2 \right) \cdot \alpha$$

$$F_p \cdot \cos \beta \cdot dp = \left( m_1 + \frac{m_2}{4} \right) \cdot d_1^2 \cdot \alpha$$

Pero del análisis geométrico puede notarse que:

$$a_1 \cdot \cos \beta = a_{1t}$$

Luego, recordando que por cinemática:

$$\alpha \cdot d_1 = a_{1t} \rightarrow \alpha = \frac{a_{1t}}{d_1} = \frac{a_1 \cdot \cos \beta}{d_1}$$

...reemplazando se obtiene:

$$F_p \cdot \cos \beta \cdot dp = \left( m_1 + \frac{m_2}{4} \right) \cdot d_1^2 \cdot \frac{a_1 \cdot \cos \beta}{d_1}$$

$$F_p \cdot dp = \left( m_1 + \frac{m_2}{4} \right) \cdot d_1 \cdot a_1$$

$$a_1 = \frac{dp}{d_1} \cdot \frac{F_p}{\left( m_1 + \frac{m_2}{4} \right)}$$

Ésta ecuación será empleada para verificar que la fuerza máxima de los cilindros propuestos sea suficiente para producir la aceleración necesaria para los distintos valores de  $dp$  y  $d1$  que se evalúen.

Por otra parte, la posición en la que debe ubicarse el cilindro puede obtenerse por trigonometría:

$$\text{sen } \beta = \frac{x_{\max}}{2 \cdot d1} = \frac{\text{ext}}{2 \cdot dp} \rightarrow dp = \frac{\text{ext}}{x_{\max}} \cdot d1$$

A continuación, se calculan las masas de los cuerpos en movimiento. Dado que se ha propuesto un conjunto de doble actuador para movilizar al sistema, se ha considerado como " $m_2$ " a la masa de una sola Barra, y como " $m_1$ " a la masa de la mitad de la Parrilla.

- $m_1 = \text{Perfil} + \text{Planchuela} + \text{Carros} + \text{Varillas}$

-Perfil:  $20 \times 20 \times 1,6 * L \rightarrow 2 * 2,4 [m] + 2 * 0,6 [m] = 6[m] * 0,87[kg/m] = 5,22 [kg]$

-Planchuela:  $2" * 1/8" * L = 4 * 0,055[m] = 0,22 [m] * 1,28[kg/m] \rightarrow 0,28 [kg]$

-Carros:  $FR22EUAS \rightarrow m: 50 [g] \rightarrow m = 8 * 50[g] = 0,20 [kg]$

-Varillas:  $1/4" * L = 10 * 1,08 [m] = 10,8 [m] * 0,25[kg/m] = 2,70 [kg]$

$$\rightarrow m_1 = 5,22 [kg] + 0,28[kg] + 0,20[kg] + 2,70[kg] + 1 [kg]_{(\text{seguridad})} = 9,42 [kg]$$

- $m_2 = \text{Perfil}$

-Perfil:  $25 \times 15 \times 1,25 * L \rightarrow 0,8 [m] * 0,704[kg/m] = 0,56 [kg] \rightarrow \text{Perfil con } Wx = 0,565 [cm^3]$

$$\rightarrow m_2 = 0,56 [kg]$$

Por haber propuesto un sistema de doble actuador se tiene:

$$m_1 = 9,42[kg]/2 = 4,71 [kg]$$

$$m_2 = 0,56 [kg]$$

Por último, se deduce la ecuación de las tensiones que deberá soportar la Barra por efecto de la fuerza del cilindro. El momento máximo, que se producirá en el punto de aplicación de esta fuerza, se calcula a partir de la reacción que le impondría la Parrilla en caso de mantenerse ésta detenida (sin acelerar, por algún motivo extraño):

$$Mf = F \cdot L \rightarrow Mf_{\max} = R \cdot (d1 - dp)$$

Pero por balance de fuerzas, si la Barra se encuentra inmóvil, la reacción puede calcularse como:

$$Fp \cdot \cos \beta \cdot dp = R \cdot d1 \rightarrow R = Fp \cdot \cos \beta \cdot \frac{dp}{d1}$$

Luego, se tiene:

$$Mf_{\max} = Fp \cdot \cos \beta \cdot \frac{dp}{d1} \cdot (d1 - dp)$$

Las tensiones máximas alcanzadas en la barra se obtienen a partir de su módulo resistente:

$$\sigma_{\max} = \frac{Mf_{\max}}{Wx} = \frac{Fp \cdot \cos \beta \cdot (d1 - dp)}{Wx} \cdot \frac{dp}{d1}$$

Con todos los datos y ecuaciones antes listados se ha confeccionado una planilla de Excel para facilitar la operatoria de selección del cilindro neumático y el perfil estructural para la Barra adecuados. El principal motivo por el cual debió recurrirse a este mecanismo fue el amplio efecto que causa un pequeño cambio en el modelo:

- Un cambio en la perfilería de la barra afecta su masa y su resistencia.
- Un cambio de masa puede requerir la implementación de un cilindro de otras dimensiones para satisfacer el tiempo de operación.
- Un cambio en el tipo de cilindro puede afectar las tensiones generadas en la barra, que deben ser menores a la admisible del material.

- La decisión de implementación de una barra más corta ( $d_1$ ) permite emplear un cilindro más corto, pero de mayor fuerza.
- Una posición del cilindro más baja ( $dp$ ) permite emplear un actuador de menor fuerza, pero con mayor recorrido.

Por todo esto, se decidió recurrir a una planilla pensada para optimizar el proceso de prueba y selección. A continuación, un detalle de su utilización:

	Var.	Valor	Unid.	Observaciones
Parámetros fijos	a lmin	9.04	m/s <sup>2</sup>	Aceleración mínima
	Sadm	6.00E+07	Pa	Tensión admisible
	xmax	1.13	m	Recorrido parrilla
	m1 /2	4.71	kg	Masa parrilla /2
Parámetros variables a decisión	Fp	247	N	Fuerza pistón
	ext	0.25	m	Extensión pistón
	d1	0.8	m	Largo barra
	g1	0.704	kg/m	Del perfil 25x15x1.25
	Wx	0.565	cm <sup>3</sup>	
Resultados calculados	m2	0.5632	kg	Masa barra
	dp	0.1770	m	Posición pistón
	beta	44.931	°	Ángulo Beta maximo
	a l	11.2654	m/s <sup>2</sup>	Aceleración resultante
	S	3.51E+07	Pa	Tensión resultante
	hs	0.3336	m	Descenso resultante

Color verde indica resultado aceptable

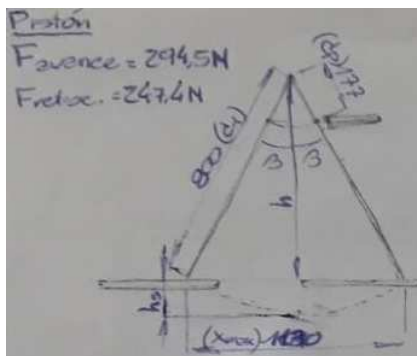
Tras introducir los parámetros fijos (notar que para la tensión admisible del material se ha decidido emplear un coeficiente de seguridad  $\nu = 4$  respecto de la fluencia del material para garantizar la integridad del sistema), se fueron alternando distintas combinaciones de cilindros y barras, introduciendo sus características en los parámetros variables. La selección óptima fue aquella que permitió alcanzar la aceleración mínima, pero alcanzando en la barra tensiones menores a la admisible.

Tras alternar diversas combinaciones, se concluyó que una solución óptima se compone de:

- Cilindro Neumatico → **DSNU – 25 – 250 – PPS – A** ( $F_p = 247,50 [N]$ )
- Barra → Perfil estructural 25x15x1,25 mm –  $L = 800 mm$

Esta combinación requiere ubicar el punto de contacto entre cilindro y Barra a  $177 mm$  del centro de rotación. Además, en las posiciones finales (extensión máxima y mínima del cilindro) se espera que la Barra forme ángulos de  $44,9^\circ$  respecto de la vertical.

Otro dato que se ha calculado haciendo uso de la mencionada planilla es la distancia de descenso del carro en el extremo de la barra " $h_s$ ". Por trigonometría, se encuentra que vale:



$$h = d_1 * \cos(\beta_{max})$$

$$h_s = d_1 - h = d_1 * (1 - \cos(\beta_{max}))$$

$$h_s = 800 [mm] * (1 - \cos(44,94^\circ)) = 233,60 [mm]$$

$$h_s \cong 235,00 [mm]$$

Como complementaria al cilindro, se ha seleccionado una electroválvula acorde a la demanda de aire que impondrá la utilización de este par de actuadores neumáticos. Para conocerla, se empleó la aceleración que alcanzará la parrilla, que por trigonometría permite conocer la del vástago del cilindro:

$$\text{sen } \beta = \frac{a_1}{d_1} = \frac{a_{cil}}{dp} \rightarrow a_{cil} = \frac{dp}{d_1} \cdot a_1 = \frac{0,177 [m]}{0,8 [m]} \cdot 11,27 [m/s^2] = 2,49 [m/s^2]$$

Suponiendo que la aceleración se mantiene constante a lo largo del recorrido y recordando que se parte del reposo ( $v_0 = 0$ ), la velocidad máxima que el vástago podría alcanzar responde a la ecuación de cinemática:

$$v_f = v_0 + a \cdot t = 2,49 [m/s^2] \cdot 0,50 [seg] = 1,245 [m/s]$$

Luego, el caudal que deberá poder suministrar la electroválvula para accionar los dos cilindros será de:

$$Q_{aire} = 2 \cdot v_f \cdot A_{cil} = 2 \cdot v_f \cdot \frac{\pi \cdot \phi_{emb}^2}{4} = 2\pi \cdot 1,245 [m/s] \cdot \frac{(0,025 [m])^2}{4}$$

$$Q_{aire} = 1,22 \cdot 10^{-3} [m^3/s] = 73,34 [lt/min]$$

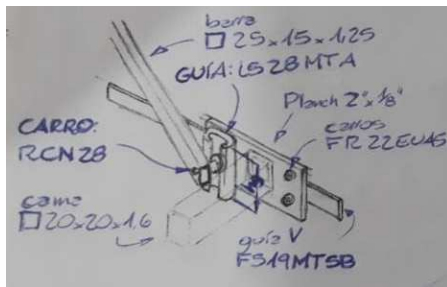
Para abastecer esta demanda, se recurrirá nuevamente a la marca *Festo*, que dispone de la siguiente electroválvula:

- *Electroválvula* → **VUVS – LT20 – M52 – MD – G18 – F7** ( $Q_{max} = 500,00 [lt^3/min]$ )

De esta manera, queda resuelto el control del movimiento de la Parrilla.

### 11.2.2.-Selección de Carros y Guías en C – Sistema de Apoyo

Esta selección se inicia calculando la resistencia mínima que deben poder ejercer los Carros para que, una vez determinado el adecuado, pueda escogerse una guía acorde. Por balance de momentos alrededor del centro de rotación, se encuentra que la fuerza transversal máxima que deben poder tolerar estos carros ante una eventual detención de la Parrilla es de:



$$\sum M = 0 \rightarrow F_p \cdot dp = F_{carro} \cdot d_1$$

$$\therefore F_{carro} = F_p \cdot \frac{dp}{d_1} = 294,50 [N] \cdot \frac{0,177 [m]}{0,800 [m]}$$

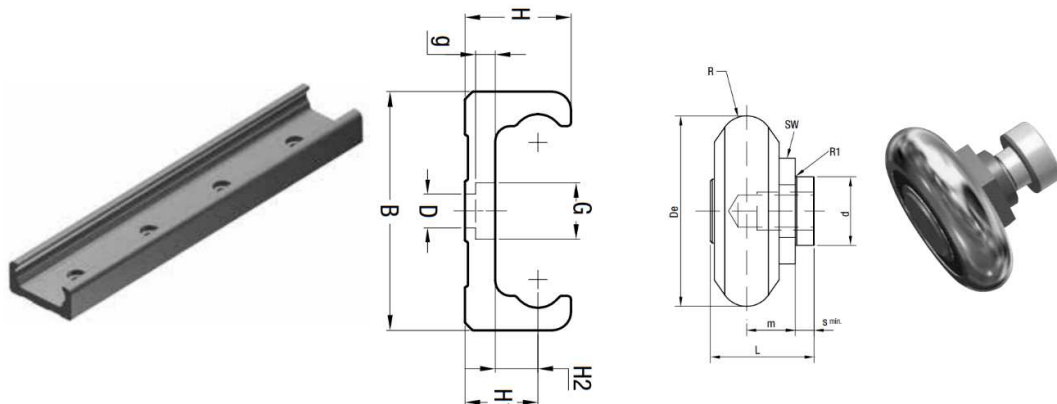
$$F_{carro} = 65,16 [N]$$

Luego, de catálogo del fabricante *Nadella* se ha seleccionado:

- Carro: **RCN 28** →  $F_r = 1200,00 [N]$  –  $m = 22,00 [gr]$

A estos carros corresponden las siguientes guías, a disponer verticalmente en la Parrilla:

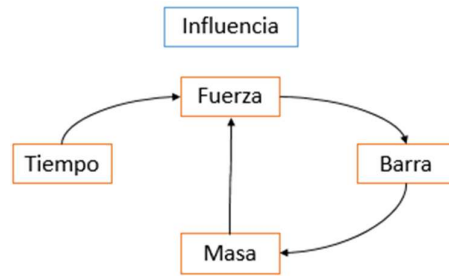
- Guía: **LS 28 MT A**



### 11.2.3.-Selección de Barra 2 y Actuadores Neumáticos – Sistema de Empuje

La selección de la barra en cuestión y de los cilindros que la movilizan verticalmente se convierte en un proceso iterativo, ya que debe considerarse los siguientes aspectos:

- La barra debe resistir los esfuerzos generados por los cilindros horizontales que movilizan la Barra 1 (relativamente pequeño) y por los verticales, lo que afecta a su sección.
- Un cambio en la sección de la barra puede afectar a su masa, por lo que pueden ser necesarios cilindros con mayor fuerza para respetar los tiempos del movimiento.
- Al cambiar la fuerza de los cilindros, puede ser necesario un cambio en la sección de la barra para resistir los esfuerzos.



Como se puede notar, la selección de un componente afecta a la de los demás.

Como punto de partida, se listan los parámetros que se debieron tener en cuenta:

- *Tiempo para el movimiento* →  $t = 0,15$  [seg]
- *Carrera* →  $X = 15$  [mm] +  $45$  [mm] =  $60$  [mm]  
*Penetración:*  $15$  [mm]  
*Seguridad:*  $45$  [mm]
- *Masa* →  $m = (2,75 + 0,6 + 0,6 + 0,25 + 0,26)$  [kg] =  $4,45$  [kg]  
*Barra 1 (de empuje):*  $1,38$  [kg/m] ·  $2$  [m] =  $2,75$  [kg]  
*Cilindros Horizontales:*  $2 \times 300$  [gr] =  $0,6$  [kg]  
*Accesorios Extra Cilindros:*  $0,6$  [kg]  
*Patines:* FR 22 EU AS →  $4 \times 33$  [gr] =  $132$  [gr] →  $250$  [gr] (con accesorios)  
*Planchuela*  $2 \times 1/8$ :  $2 \times 100$  [mm] →  $1,28$  [kg/m] ·  $0,2$  [m] =  $0,26$  [kg]

Si se propone construir esta barra con un perfil estructural de dimensiones  $30 \times 50 \times 2,0$  [mm], tras agregar su masa a la ecuación se encuentra que cada cilindro vertical deberá movilizar:

$$\text{Masa por cilindro: } M = \frac{m + m_{\text{barra}}}{2} = \frac{4,45 \text{ [kg]} + 4,61 \text{ [kg]}}{2} = 4,54 \text{ [kg]}$$

$$\text{Barra 2: } m_{B2} = 2,306 \text{ [kg/m]} \cdot 2 \text{ [m]} = 4,61 \text{ [kg]}$$

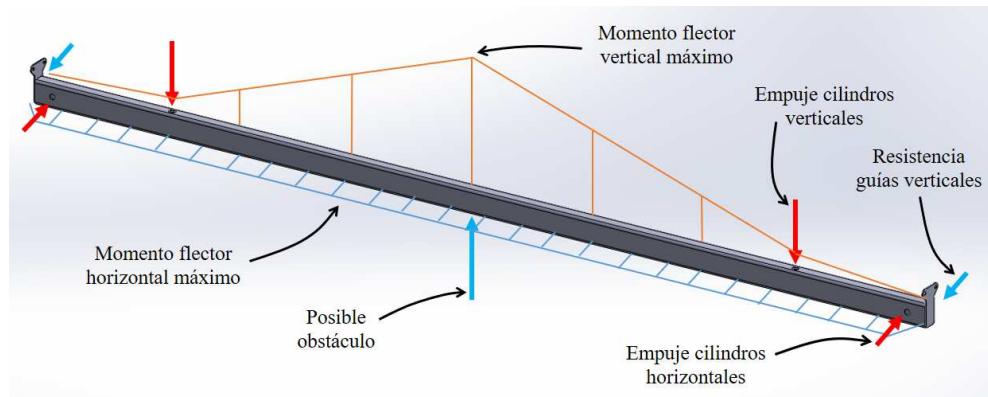
Es con esta masa que se ha seleccionado, por medio del software de selección rápida disponible en el sitio web del fabricante *Festo*, un par de cilindros que garanticen el cumplimiento de los tiempos establecidos. El modelo a implementar es:

- *Cilindro:* **DSBC – 32 – 60 – PPVA – N3** →  $F = 483,00$  [N] (avance)

*Nota:* Cabe destacar que para alcanzar la selección realizada se han realizado pruebas con diversos perfiles estructurales y actuadores neumáticos, hasta que se logró el resultado presentado.

A continuación, solo resta verificar la resistencia de la barra ante los esfuerzos producidos. Se repite, por tanto, lo presentado en el Desarrollo del presente informe, en lo que respecta a la sección  $30 \times 50 \times 2,0$  [mm] antes seleccionada:





Los momentos flectores actuantes en la barra alcanzan valores de:

- *Momento Flector Horizontal:*

$$M_{fh} = F_h * (10 \% * L) = 188,50 [N] * (0,10 * 2,00 [m]) = 37,70 [Nm]$$

Donde:

- $F_h$ : Empuje Cilindros Horizontales.

- *Momento Flector Vertical:*

$$M_{fv} = F_v * ((50 - 15)\% * L) + Q_1 * \left(40\% * \frac{L}{2}\right) + Q_2 * \left(40\% * \frac{L}{2}\right) + g * \frac{L^2}{8}$$

Donde:

- $Q_1$ : Peso Barra Empuje + Peso Cilindros Horizontales.

- $Q_2$ : Peso de Patines FR22EUAS (4 unidades) + Peso Barra Vinculación + Peso Plancha.

- $g$ : Peso Propio de Barra.

Por lo tanto:

$$M_{fv} = 484,3 [N] * ((50 - 15)\% * 2,00 [m]) + 38,70 [N] * \left(40\% * \frac{2,00 [m]}{2}\right) + 5,0 * \left(40\% * \frac{2,00 [m]}{2}\right) + g * \frac{(2,00 [m])^2}{8}$$

$$M_{fv} = 368,00 [Nm]$$

Para la sección seleccionada, se tiene:

- Dirección horizontal, con  $W_x = 2,25 [cm^3]$ , se tiene:

$$\sigma_h = \frac{M_{fh}}{W_x} = 13,20 [MPa]$$

- Dirección vertical, con  $W_y = 4,06 [cm^3]$ , se tiene:

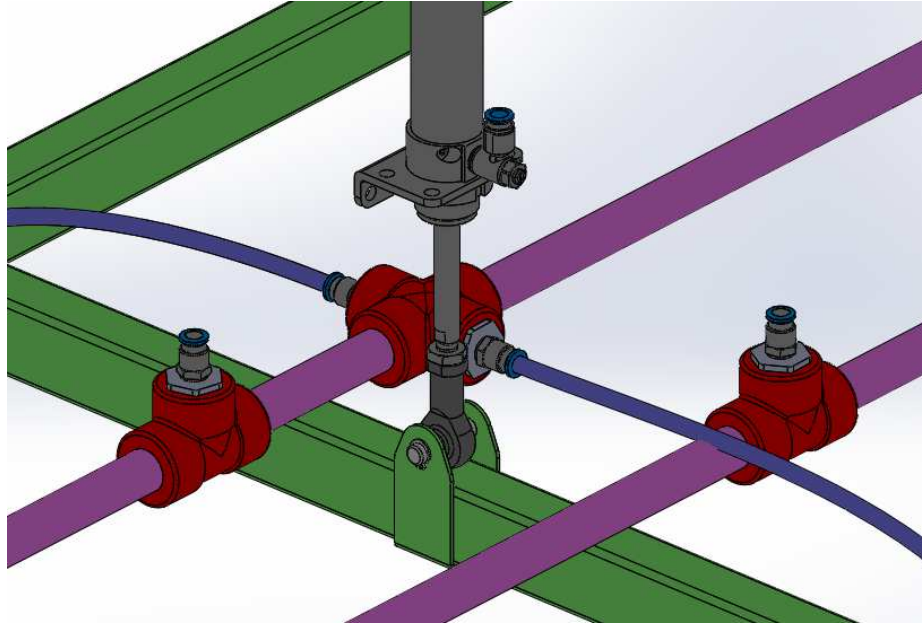
$$\sigma_v = \frac{M_{fv}}{W_y} = 96,50 [MPa]$$

Sumando las tensiones obtenidas, según corresponde a la fibra más solicitada:

$$\sigma_t = \sigma_h + \sigma_v = 109,70 [MPa] < \sigma_{adm} = 120,00 [MPa] \rightarrow \text{Verifica}$$

### 11.2.4.-Verificación Chapa de Agarre – Sistema de Succión

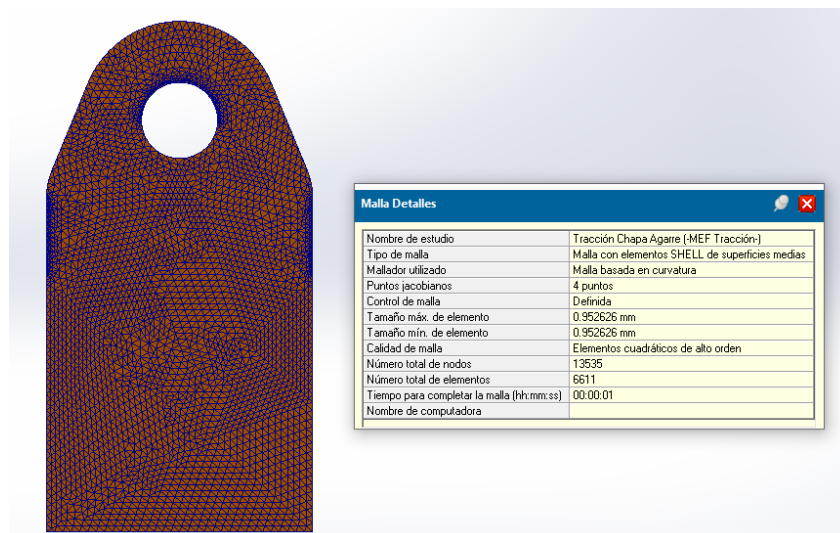
A continuación, se presenta una verificación alternativa de la resistencia mecánica de la chapa plegada que permite “colgar” la cama de ventosas del cilindro que la moviliza. La vinculación entre ambos componentes se materializa por medio de un pasador, que se coloca en el ojo de la rótula dispuesta en el extremo del cilindro, y se halla aprisionado en su desplazamiento axial por medio de un Aro Seeger (DIN 471).



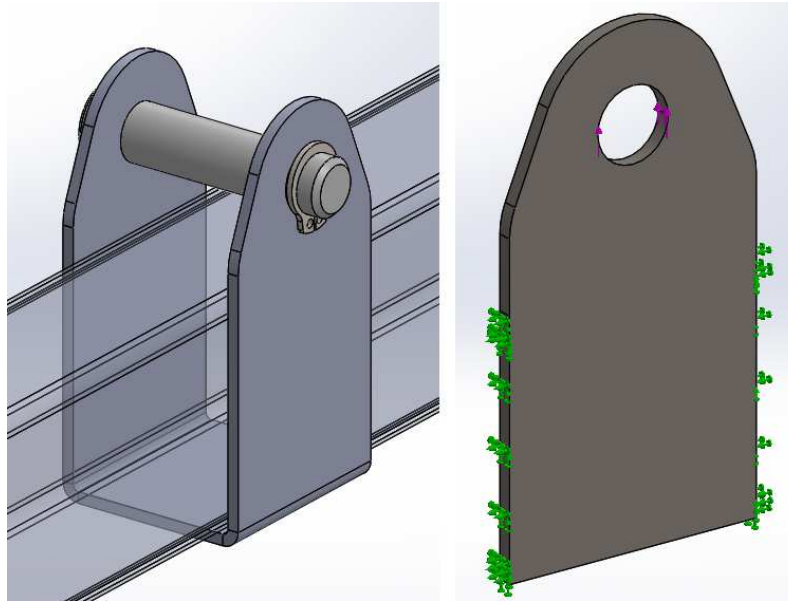
El estado de carga al que se ve sometida la chapa en cuestión se encuentra directamente relacionado con la fuerza que puede ejercer el cilindro. Por criterio se considera el mayor valor, que se divide en dos por estar compuesta la barra por dos “orejas”:

$$\left. \begin{array}{l} F_{avance} = 485 [N] \\ F_{retroceso} = 415 [N] \end{array} \right\} F_{max} = 485 [N] \rightarrow F = \frac{485 [N]}{2} = 242.5 [N]$$

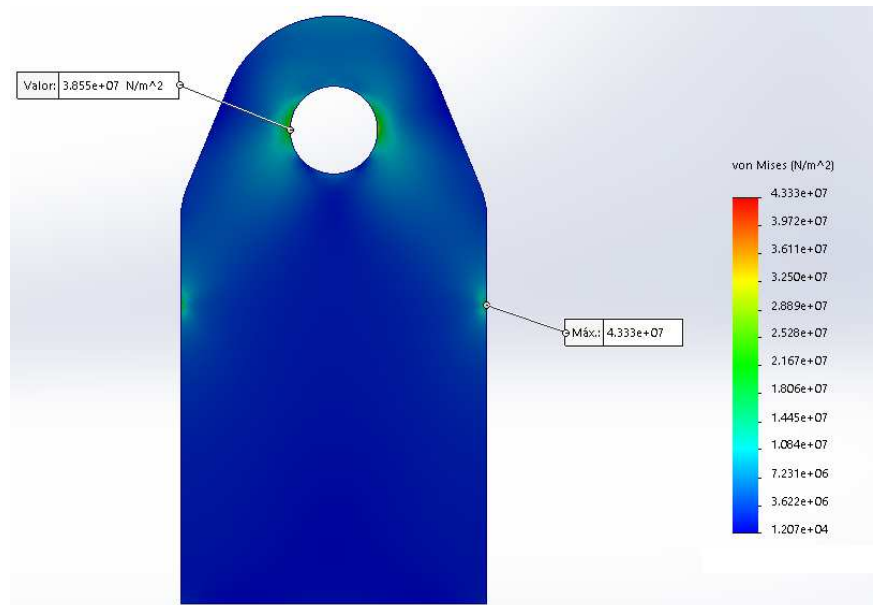
En primer paso en la resolución del caso consiste en la discretización de la pieza en estudio. Por tratarse de un elemento delgado no sometido a esfuerzos transversales considerables, se decide implementar una discretización en elementos de placa, adecuados para la pieza en estudio y de resolución más rápida que los elementos tridimensionales. Para mejorar la precisión de los resultados se ha mejorado el refinamiento en las zonas más comprometidas del modelo.



Dado que cada oreja de la chapa debe soldarse por ambos lados a la Cama de Ventosas, se considera a estos laterales como vinculaciones fijas. Por otra parte, la carga de tracción se ve aplicada en la mitad superior del orificio de pasaje del prisionero.



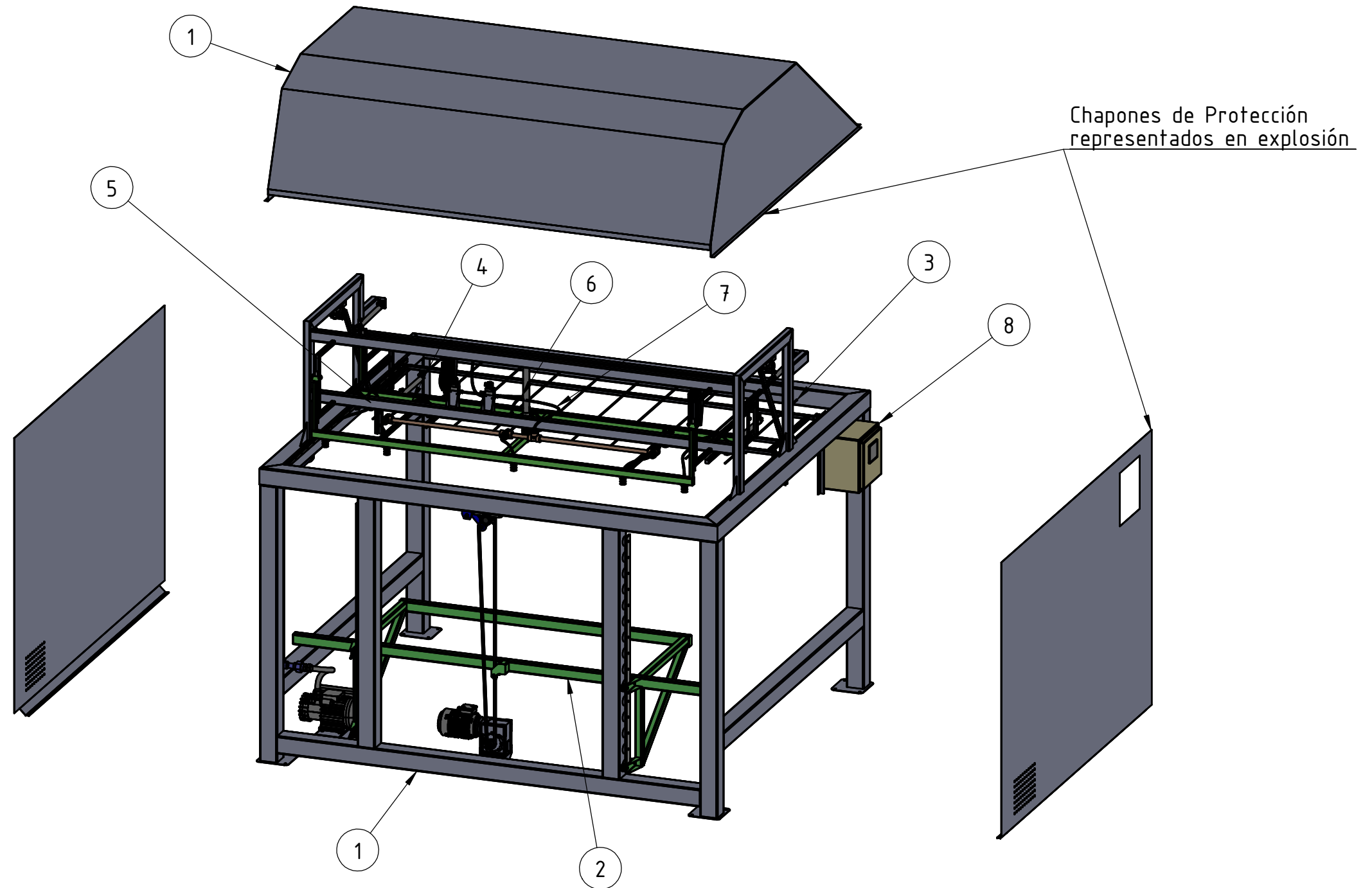
Luego de definir las propiedades del material como las de un acero *IRAM F24* se corre el estudio: los resultados obtenidos se presentan a continuación (se muestran tensiones de Von Mises por considerarse esta hipótesis aplicable a materiales dúctiles):



Como se puede notar, el pico de tensiones en la fibra más solicitada de la cara interna del orificio se predice con un valor de  $38,6 \text{ [MPa]}$  considerablemente menor a la tensión admisible del material, por lo que se considera que resistirá satisfactoriamente.

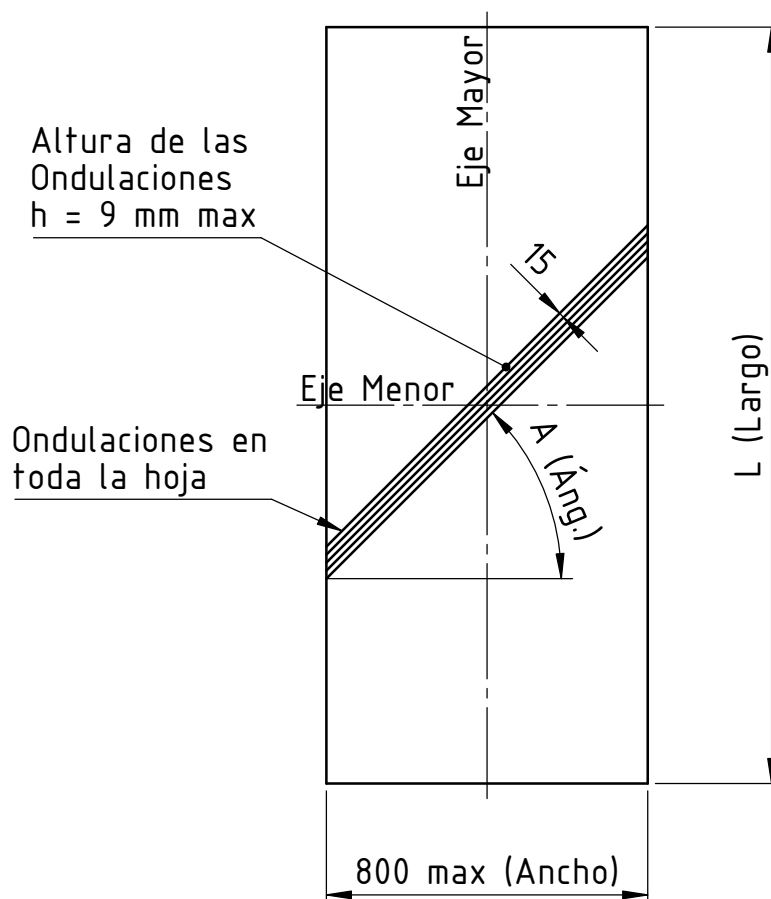
Por otra parte, vale aclarar que la tensión máxima predicha en el estudio, en el lateral soldado de la oreja, corresponde a un “concentrador de tensiones” que se produce por efecto de la discretización: el cálculo obliga al modelo a respetar la condición de borde (inamovilidad del lado soldado) a rajatabla, por lo que no debe considerarse como un concentrador real. En otras palabras, no debe considerarse comprometido el modelo por las tensiones alcanzadas en estos puntos.

Como se puede notar el sistema de Agarre compuesto por el Perno Prisionero y la Chapa de Agarre Prisionero Rotula serán resistentes a los esfuerzos solicitados. Esto pudo verificarse tanto de forma analítica como de la forma computacional, mediante estudios MEF. Puede notarse que el valor de tensión máximo obtenido mediante estudios MEF (38,6 [MPa]) son equivalentes a la fibras más solicitadas, siendo un resultado coherente a pesar de la diferencia de valores obtenidos por ambas metodologías de cálculo.



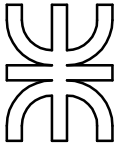
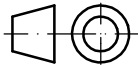
8	1	Tablero Eléctrico	IP 65	300x300x225mm	Genrod
7	1	Manguera Vacío Ventosas Int.	Ø8 mm	L= 450 mm	Festo
6	1	Manguera Vacío Ventosas Ext.	Ø8 mm	L= 450 mm	Festo
5	1	Cama de Ventosas	-	Plano 005-00	-
4	1	Barras de Empuje	-	Plano 004-00	-
3	1	Parrilla	-	Plano 003-00	-
2	1	Estructura Móvil	-	Plano 002-00	-
1	1	Bastidor	-	Plano 001-00	-
N°	Cant.	Descripción	Especificación	Longitud / Dimensión	Origen

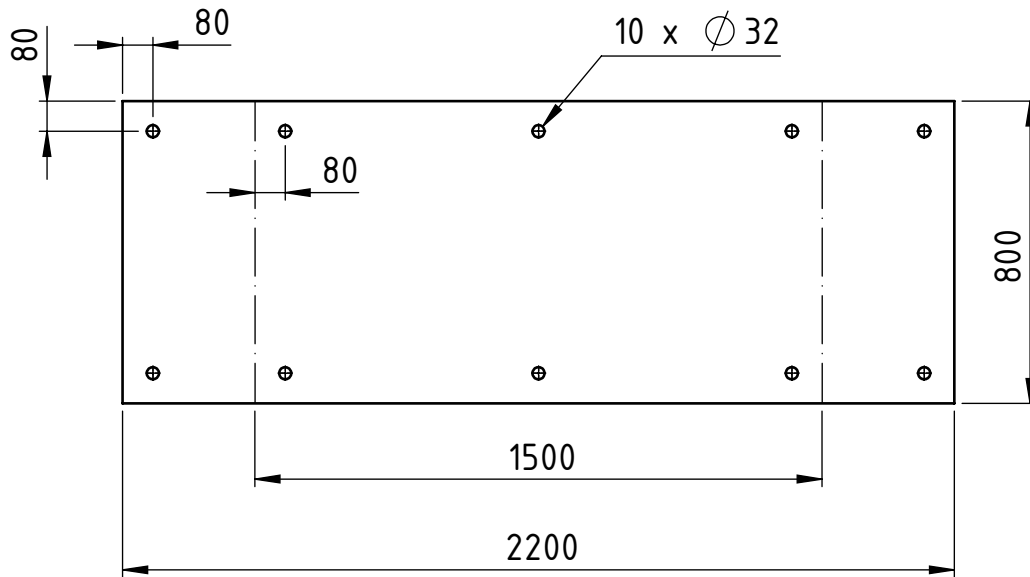
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	03/11	Rattero Viola S.		
	Aprobó				
	Esc	Denominación			
	1:25	DISPENSADOR DE HOJAS			
Formato A3					
					Plano N° 000-00-00
					Hoja 1 de 1




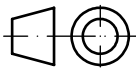
Variante	L [mm]	A [°]	Peso [gr]
Tipo 1	1500	45	136
Tipo 2	2000	45	182
Tipo 3	2200	45	200

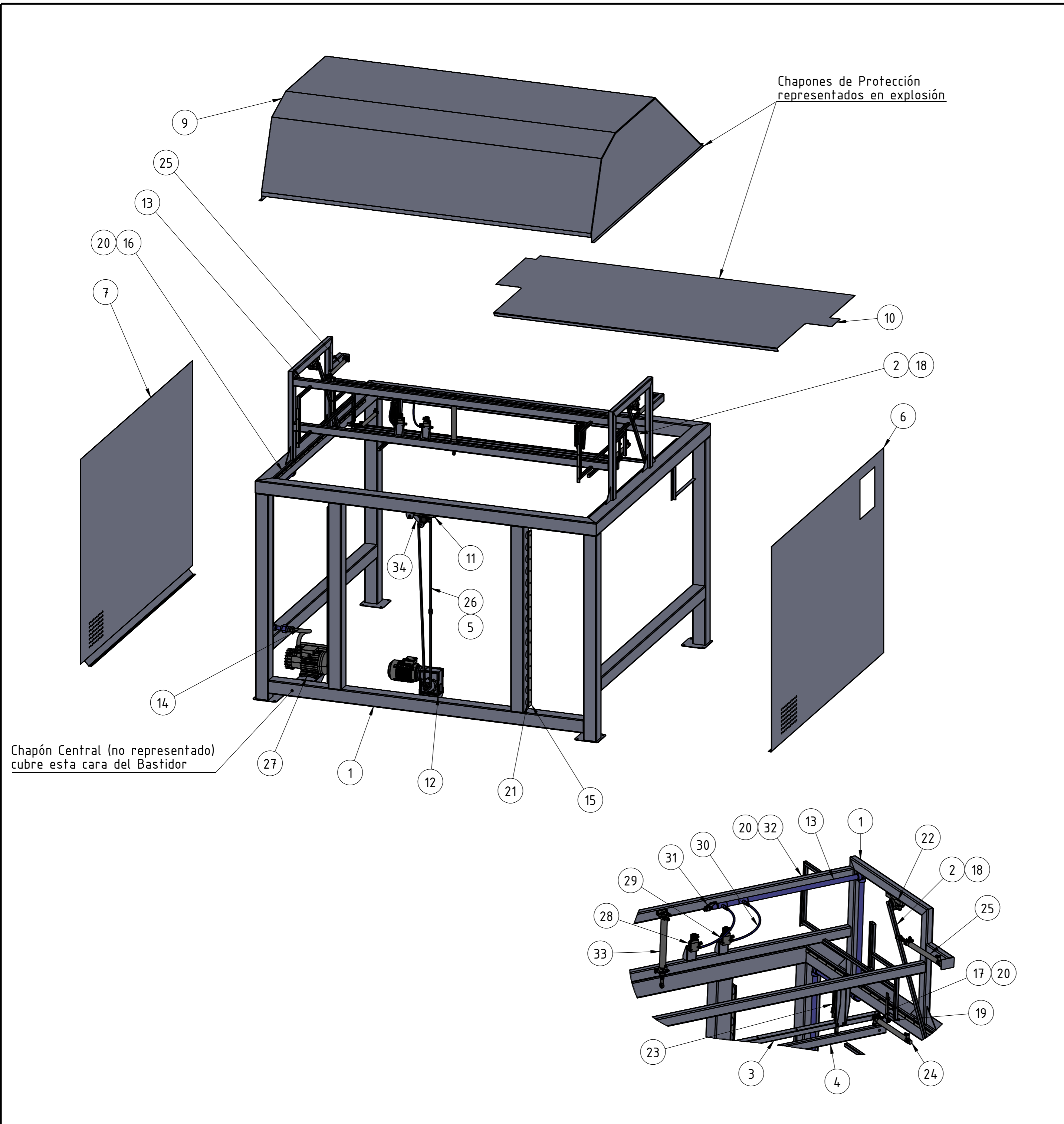
Material: Papel Kraft (absorción extra).  
Gramaje: 100 gr/m<sup>2</sup>

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe	
	Dibujó	27/08			Rattero
	Revisó				Viola S.
	Aprobó				
	Esc	Denominación			
1:20	<b>HOJA CORRUGADA CURADA</b>				
					
Formato A4					
				Plano N° 000	
				Hoja 1 de 1	



Material: Papel Kraft (absorción extra).  
 Gramaje: 100 gr/m<sup>2</sup>

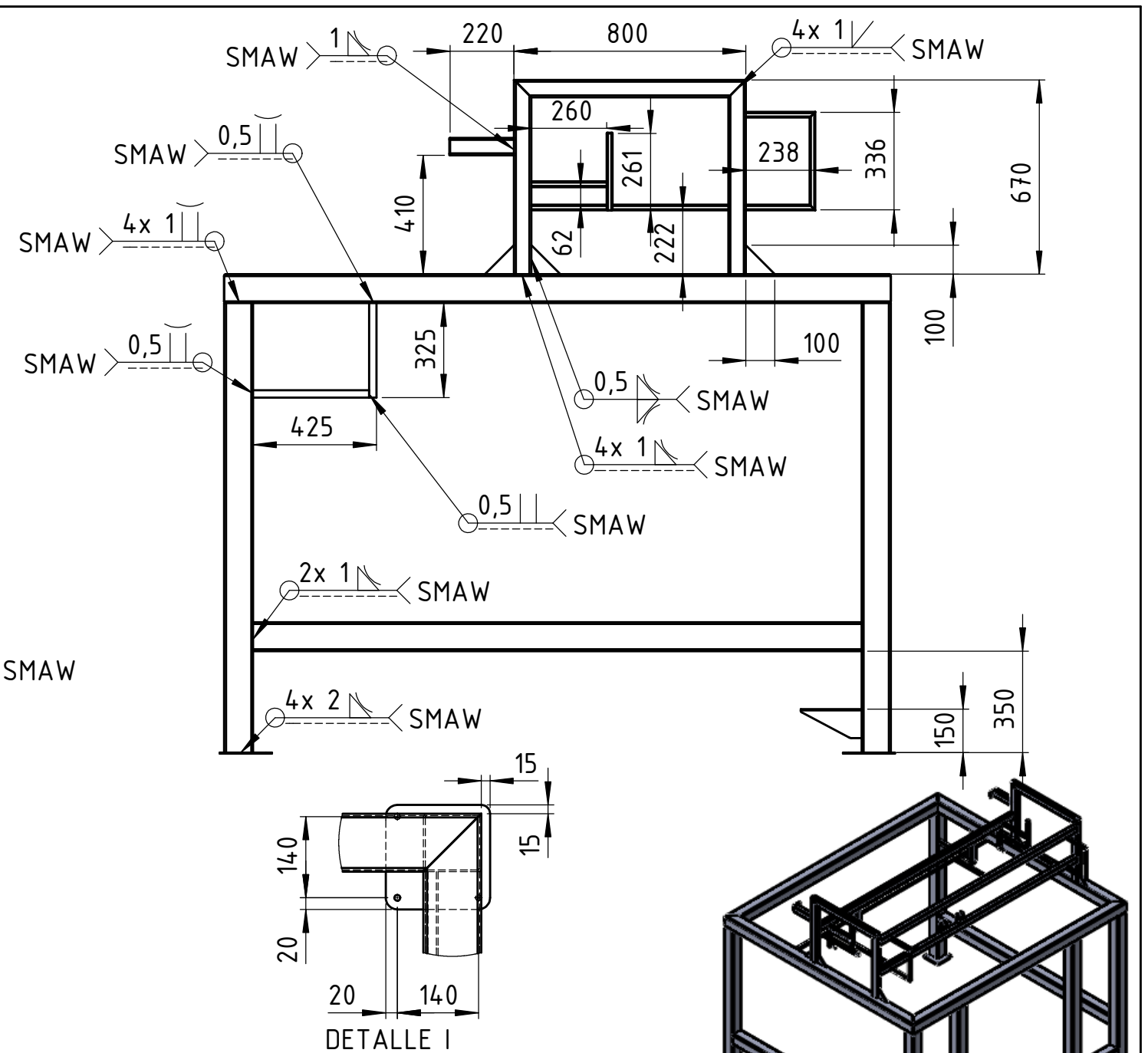
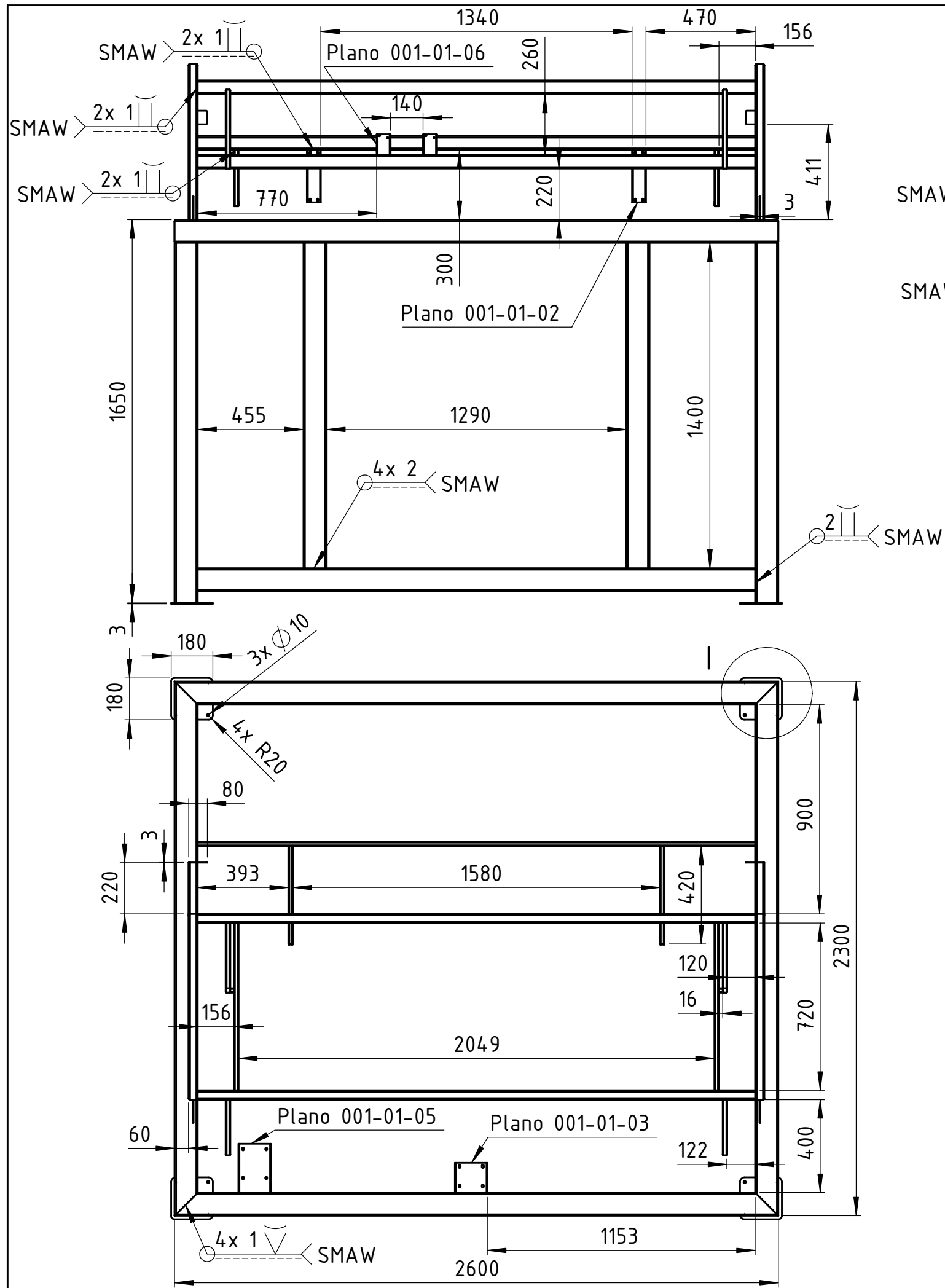
Tolerancias generales ISO 2768 - mH		Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Dibujó	27/08	Rattero		
	Revisó		Viola S.		
	Aprobó				
	Esc	Denominación			
1:50	UBICACION VENTOSAS EN HOJA CORRUGADA				
					
Formato A4				Plano N° 000	
					Hoja 1 de 1



34	1	Tensor de Cadena c/Accesorios	SE R 15	-	Rosta
33	1	Cilindro Neumático c/Accesorios	DSNU 32-250 PPVA	-	Festo
32	4	Guía para Rodillos en V	FS 19 MT SB	L= 280 mm	Nadella
31	1	Válv. Esf. Bicuerpo c/Niple Tuerca	AISI 316	¼"	Genebre
30	1	Manguera Vacío Ventosas Ext.	Ø8 mm	L= 250 mm	Festo
29	1	Manguera Vacío Ventosas Int.	Ø8 mm	L= 250 mm	Festo
28	2	Electrov. p/Vacío c/Accesorios	MFH3 1/8 SEX	-	Festo
27	1	Bomba de Vacío	R5 KB 0010 E	-	Busch
26	1	Cadena	ASA 35	L = 2715 mm	Transm. Alfa
25	2	Cilindro Neumático c/Accesorios	DSNU 25-250 PPSA	-	Festo
24	2	Cilindro Neumático c/Accesorios	DSNU 25-250 PPSA	-	Festo
23	2	Cilindro Neumático c/Accesorios	DSBC 32-60 PPVA	-	Festo
22	2	Soporte Partido c/Rodamiento	SNV052	-	FAG
21	30	Distanciador p/Guía	DIST FS 40	-	Nadella
20	56	Distanciador p/Guía	DIST FS 19	-	Nadella
19	4	Rodillo en V	FR 22 EU AS	-	Nadella
18	2	Rodillo en C	RCS 28	-	Nadella
17	2	Guía para Rodillos en V	FS 19 MT SB	L= 160 mm	Nadella
16	2	Guía para Rodillos en V	FS 19 MT SB	L= 1800 mm	Nadella
15	2	Guía para Rodillos en V	FS 40 MT SB	L= 1320 mm	Nadella
14	1	Manguera Vacío Ventosas	-	-	-
13	1	Cañería Vacío Ventosas	-	-	-
12	1	Motorreductor	-	-	-
11	1	Conjunto Piñón Superior	-	-	-
10	1	Chapón Protección Cabeza	-	Plano 006-05	-
9	1	Chapón Superior	-	Plano 006-04	-
8	1	Chapón Central	-	Plano 006-03	-
7	1	Chapón Izquierdo	-	Plano 006-01	-
6	1	Chapón Derecho	-	Plano 006-02	-
5	1	Chapa Agarre Estructura Móvil	-	Plano 001-01-01	-
4	1	Barra de Soporte	-	Plano 004-02	-
3	1	Barra de Empuje de Hojas	-	Plano 003-01	-
2	2	Barra de Empuje de Parrilla	-	Plano 004-01	-
1	1	Bastidor	-	Plano 001-01	-
N° Cant.		Descripción	Especificación	Longitud / Dimensión	Origen

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Fecha	03/11	Nombre	Rattero	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Dibujó		Revisó	Viola S		
	Aprobó		Esc		Denominación	
	1:20					
Formato	A2	BASTIDOR CONJUNTO			Plano N° 001-00-00	
Hoja 1 de 1						

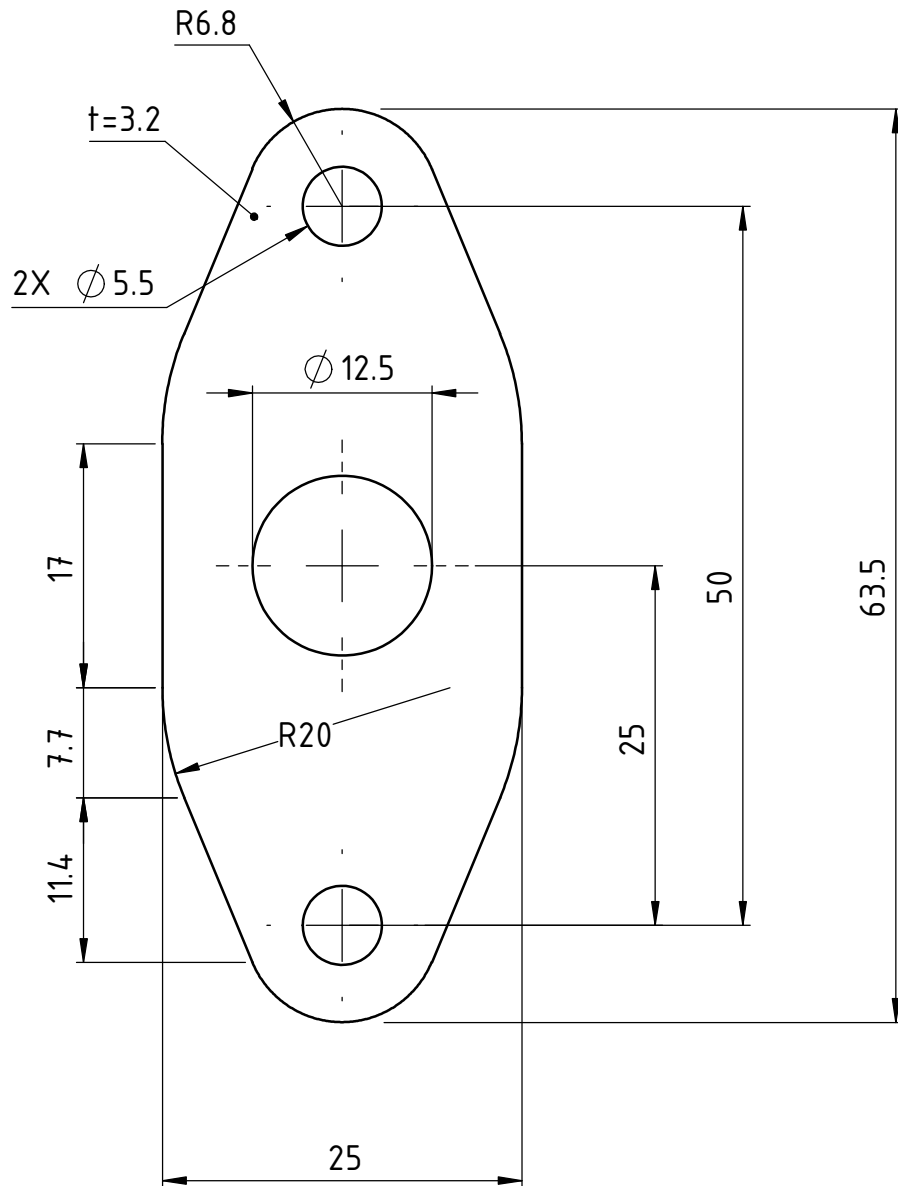






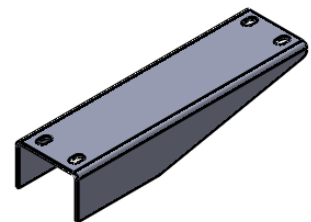
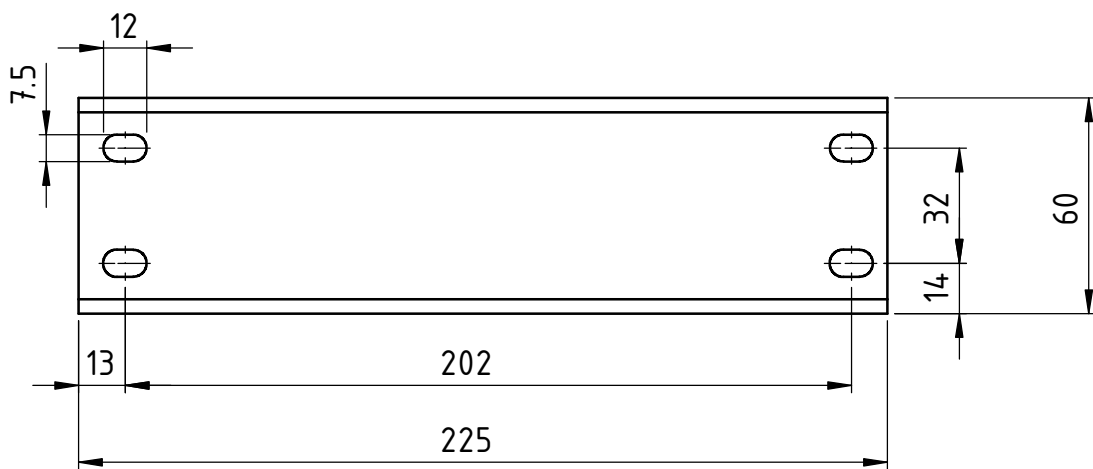
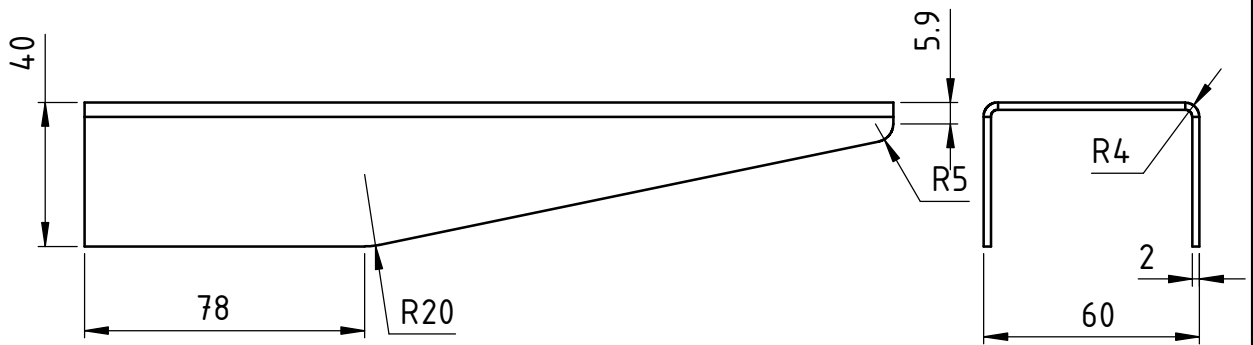
Material Utilizado: Base: Perfil 100x100x3.2  
 Estructura Sup.: Perfil 60x40x3.2  
 Estructura Tablero Elec.: Perfil L 1X1X0.25  
 Estructura Cama Vent.: Perfil 20x20x2  
 Acero IRAM F24

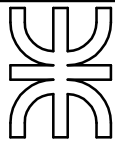

Toda unión no señalada se une mediante soldadura a tope.

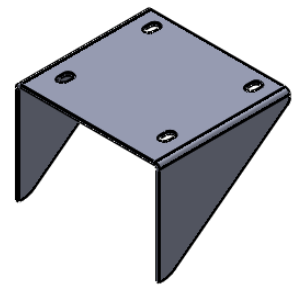
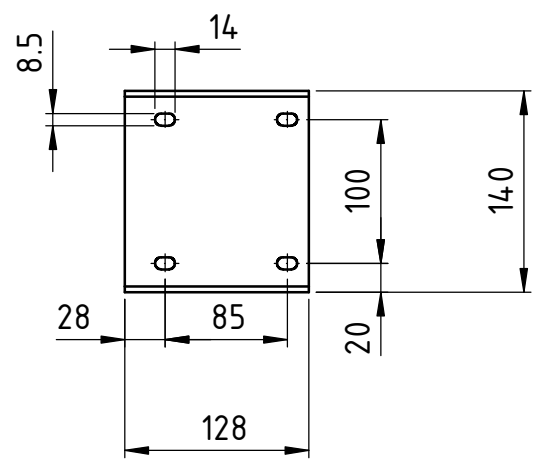
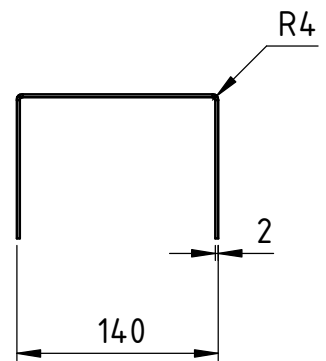
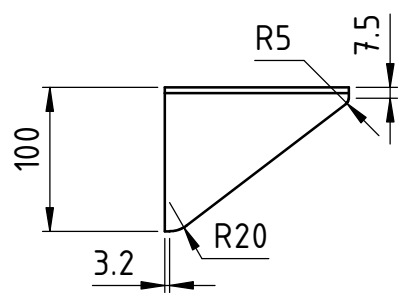
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	20/11	Rattero		
	Aprobó		Viola		
Esc	Denominación			ESTRUCTURA DE BASTIDOR	Plano N° 001-01-00
1:10					
Formato A3					
					Hoja 1 de 1


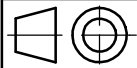


Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
	2:1	<b>CHAPA AGARRE ESTRUCTURA MOVIL</b>			
				Plano N° 001-01-01	
Formato A4				Hoja 1 de 1	

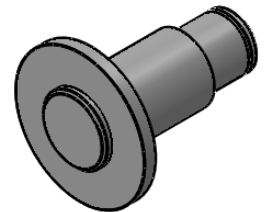
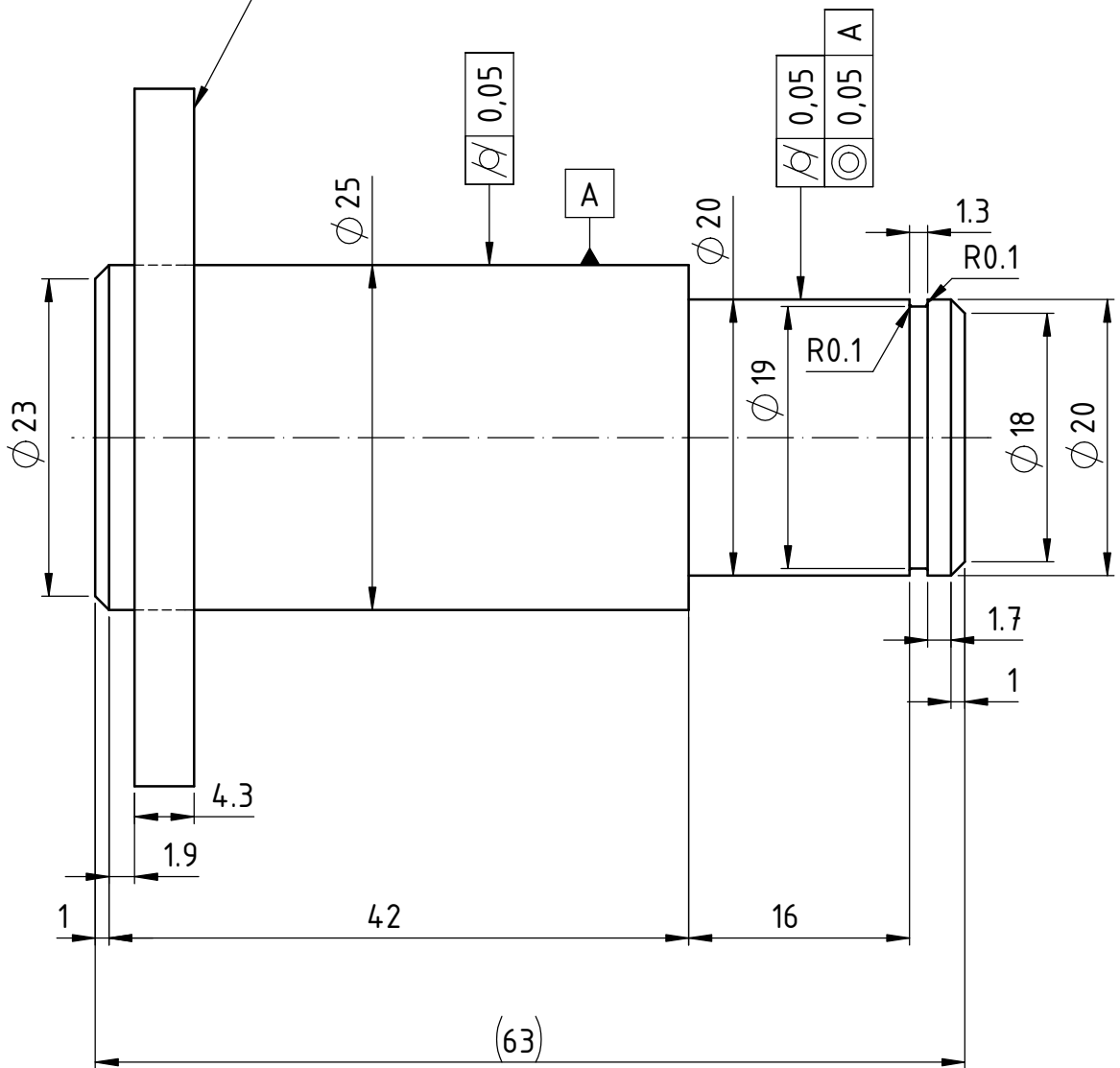


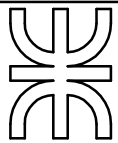
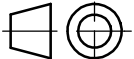
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
	1:5	<b>CHAPA SOPORTE CILINDRO DSBC</b>			
	Plano N° 001-01-02				
Formato A4				Hoja 1 de 1	

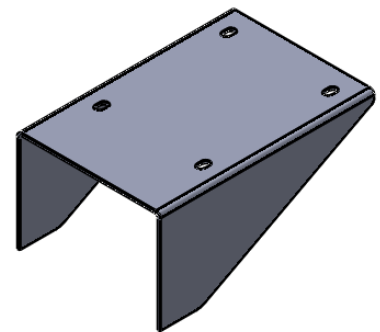
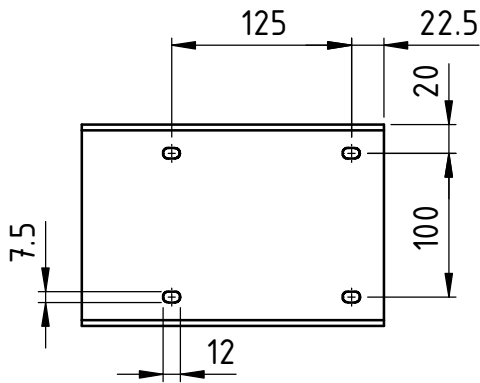
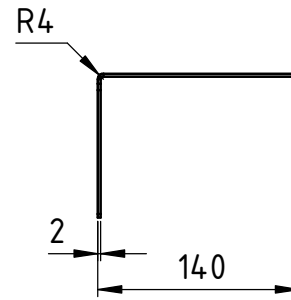
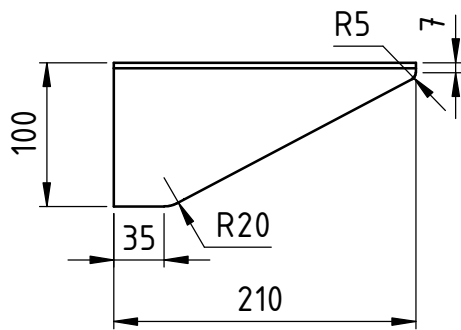




Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
	1:5	<b>CHAPA SOPORTE MOTORREDUCTOR</b>			
 Formato A4				Plano N° 001-01-03	
				Hoja 1 de 1	

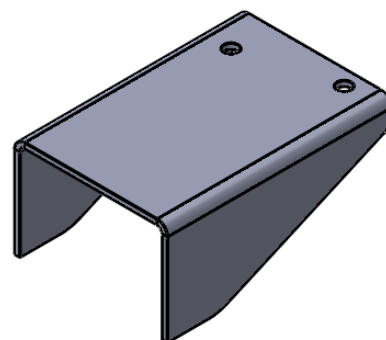
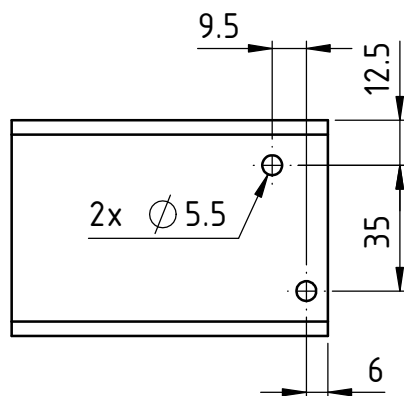
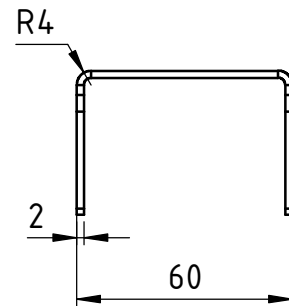
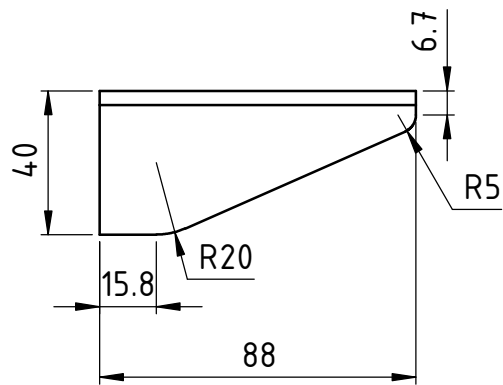
PIÑON PARA CADENA ASA65



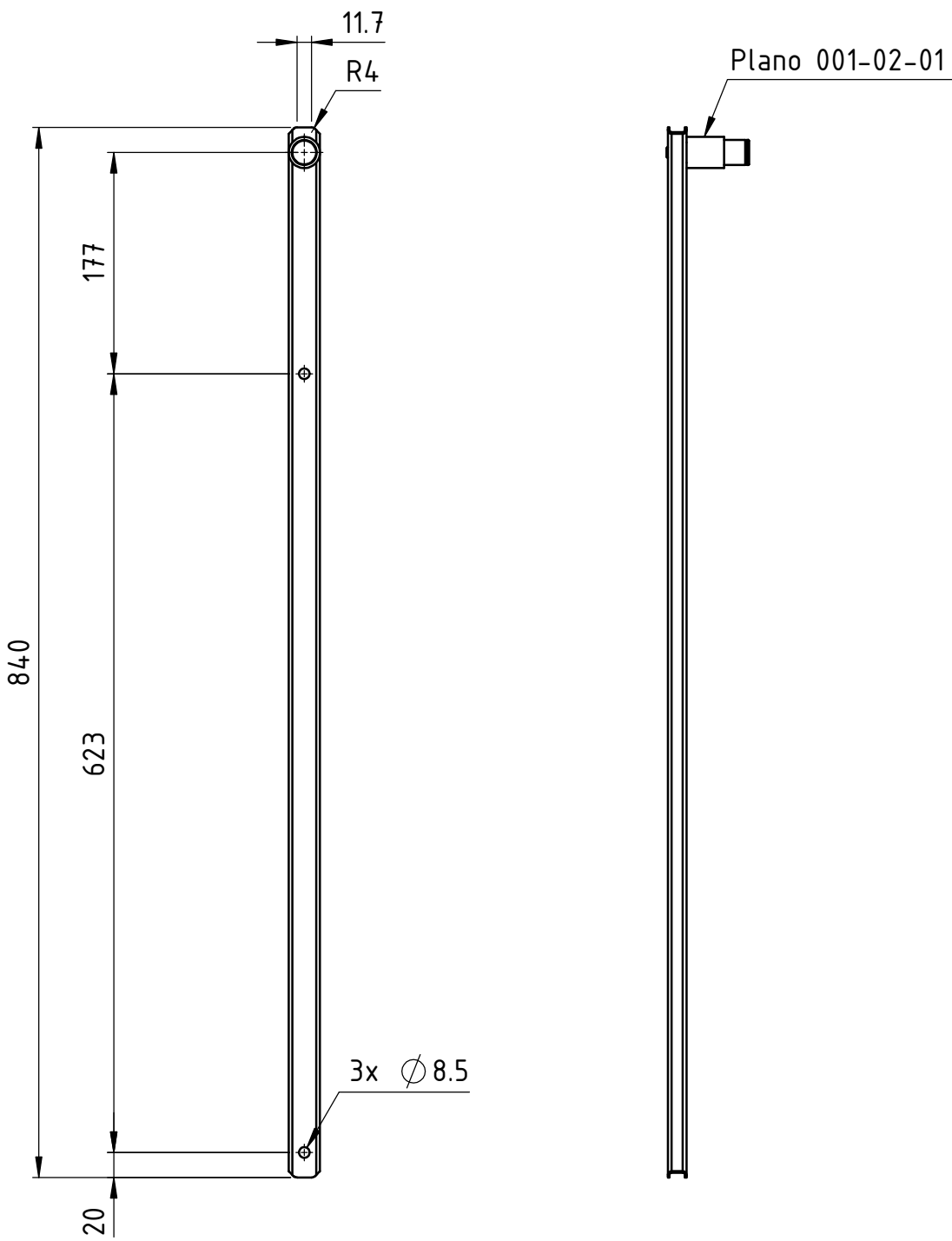
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
	2:1	EJE CON PIÑON SUPERIOR			
 Formato A4				Plano N° 001-01-04	
				Hoja 1 de 1	




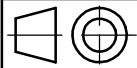
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
	1:5	<b>CHAPA SOPORTE BOMBA DE VACIO</b>			
 Formato A4					Hoja 1 de 1



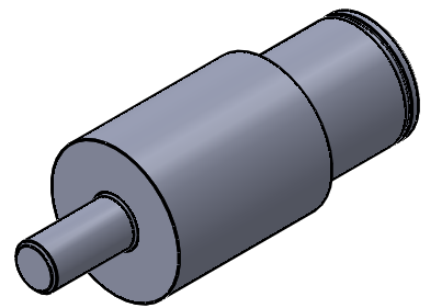
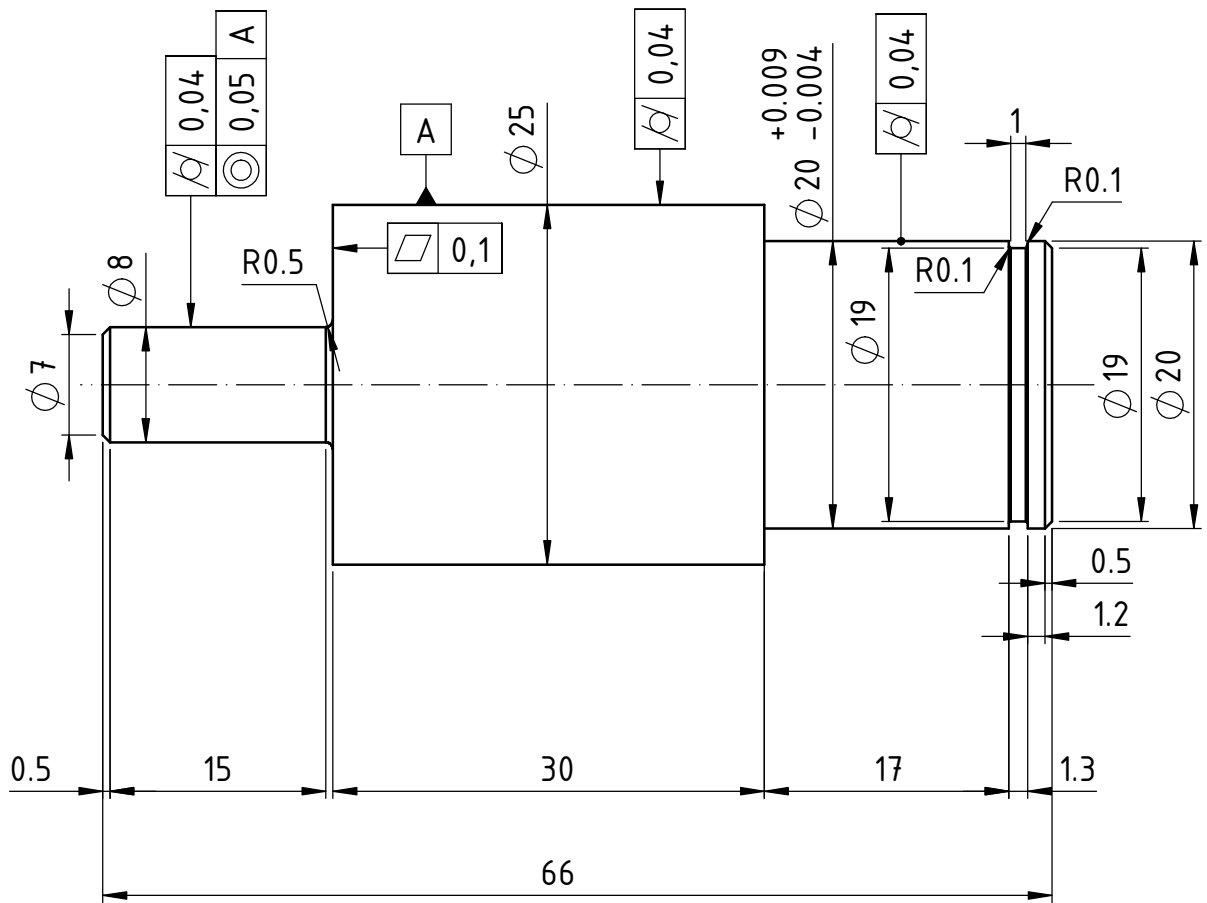
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
	1:2	<b>CHAPA SOPORTE EV VACIO</b>			
				Plano N° 001-01-06	
Formato A4				Hoja 1 de 1	

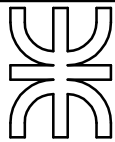



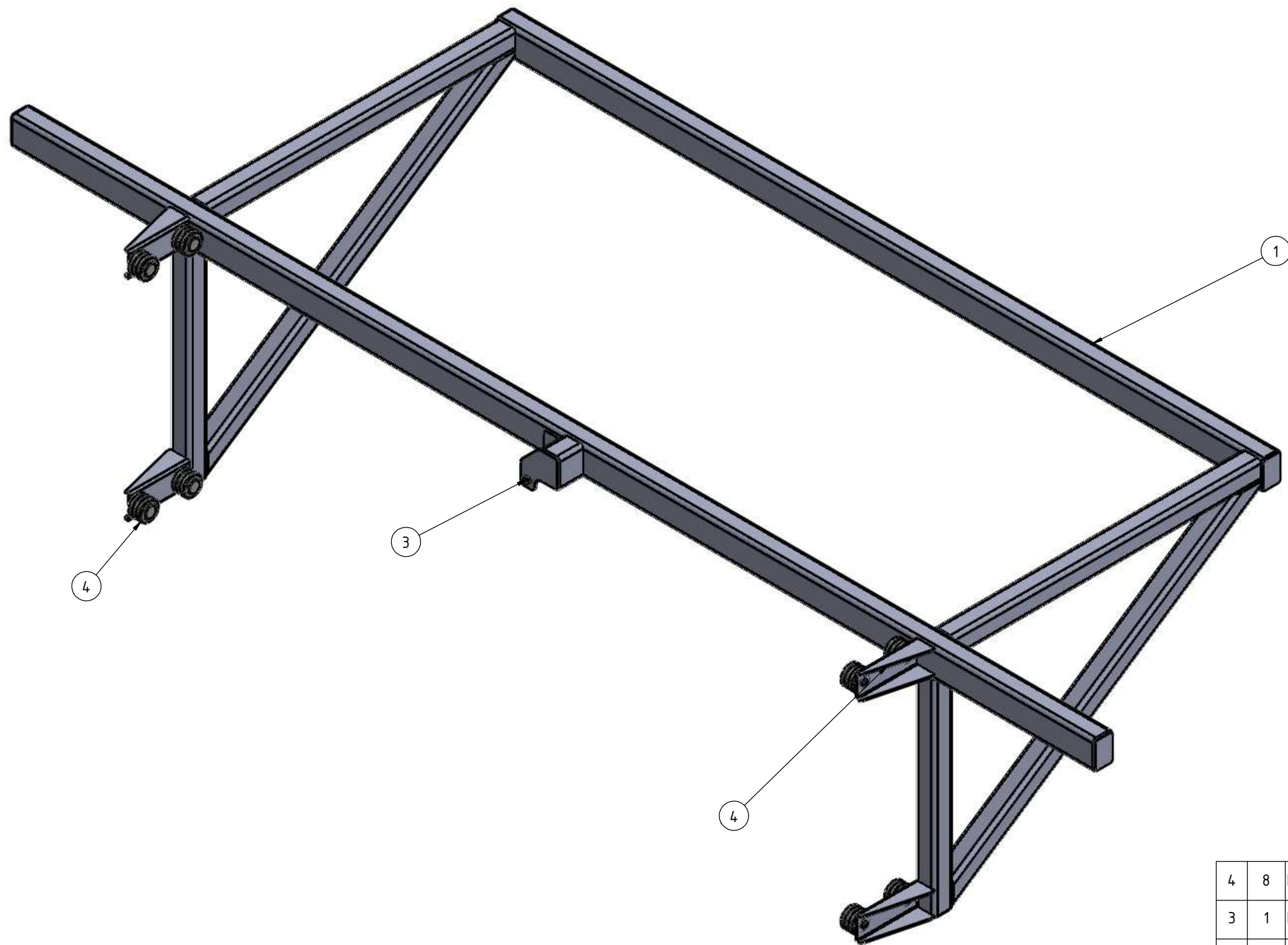
Perfil: 25x15x1.25  
IRAM F24



Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
	1:5	BARRA			
	Plano N° 001-02-00				
Formato A4				Hoja 1 de 1	

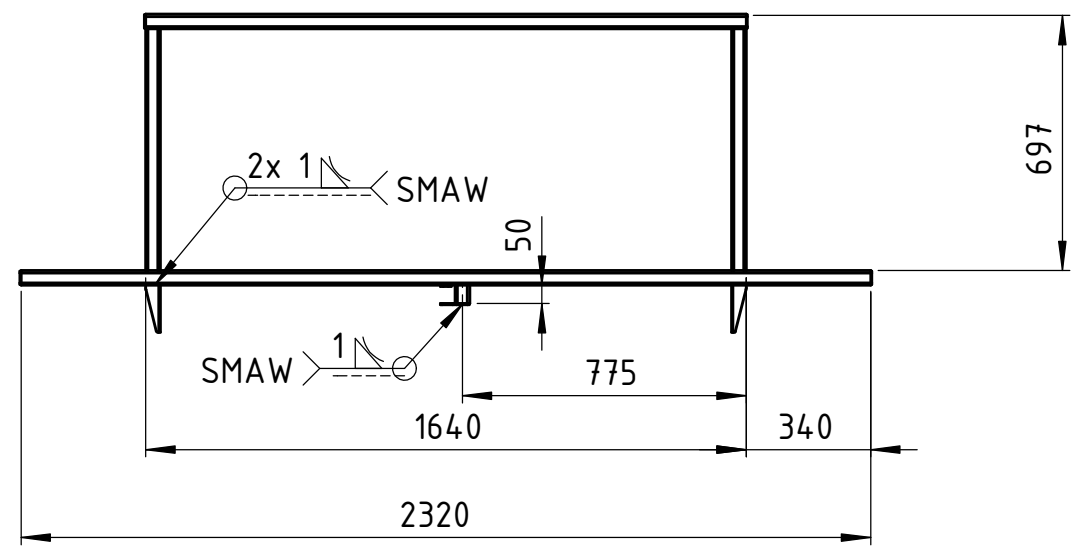
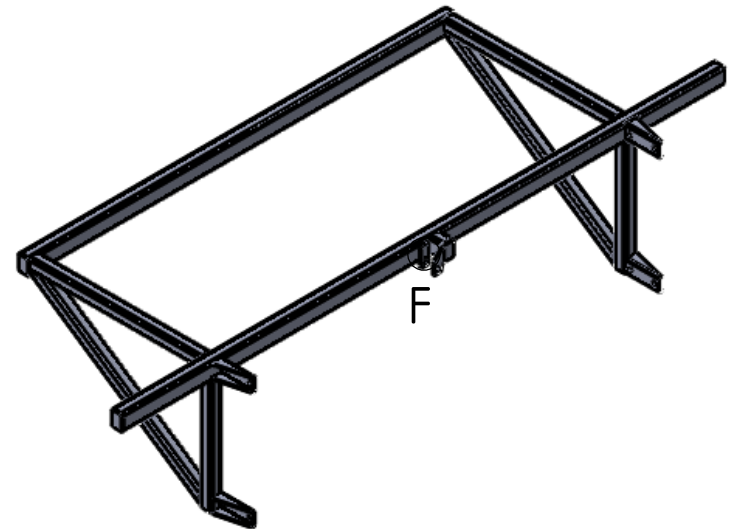
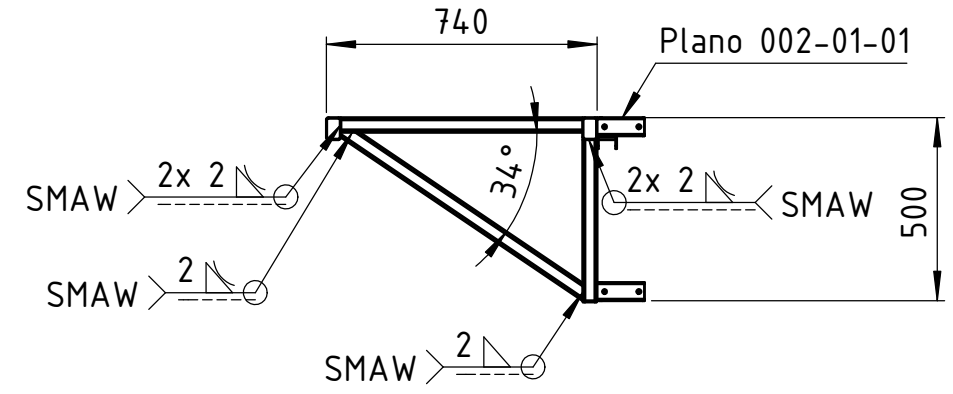
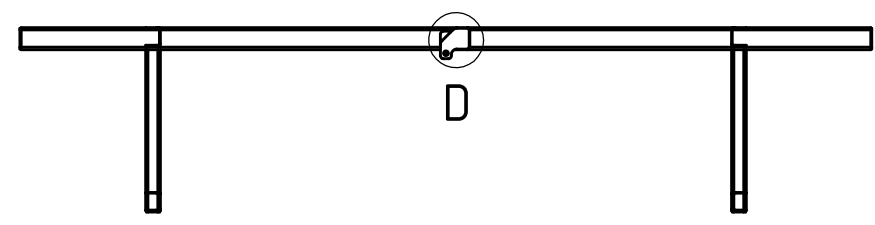
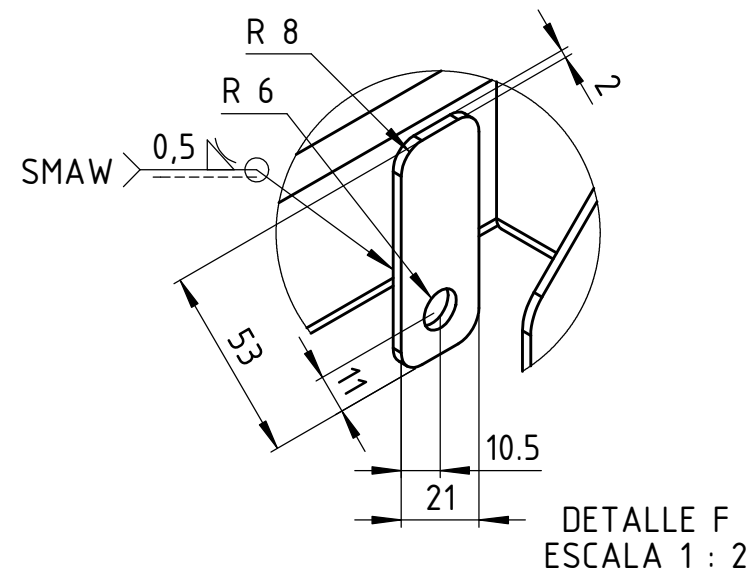
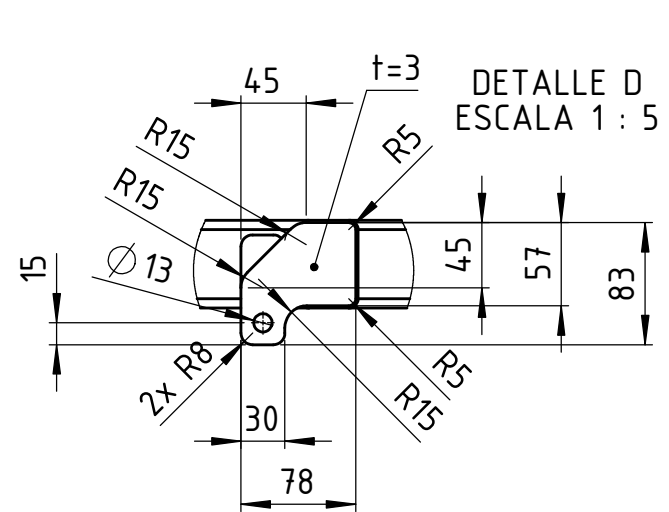




Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
	2:1	EJE PIVOTE			
				Plano N° 001-02-01	
Formato A4				Hoja 1 de 1	

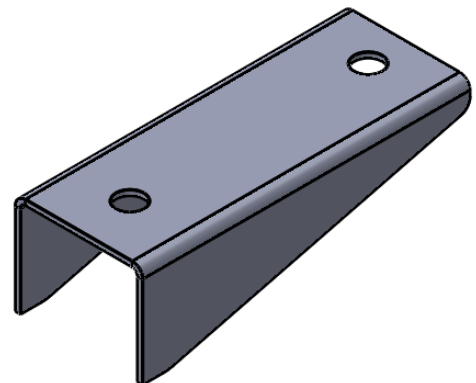
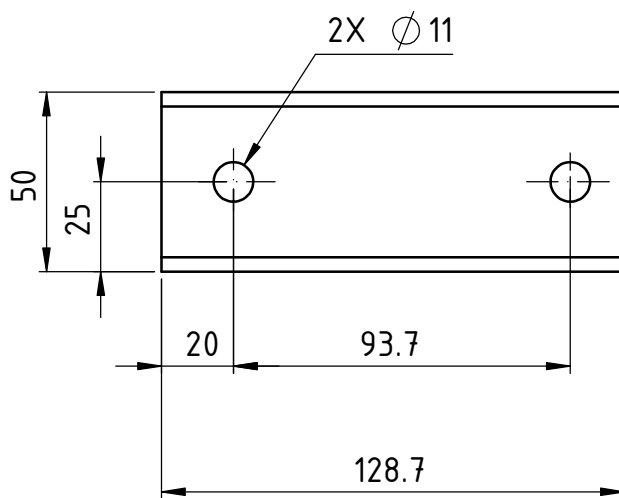
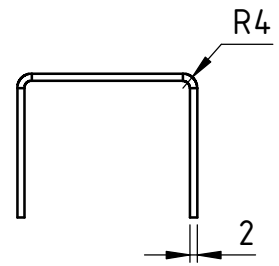
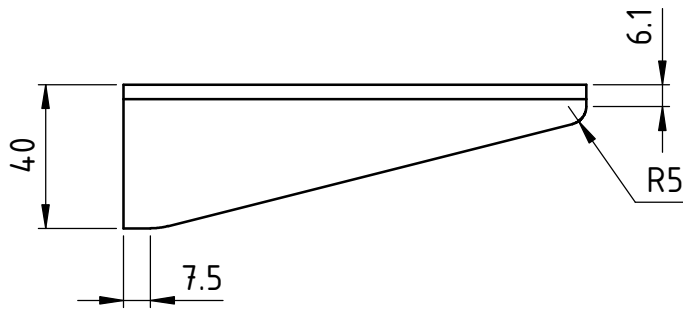


4	8	Rodillos Marca Nadella	Mod.: FR 40 EU AS	-	-
3	1	Pasador para Colgaje	-	Plano 005-01-02	-
2	4	Chapa Soporte Rodillos en V	-	Plano 002-01-01	-
1	1	Estructura Móvil	-	Plano 002-01	-
N°	Cant.	Descripción	Especificación	Longitud / Dimensión	Origen
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe  Plano N° 002-00-00 Hoja 1 de 1	
	Dibujó	00/00 Rattero			
	Revisó	00/00 Viola S			
	Aprobó				
Esc	Denominación		ESTRUCTURA MOVIL CONJUNTO		
1:5					
	Formato A2				

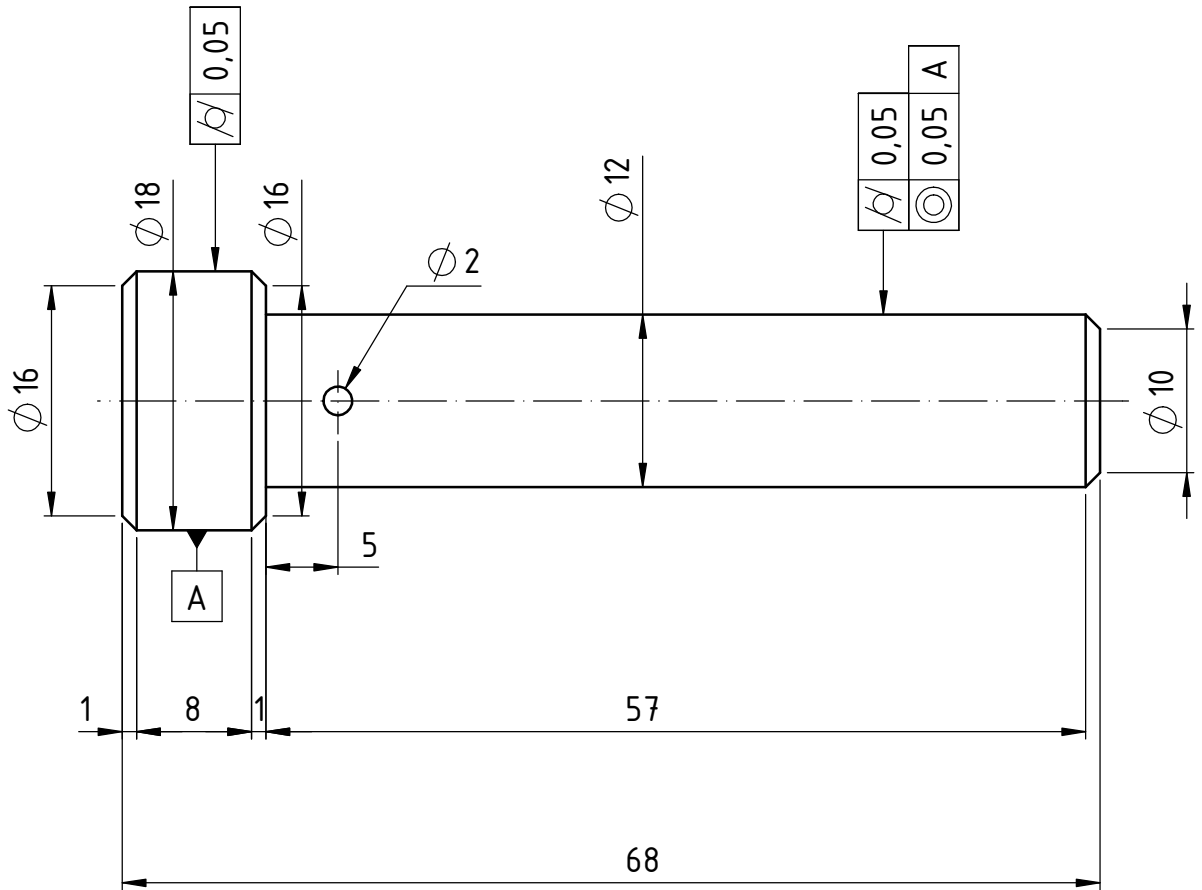



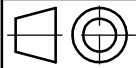
Material Utilizado: Perfil 40x40x3.2 (Triangulos Laterales).  
:Perfil 60x40x3.2 (Barras Transversales).  
Acero IRAM F24.  
En cada extremo de las Barras se colocaron Tapones.

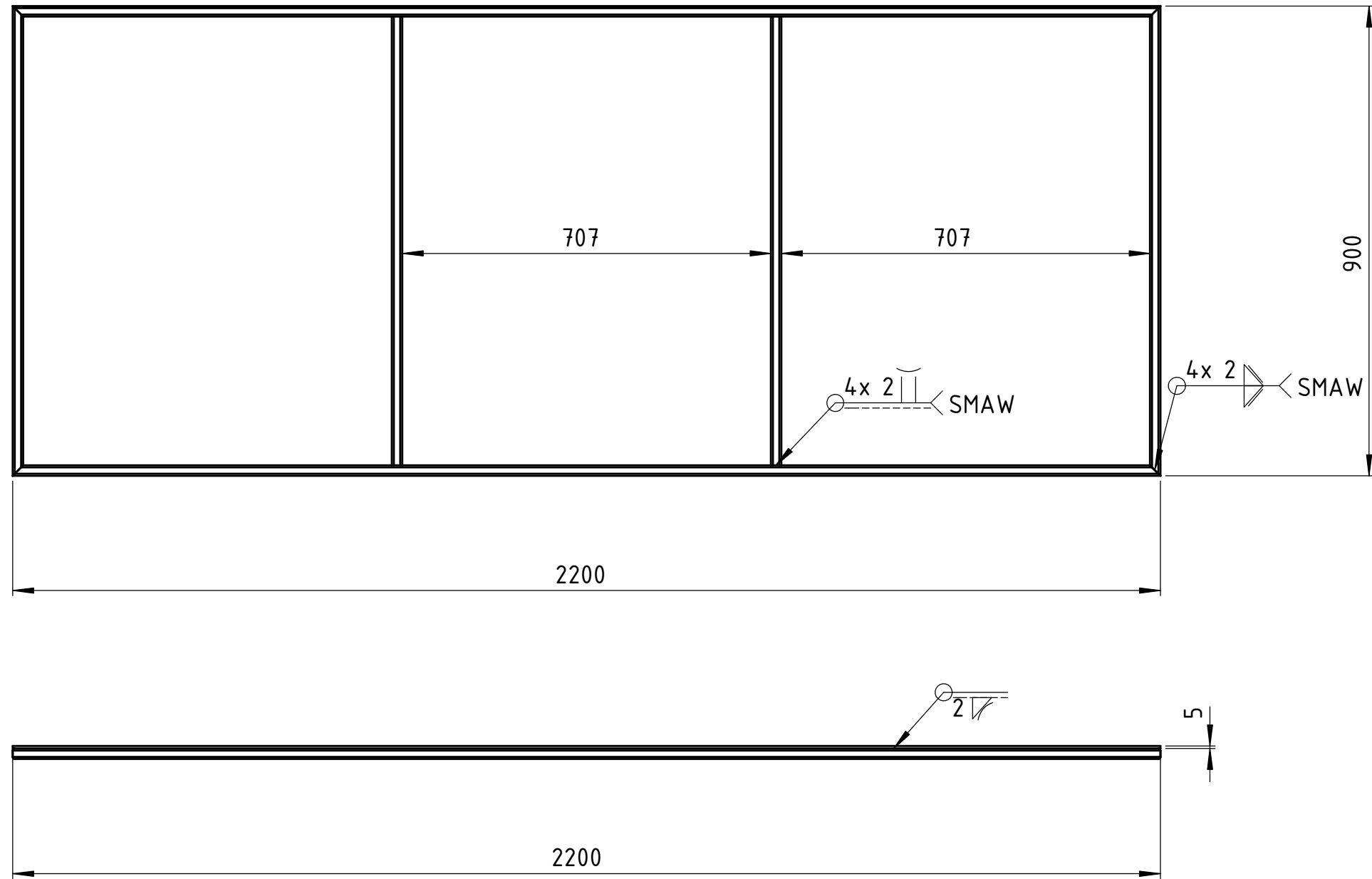
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	20/11	Rattero		
	Aprobó		Viola		
	Esc	Denominación			
	1:20	ESTRUCTURA MOVIL			
					Plano N° 002-01-00
	Formato A3				Hoja 1 de 1



Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
	1:2	<b>CHAPA SOPORTE RODILLOS EN V</b>			
				Plano N° 002-01-01	
Formato A4				Hoja 1 de 1	

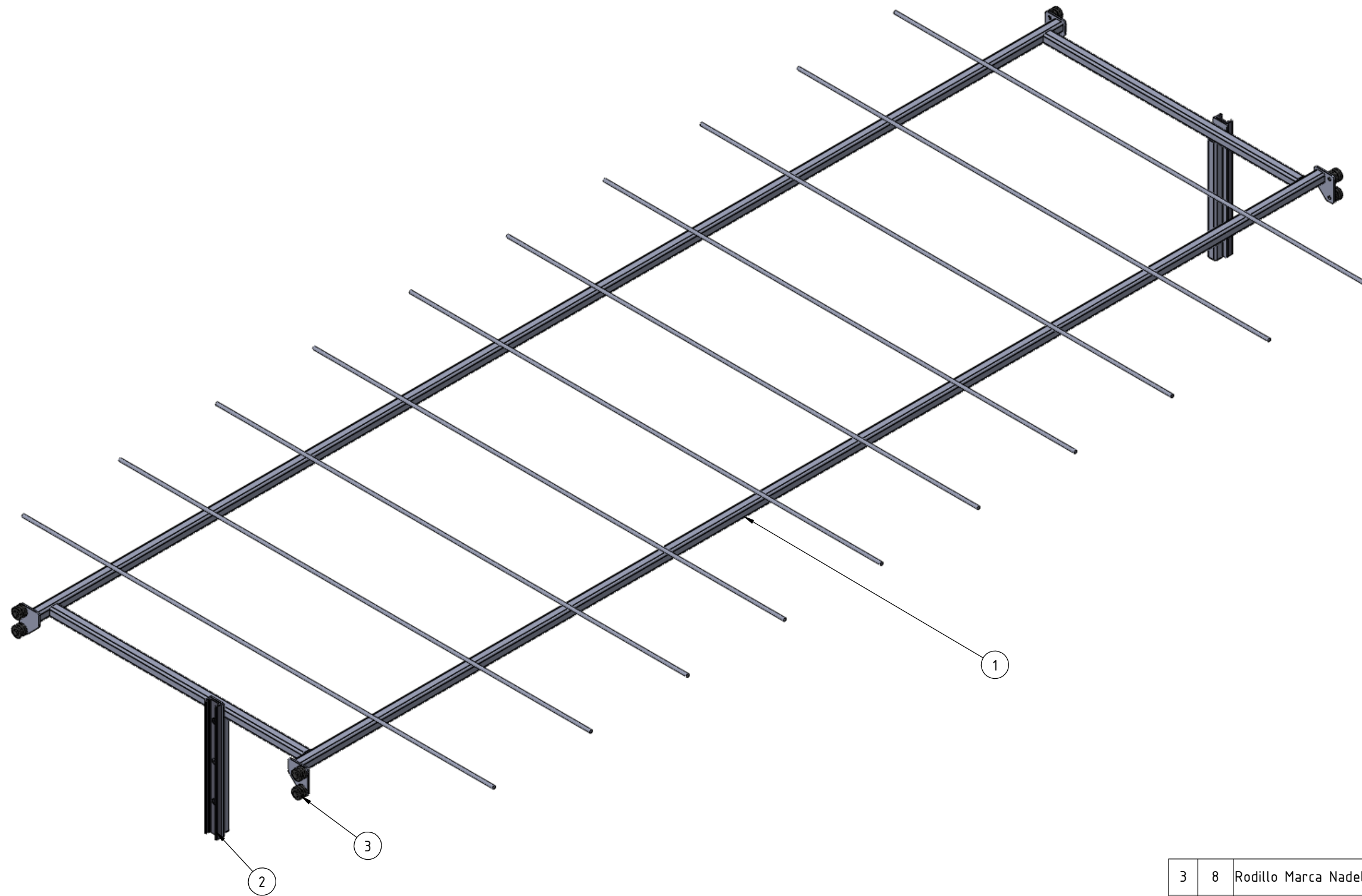



Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
	2:1	PASADOR PARA COLGAJE			
	Formato			Plano N° 002-01-02	
A4				Hoja 1 de 1	

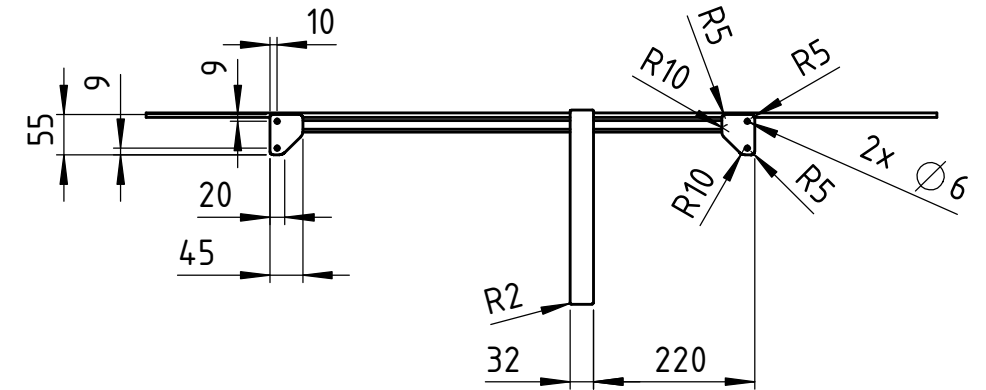
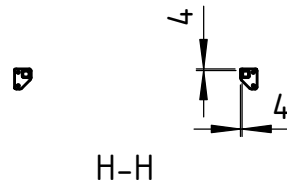
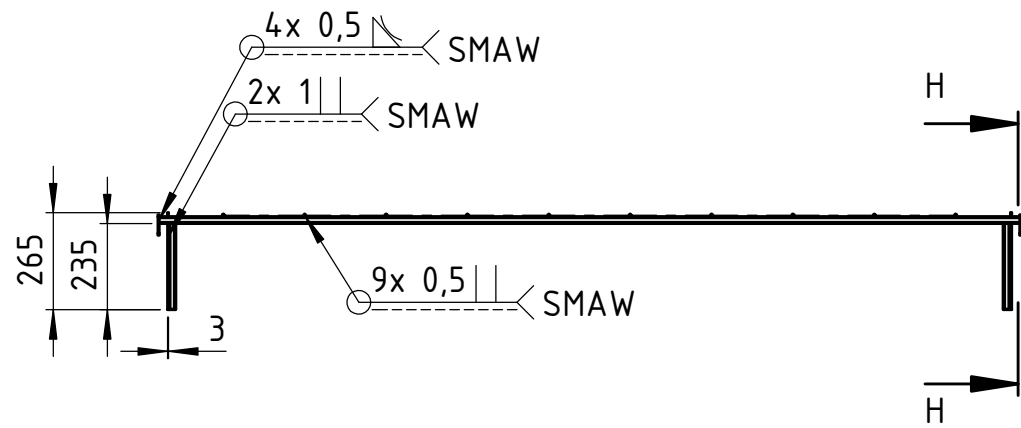


Material Utilizado: Perfil 20x20x2  
 Acero IRAM F24  
 Chapa espesor 5 mm

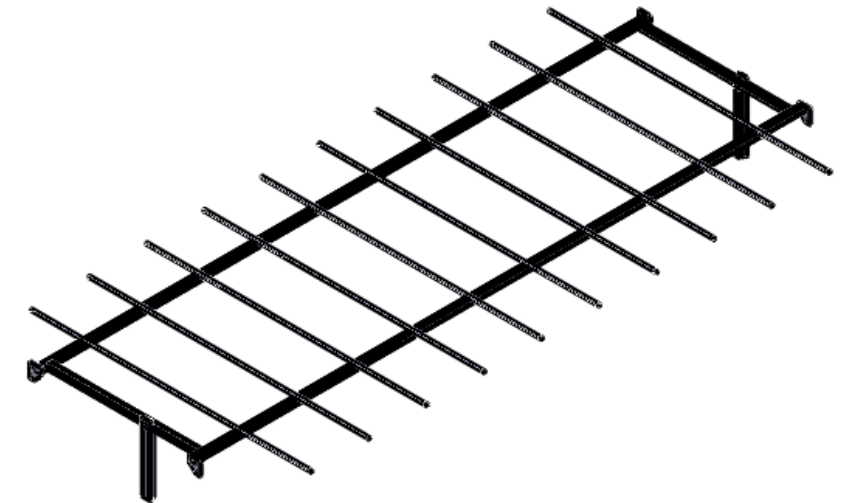
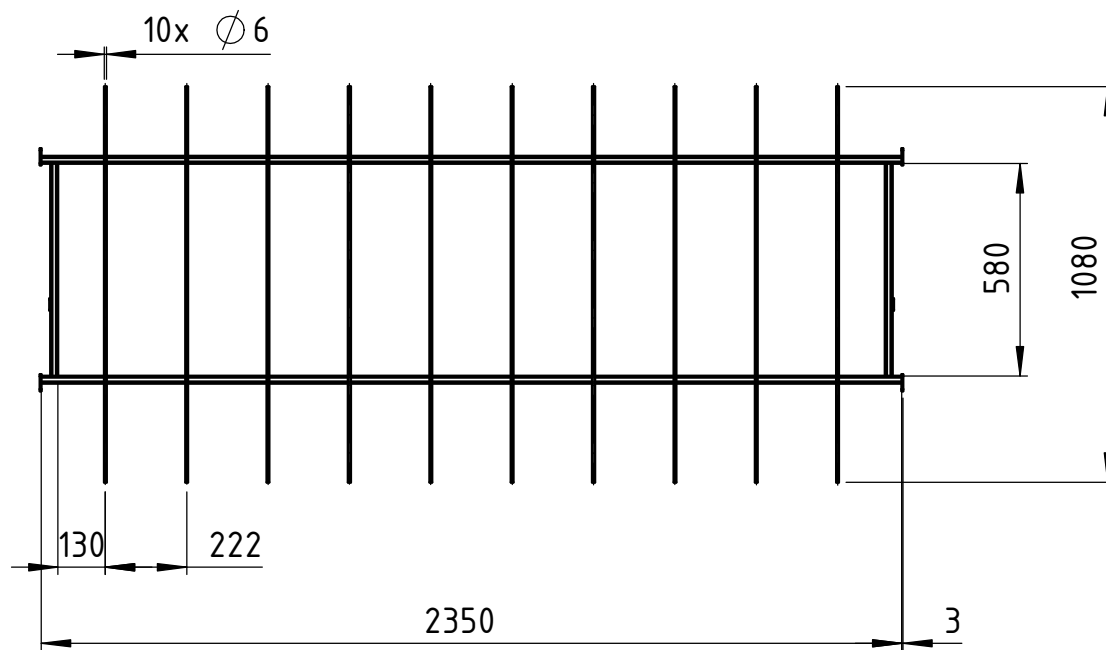
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	20/11	Rattero		
	Aprobó		Viola		
	Esc	Denominación		BANDEJA	 Plano N° 002-02-00 Hoja 1 de 1
1:10					
 Formato A3					



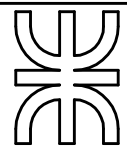
3	8	Rodillo Marca Nadella	Mod.: FR 22 EU AS	-	-
2	2	Guía Marca Nadella	Mod.: LS 28 MT A	-	-
1	1	Parrilla	-	Plano 003-01	-
N°	Cant.	Descripción	Especificación	Longitud / Dimensión	Origen
Tolerancias generales ISO 2768 - mH		Fecha Dibujó Revisó Aprobó Esc	Nombre 00/00 Rattero 00/00 Viola S	Proyecto Final	
1:5		Denominación		UTN Facultad Regional Sta. Fe	
Formato A2		PARRILLA CONJUNTO		 Plano N° 003-00-00 Hoja 1 de 1	



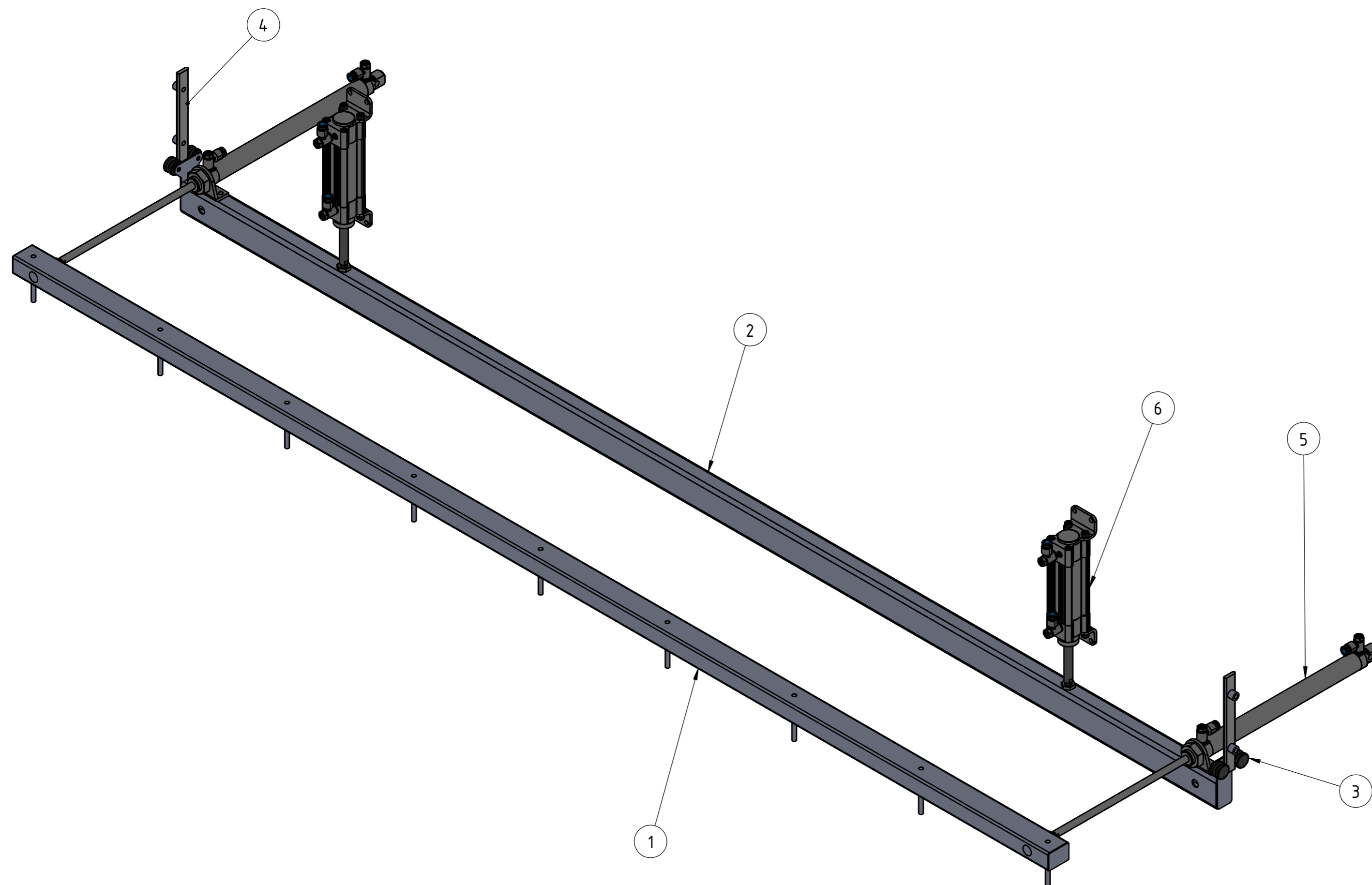
ESCALA 1:10



Material Utilizado: Perfil 20x20x2  
Acero IRAM F24

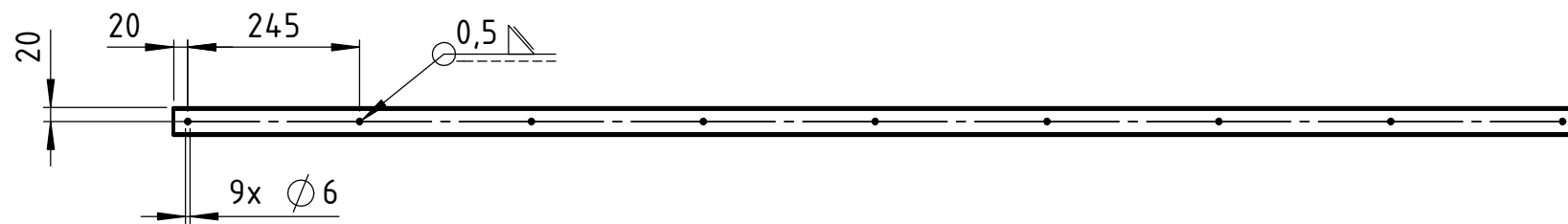
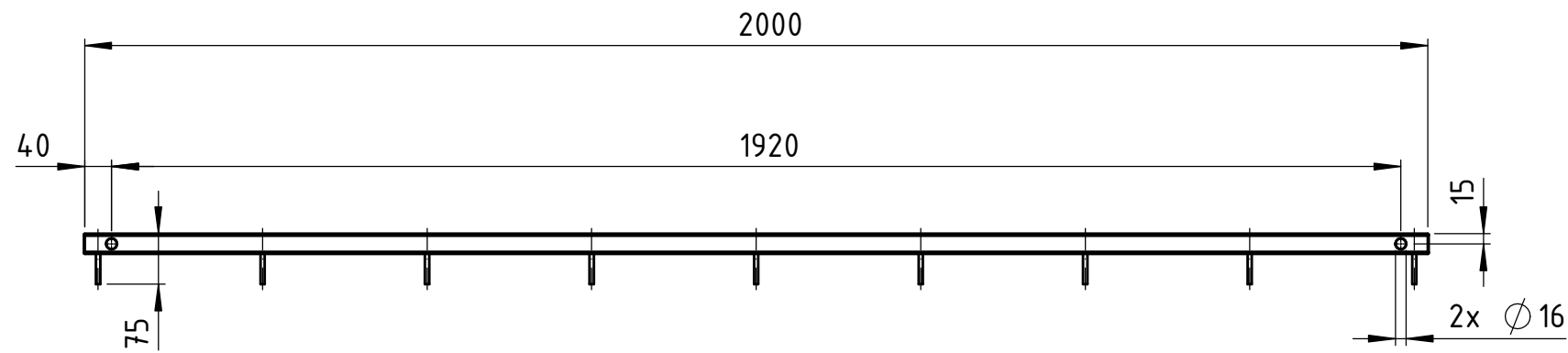
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	20/11	Rattero		
	Aprobó		Viola		
	Esc	Denominación			
	1:20	PARRILLA			
Formato A3				Plano N° 003-01-00	
					Hoja 1 de 1





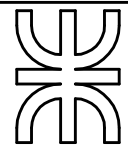
6	2	Cilindro Neumático c/Accesorios Festo	Mod.: DSBC 32 60 PPVA	-	-
5	2	Cilindro Neumático c/Accesorios Festo	Mod.: DSNU 25 250 PPS A	-	-
4	2	Guía Nadella	Mod.: FS 19 MT SB	-	-
3	4	Rodillo Nadella	Mod.: FR 22 EU AS	-	-
2	1	Barra de Soporte	-	Plano 004-02	-
1	1	Base de Empuje de Hojas	-	Plano 004-01	-
N°	Cant.	Descripción	Especificación	Longitud / Dimensión	Origen

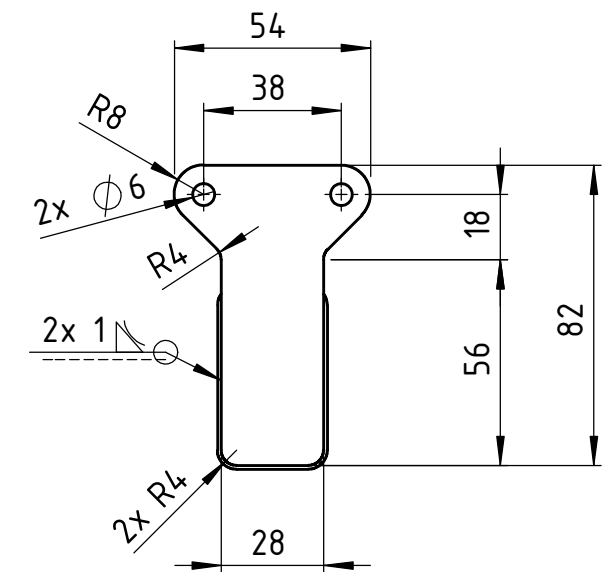
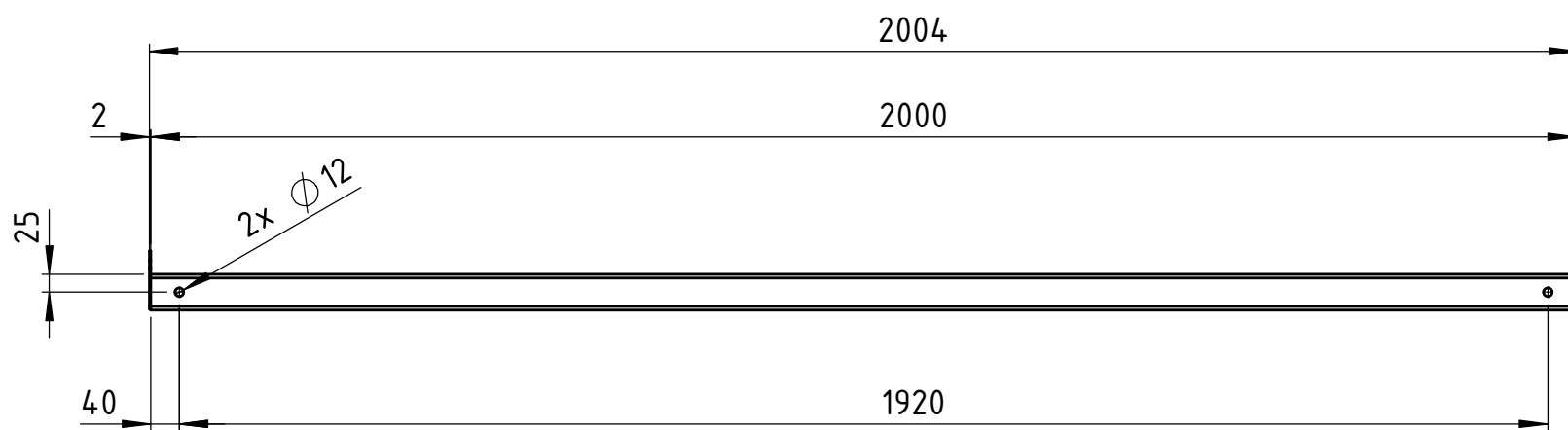
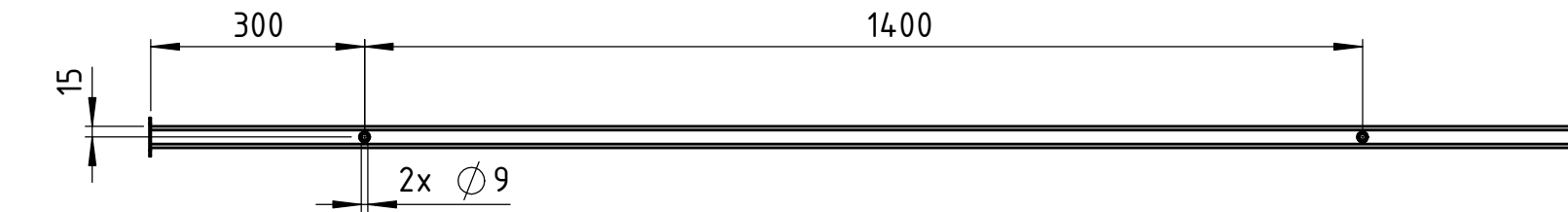
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	29/10	Rattero	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	29/10	Viola S		
	Aprobó				
	Esc	Denominación			
1:5	BARRAS DE EMPUJE				
Formato A2				Plano N° 004-00-00	
					Hoja 1 de 1



Material Utilizado: Perfil 40x30x1.25  
Acero IRAM F24

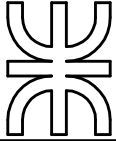
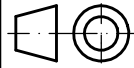
En cada extremo de las Barras se colocaron Tapones.  
Cota de Soldadura aplica que cada barra de empuje.

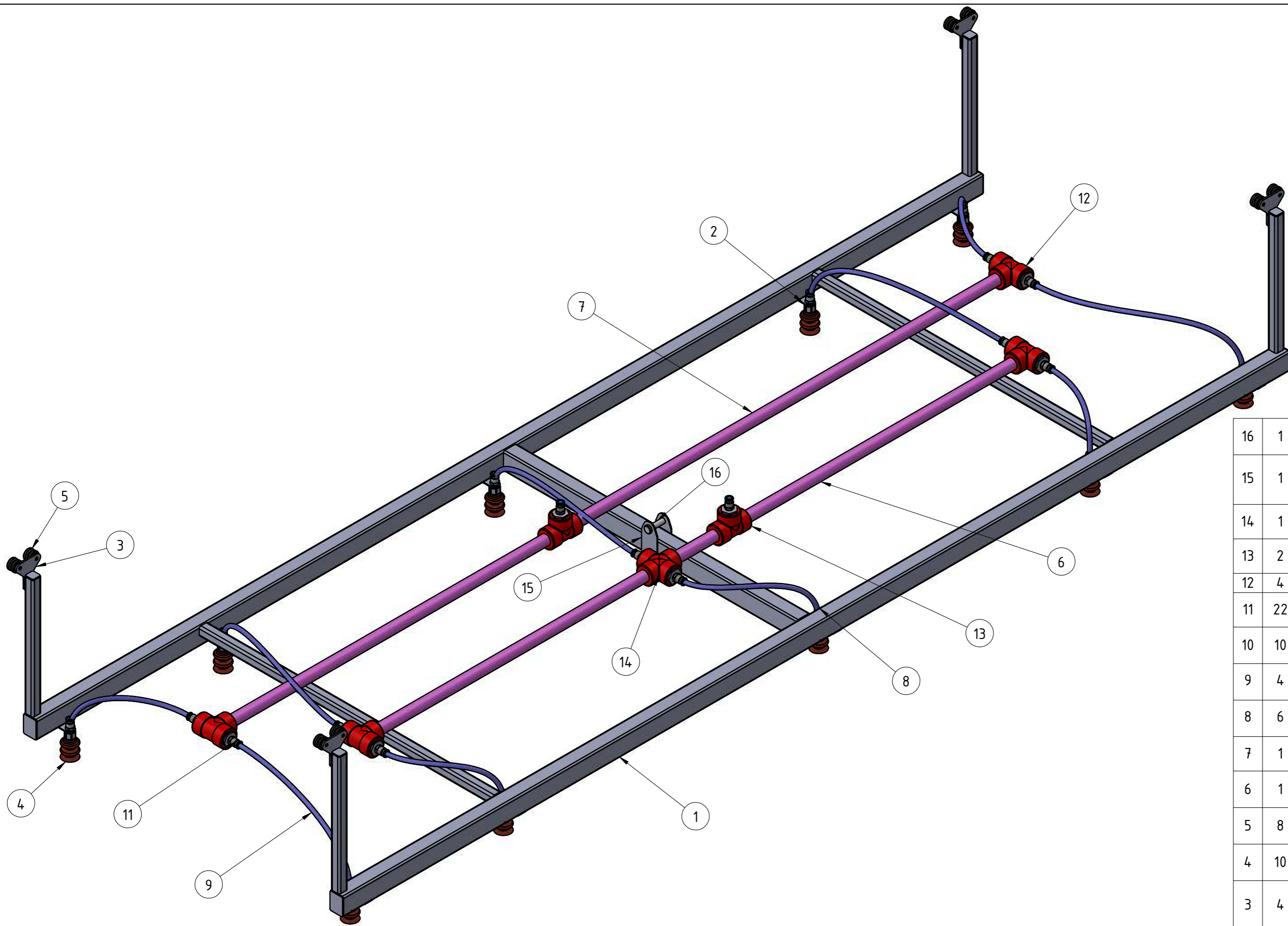
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	20/11	Rattero		
	Aprobó		Viola		
	Esc	Denominación			
	1:10	BARRA DE EMPUJE DE HOJAS			
Formato A3				Plano N° 004-01-00	
					Hoja 1 de 1



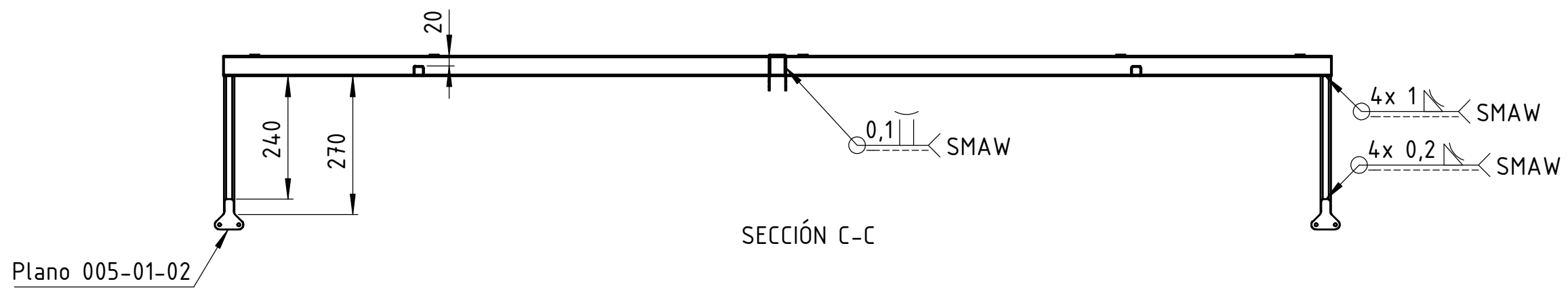
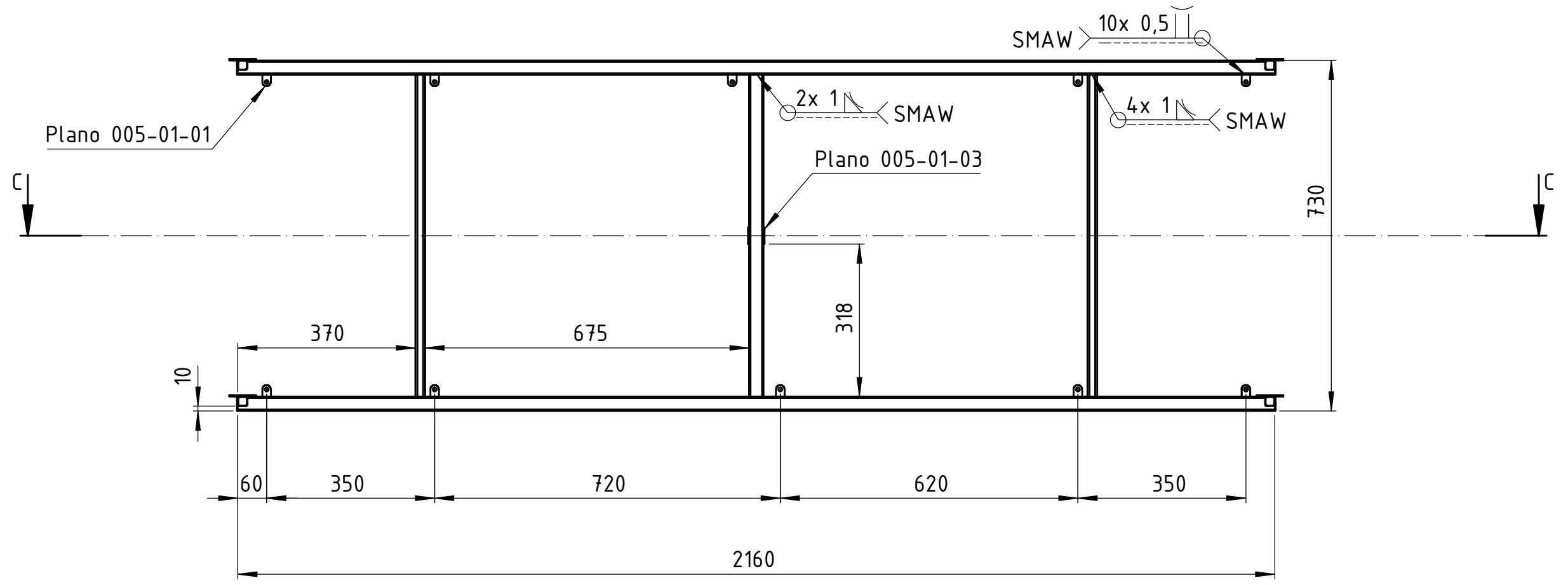
Escala 1:2

Material Utilizado: Perfil 50x30x2  
Acero IRAM F24

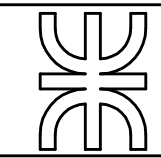
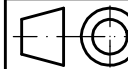
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	20/11	Rattero		
	Aprobó		Viola		
	Esc	Denominación			
1:10	BARRA DE SOPORTE			Plano N° 004-02-00	
 Formato A3				Hoja 1 de 1	

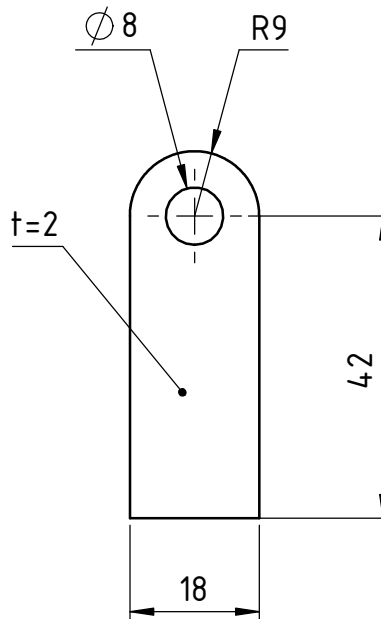


16	1	Prisionero Rotula	-	Plano 005-01-04	-
15	1	Chapa Agarre Prisionero Rotula	-	Plano 005-01-03	-
14	1	Cruz Roscada	-	-	-
13	2	Tee derivación a Electrovalvulas	-	-	-
12	4	Tee derivación a Ventosas	-	-	-
11	22	Racord Unión de Elementos	-	Ø8 mm - Rosca 1/8"	-
10	10	Racord Unión de Ventosas	-	Ø8 mm - Rosca 1/4"	-
9	4	Manguera Ventosas Vacío Exterior	-	Ø8 mm	-
8	6	Manguera Ventosas Vacío Interior	-	Ø8 mm	-
7	1	Caño IRAM 2504 Galvanizado Ventosas Vacío Exterior	-	-	-
6	1	Caño IRAM 2504 Galvanizado Ventosas Vacío Interior	-	-	-
5	8	Rodillo Nadella	Mod.: FR 22 EU AS	-	-
4	10	Ventosa Marca Micro	Mod.: FSG 32 1/4	-	-
3	4	Soporte Rodillo	-	Plano 005-01-02	-
2	10	Soporte Ventosa	-	Plano 005-01-01	-
1	1	Base Para Ventosas	-	Plano 005-01-00	-
N° Cant.		Descripción	Especificación	Longitud / Dimensión	Origen
Tolerancias generales ISO 2768 - mH		Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Dibujó	00/00	Rattero		
	Revisó	00/00	Viola S		
	Aprobó			Esc	Denominación
	1:10				
	Formato A2				
<b>CAMA DE VENTOSAS CONJUNTO</b>					
					Plano N° 005-00-00
					Hoja 1 de 1



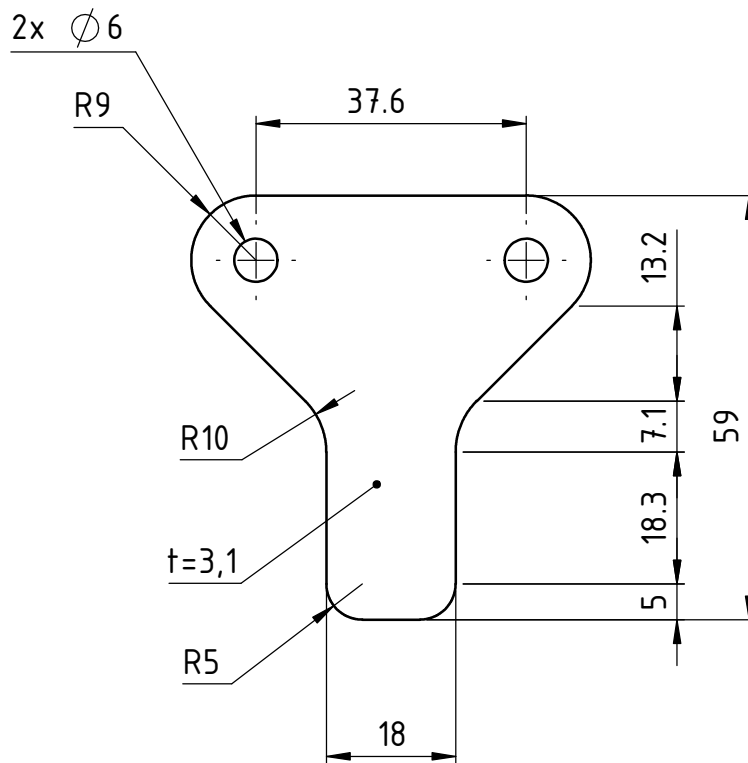
Material Utilizado:-Larguero= Perfil 40x20x1,25  
 -Barra Central= Perfil 40x20x1,25  
 -Barra Laterales= Perfil 20x20x2  
 Acero IRAM F24  
 En cada extremo de las Barras se colocaron Tapones.

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	20/11	Rattero	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó		Viola		
	Aprobó				
	Esc	Denominación			
1:10	<b>BASE PARA VENTOSAS</b>				
 Formato A3					
					Plano N° 005-01-00
					Hoja 1 de 1





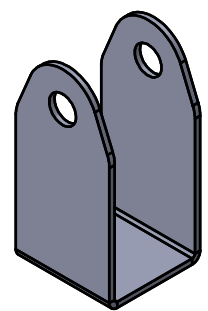
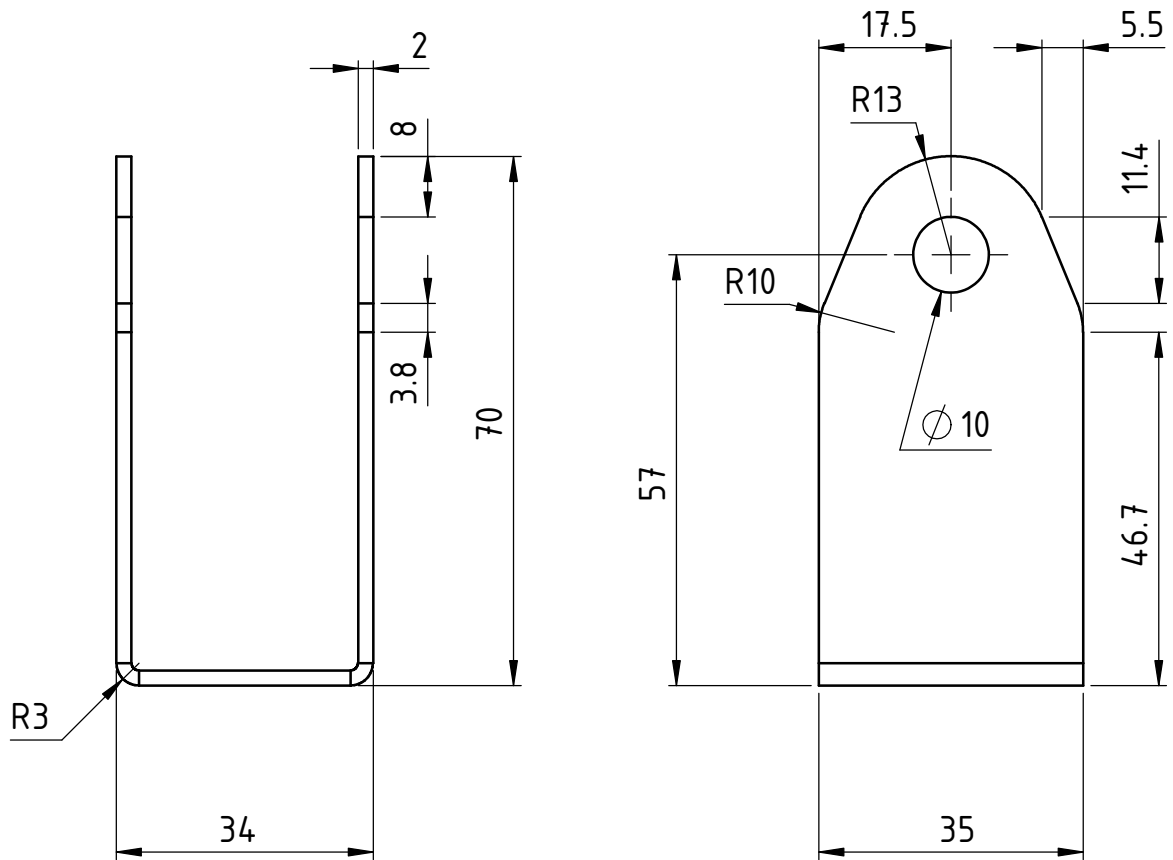
Material: IRAM F24

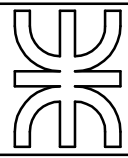

Tolerancias generales ISO 2768 - mH		Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Dibujó	27/08	Rattero		
	Revisó		Viola S.		
	Aprobó				
	Esc	Denominación			
1:1	SOPORTE VENTOSA				
Formato A4					Plano N° 005-01-01
					Hoja 1 de 1



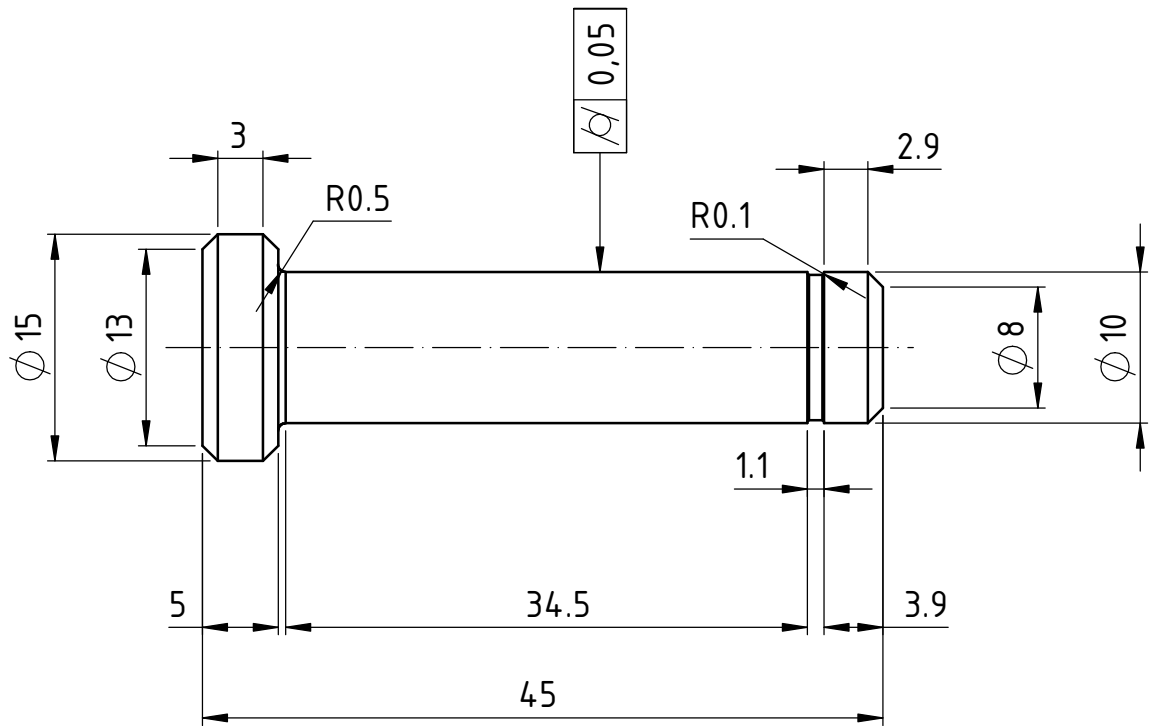
Material: IRAM F24

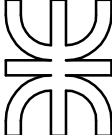
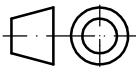
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
	1:1	SOPORTE RODILLOS			
				Plano N° 005-01-02	
Formato A4				Hoja 1 de 1	

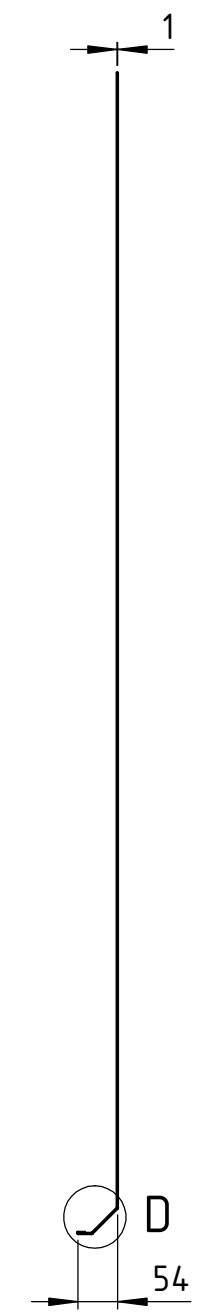
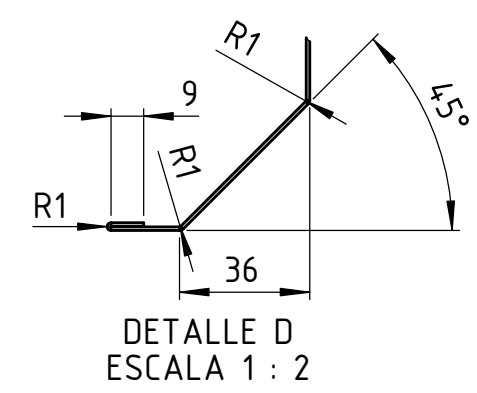
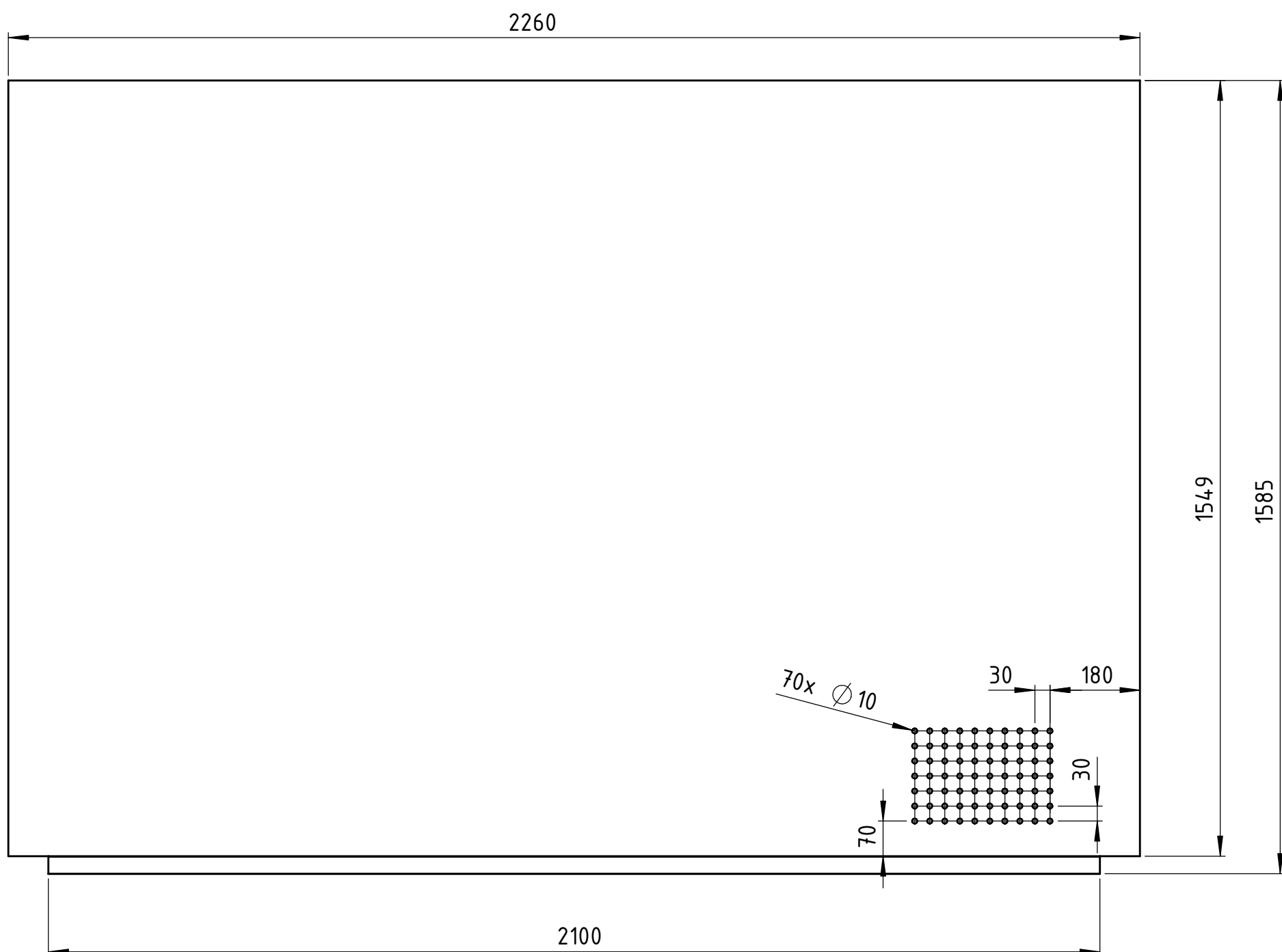


Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
1:1	<b>CHAPA AGARRE PRISIONERO ROTULA</b>				
					
Formato A4				Plano N° 005-01-03	
					Hoja 1 de 1



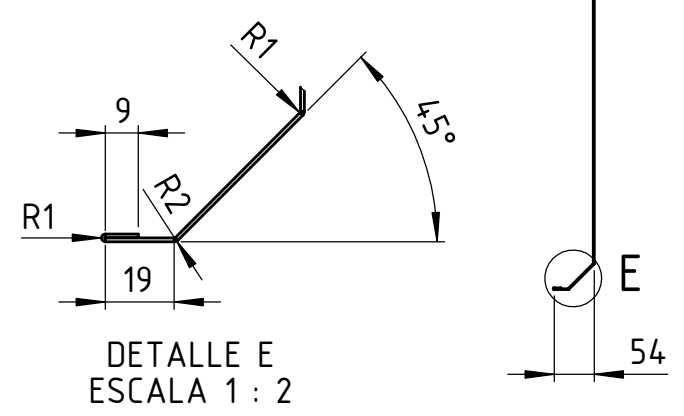
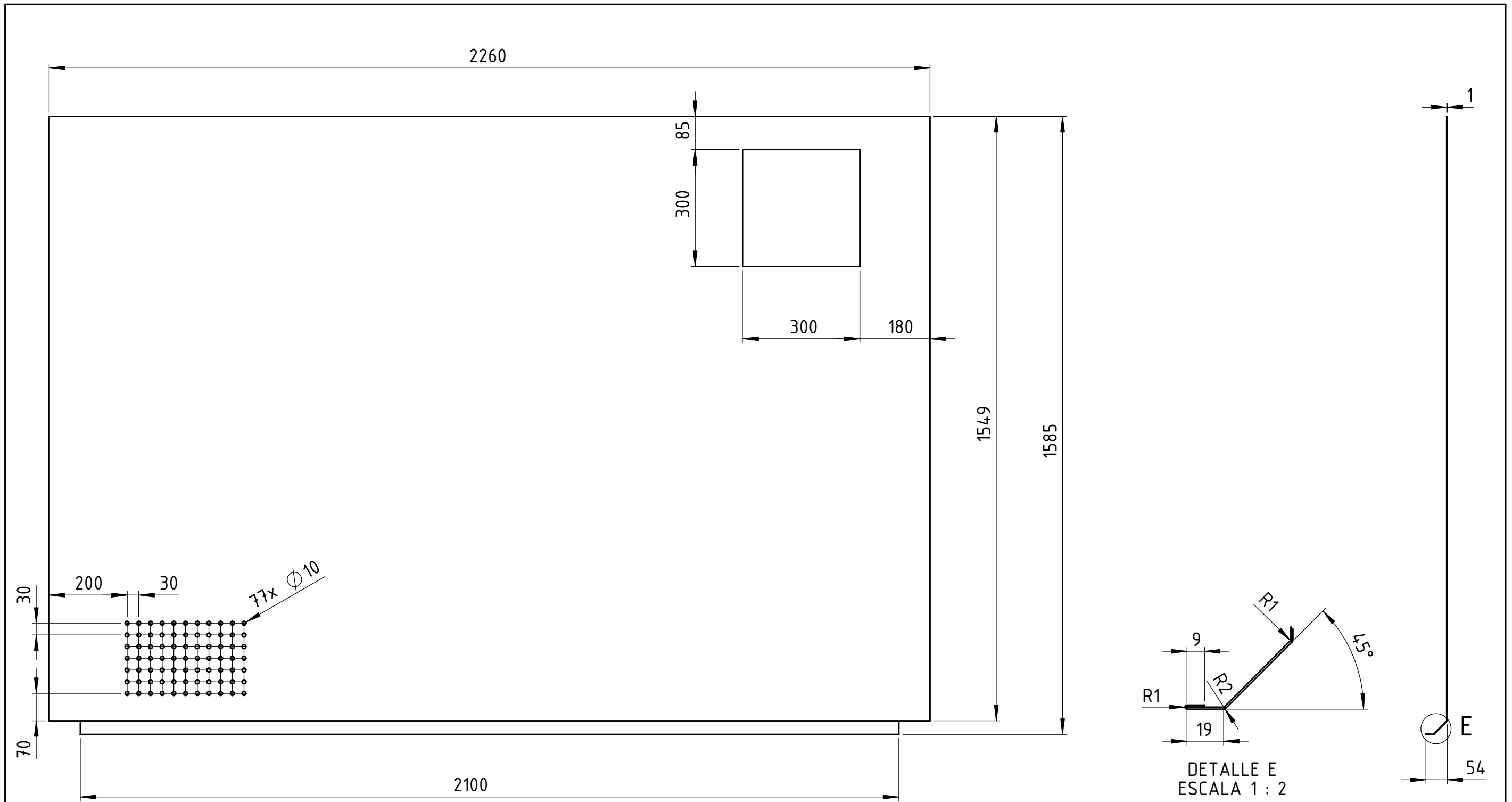


Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	27/08	Rattero		
	Aprobó		Viola S.		
	Esc	Denominación			
	2:1	PRISIONERO ROTULA			
				Plano N° 005-01-04	
Formato A4				Hoja 1 de 1	

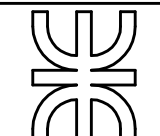
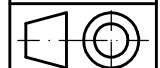


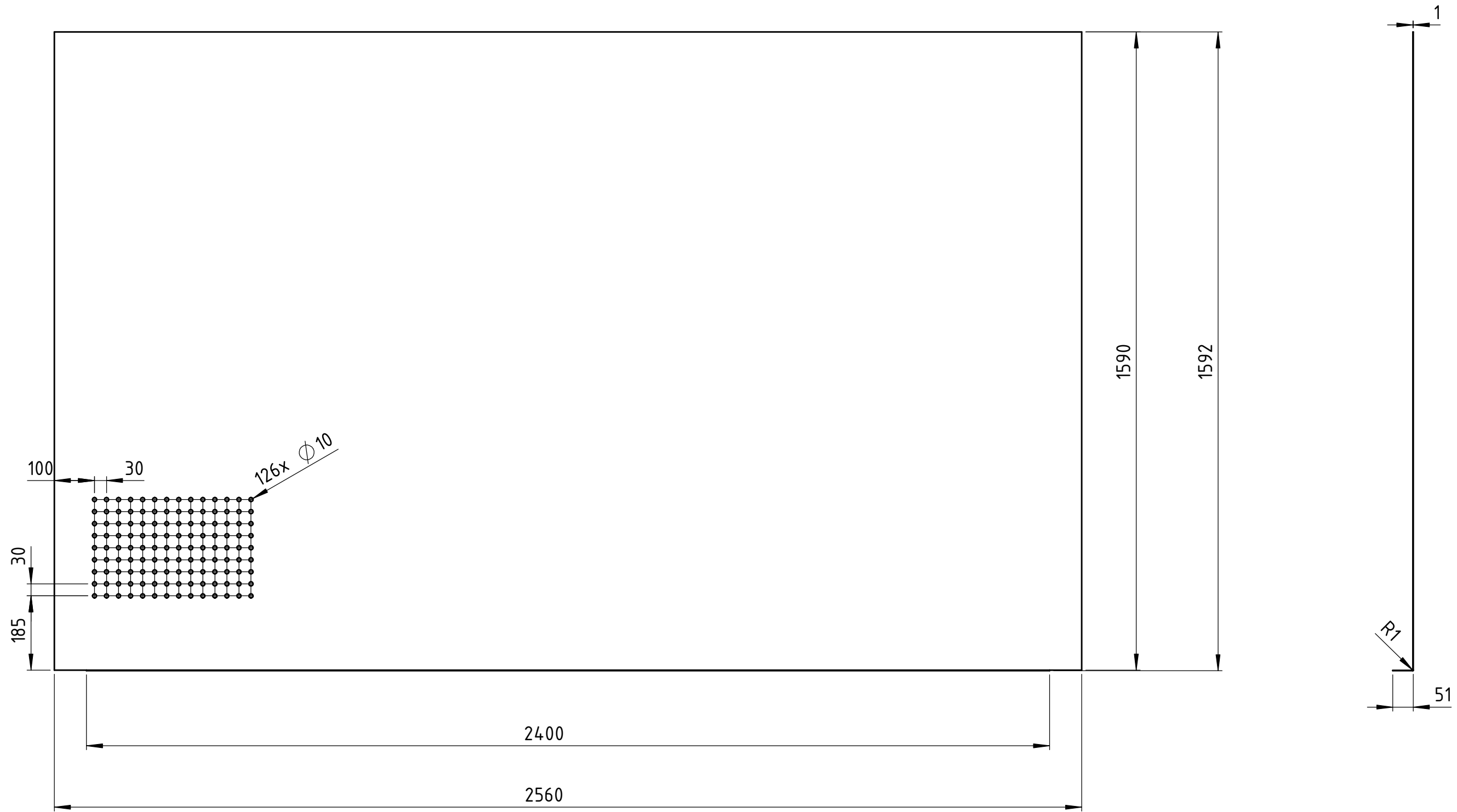
Material Utilizado: Acero IRAM F24

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	20/11	Rattero		
	Aprobó		Viola		
	Esc	Denominación			
	1:10	CHAPON IZQUIERDO			
	Formato A3				Plano N° 006-01-00
					Hoja 1 de 1

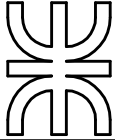
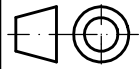


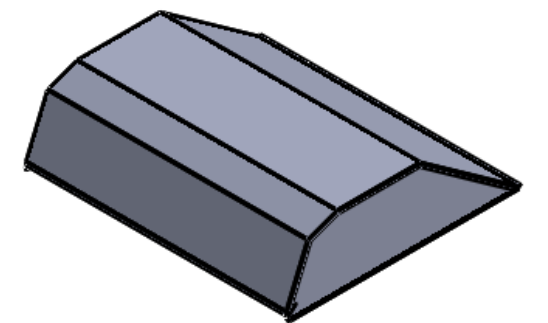
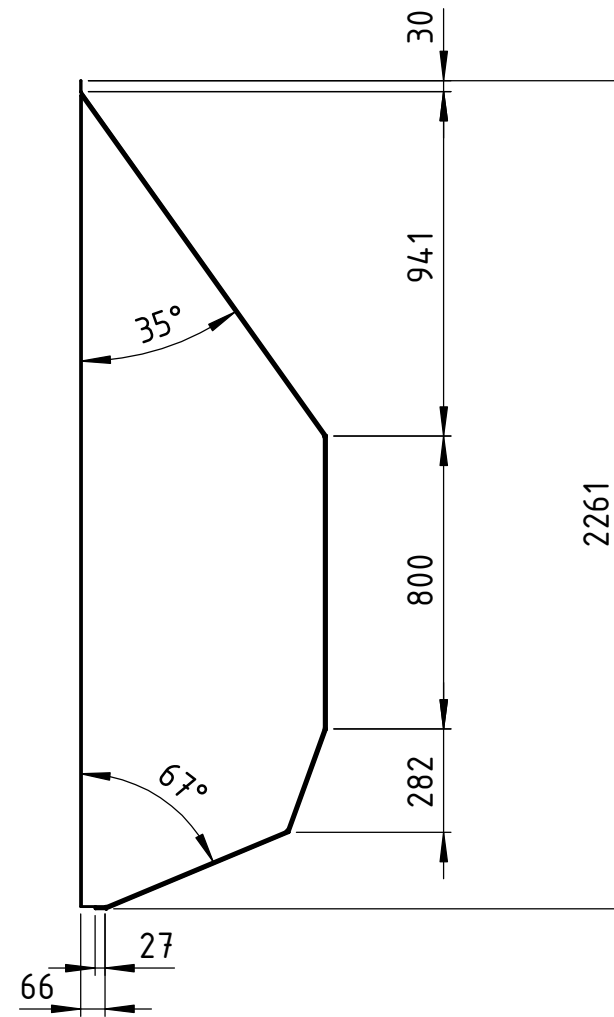
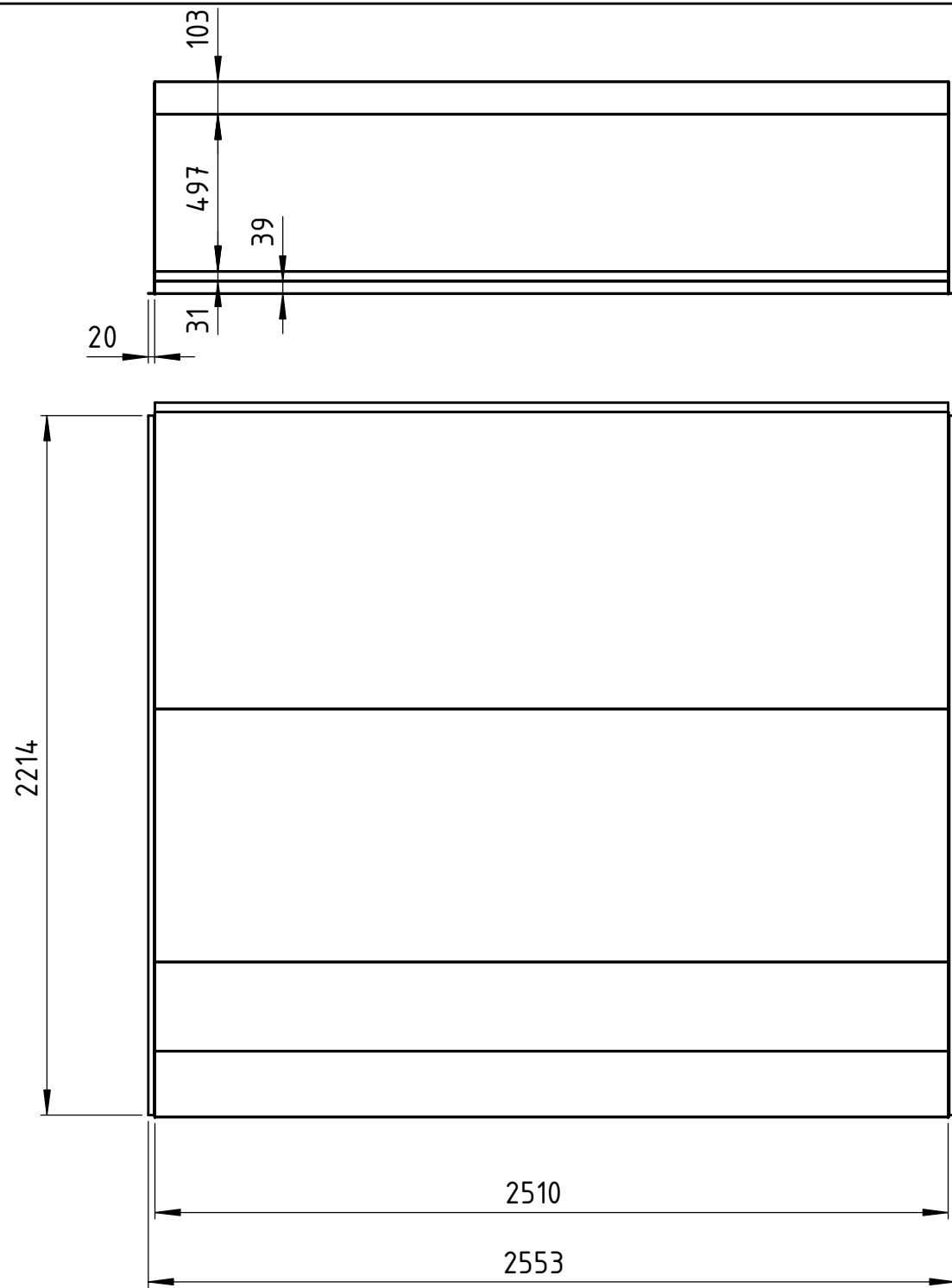
Material Utilizado: Acero IRAM F24

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	20/11	Rattero		
	Aprobó		Viola		
	Esc	Denominación			 Plano N° 006-02-00 Hoja 1 de 1
1:10	CHAPON DERECHO				
 Formato A3					

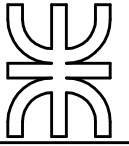
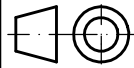


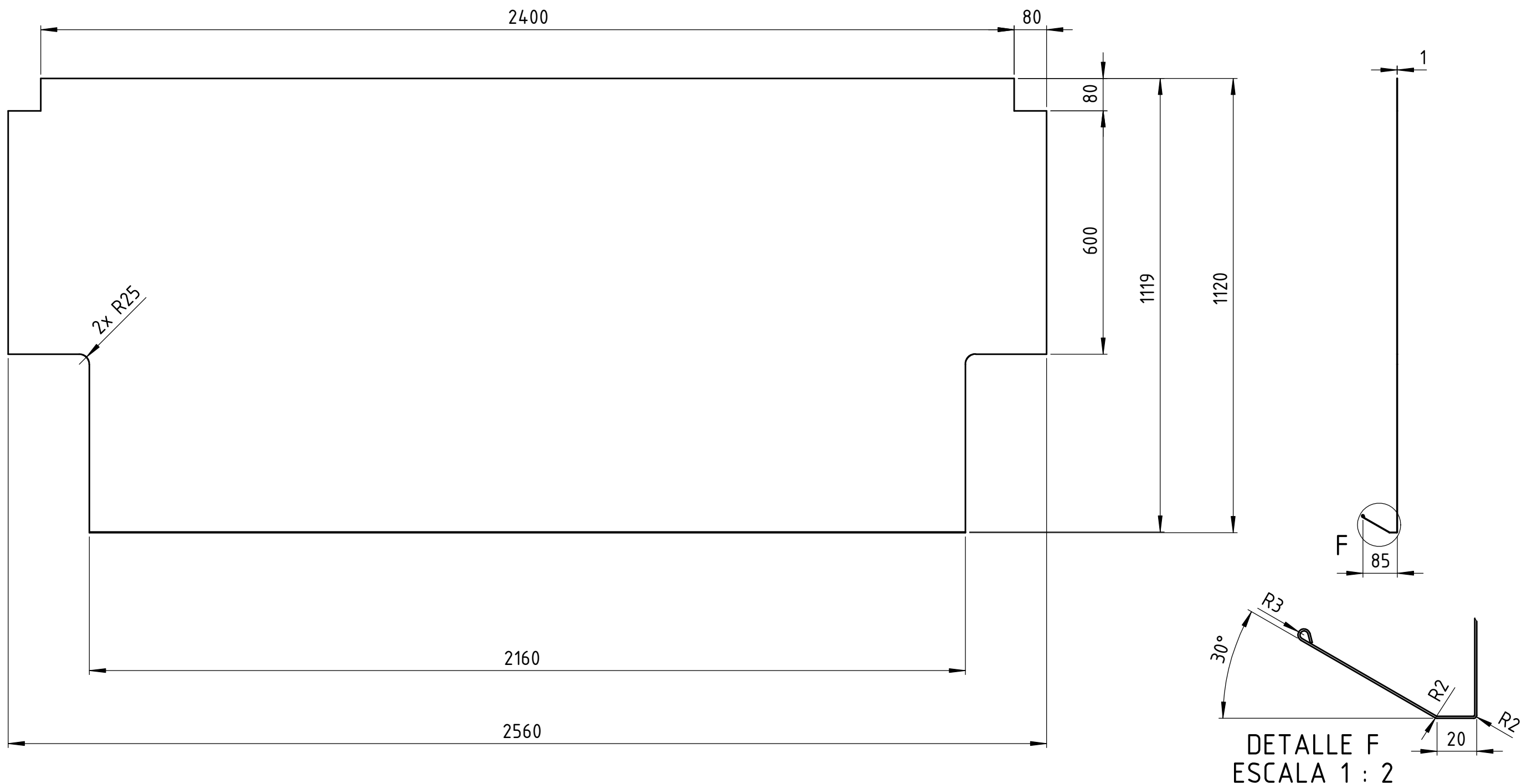
Material Utilizado: Acero IRAM F24

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	20/11	Rattero		
	Aprobó		Viola		
	Esc	Denominación			
1:10	CHAPON CENTRAL			Plano N° 006-03-00	
 Formato A3				Hoja 1 de 1	

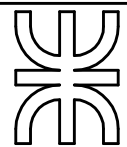
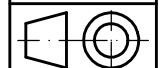


Material Utilizado: Espesor: 1 [mm] - Acero IRAM F24  
 Dobleces unido mediante cordón de Soldadura

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	20/11	Rattero	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó		Viola		
	Aprobó				
	Esc	Denominación			
1:20	CHAPON SUPERIOR			Plano N° 006-04-00	
 Formato A3				Hoja 1 de 1	



Material Utilizado: Acero IRAM F24

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final	UTN Facultad Regional Sta. Fe
	Revisó	20/11	Rattero		
	Aprobó		Viola		
	Esc	Denominación			 Plano N° 006-05-00 Hoja 1 de 1
1:10	CHAPON PROTECCION CABEZA				
 Formato A3					

Equipo	Conjunto	Sistema	Actividad	Frecuencia	Prioridad	Clasificación 1	Clasificación 2
Sistema de Dispensado de Hojas de Papel Corrugado	Bastidor- Sistema de Elevación	Estructura (Bastidor- Estructura Móvil)	Inspección de Cordon de Soldadura	3 meses	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Control de Guías	1 semana	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Lubricación de Guías	1 semana	Media	Mecanica	Lubricación
			Control de Juego Guías-Rodillos	1 mes	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
		Transmisión	Lubricación de Cadena	2 semanas	Media	Mecanica	Lubricación
			Control Juego de Cadena	1 mes	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Control Juego de Piñon	1 mes	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
		Motor Electrico	Cambio de Rodamientos	5 años	Media	Electrico	Restauración/ Reparación
			Control de Borneras/ Cableado	2 semanas	Alta	Electrico	Inspección Electrica
			Control Luz de Freno de Motor	1 mes	Media	Electrico	Inspección Electrica
			Medición de Consumo	1 semana	Media	Electrico	Inspección Electrica
			Medición de Vibraciones	6 meses	Media	Electrico	Servicio a Tercero
			Termografía	6 meses	Media	Electrico	Servicio a Tercero/Inspección Electrica
			Limpieza e Inspección estado de Ventola	1 mes	Baja	Electrico	Limpieza
			Inspección Pata de Motor/ Cambio de Bulones en mal estado	1 mes	Media	Electrico/Mecanica	Inspección Electrica/Inspección Mecanica
			Pintado de Carcaza	1 año	Baja	Electrico	Servicio a Tercero
		Motorreductor	Control de Perdida de Aceite por Reten	1 semana	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Cambio de Rodamientos y Retenes	5 años	Alta	Mecanica	Restauración/ Reparación
			Cambio de Aceite	6 meses/2500 hs.	Media	Mecanica	Restauración/ Reparación
			Inspección Pata de Motor/ Cambio de Bulones en mal estado	1 mes	Media	Electrico/Mecanica	Inspección Electrica/Inspección Mecanica
	Medición de Vibraciones		6 meses	Media	Electrico	Servicio a Tercero	
	Termografía		6 meses	Media	Electrico	Servicio a Tercero/Inspección Electrica	
	Pintado de Carcaza		1 año	Baja	Electrico	Servicio a Tercero	
	Control Juego de Chaveta	1 mes	Alta	Mecanica	Inspección Mecanica		
	Sistema de Vacío	Estructura (Cama de Ventosas)	Inspección de Cordon de Soldadura	3 meses	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Control de Guías	1 semana	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Lubricación de Guías	1 semana	Media	Mecanica	Lubricación
			Control de Juego Guías-Rodillos	1 mes	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
		Ventosas	Control estado de Ventosas	2 semanas	Alta	Mecanica	Inspección Mecanica
			Sistema de Vacío (Conductos/ Accionamiento)	Control de perdidas en Mangueras/ Cañerías de Vacío	1 semana	Media	Mecanica
		Sistema de Vacío (Bomba de Vacío)	Control de perdidas en Racords	1 semana	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Control de Correcto funcionamiento Electrovalvulas (Mediante el Accionamiento)	1 semana	Media	Electrico	Inspección Electrica
			Control de Nivel de Aceite	2 semanas	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Cambio de Aceite (VP100) y Filtros	6 meses/2500 hs.	Alta	Mecanica	Restauración/ Reparación
			Cambio de Filtro de Neblina	5 años	Alta	Mecanica	Restauración/ Reparación
			Service (cambio completo Kit de Reparación)	5 años	Alta	Mecanica	Restauración/ Reparación
			Medición de Consumo	1 semana	Media	Electrico	Inspección Electrica
			Medición de Vibraciones	6 meses	Media	Electrico	Servicio a Tercero
		Termografía	6 meses	Media	Electrico	Servicio a Tercero/Inspección Electrica	
		Sistema de Neumatico	Control de Nivel de Aceite en FRL (Agregar en caso de faltante)	2 semanas	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Purga de FRL	2 semanas	Media	Mecanica	Restauración/ Reparación
			Control de perdidas en Mangueras Neumaticas	1 semana	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Control de perdidas en Racords	1 semana	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Control de Correcto funcionamiento Electrovalvulas (Mediante el Accionamiento)	1 semana	Media	Electrico	Inspección Electrica
	Service a Cilindros (cambio completo Kit de Reparación)	5 años	Alta	Mecanica	Restauración/ Reparación		
Sistema Apoyo de Hojas	Estructura	Inspección de Cordon de Soldadura	3 meses	Media	Mecanica	Inspección Mecanica	
		Control de Guías	1 semana	Media	Mecanica	Inspección Mecanica	
		Lubricación de Guías	1 semana	Media	Mecanica	Lubricación	
		Control de Juego Guías-Rodillos	1 mes	Media	Mecanica	Inspección Mecanica	
		Cambio de Rodamiento en Cajuela	5 años	Media	Mecanica	Restauración/ Reparación	
	Sistema de Neumatico	Control de Nivel de Aceite en FRL (Agregar en caso de faltante)	2 semanas	Media	Mecanica	Inspección Mecanica	
		Purga de FRL	2 semanas	Media	Mecanica	Restauración/ Reparación	
		Control de perdidas en Mangueras Neumaticas	1 semana	Media	Mecanica	Inspección Mecanica	
		Control de perdidas en Racords	1 semana	Media	Mecanica	Inspección Mecanica	
		Control de Correcto funcionamiento Electrovalvulas (Mediante el Accionamiento)	1 semana	Media	Electrico	Inspección Electrica	
Service a Cilindros (cambio completo Kit de Reparación)	5 años	Alta	Mecanica	Restauración/ Reparación			
Estructura	Inspección de Cordon de Soldadura	3 meses	Media	Mecanica	Inspección Mecanica		
	Cambio de Rodamiento en Cajuela	5 años	Media	Mecanica	Restauración/ Reparación		

Sis	Sistema Empuje de Hojas	Sistema de Neumatico	Control de Nivel de Aceite en FRL (Agregar en caso de faltante)	2 semanas	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Purga de FRL	2 semanas	Media	Mecanica	Restauración/ Reparación
			Control de perdidas en Mangueras Neumaticas	1 semana	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Control de perdidas en Racords	1 semana	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Control de Correcto funcionamiento Electrovalvulas (Mediante el Accionamiento)	1 semana	Media	Electrico	Inspección Electrica
			Service a Cilindros(cambio completo Kit de Reparación)	5 años	Alta	Mecanica	Restauración/ Reparación
	Protecciones	Chapones	Control de Estanqueidad con Sistema Interior	3 semanas	Media	Mecanica	Inspección Mecanica
			Limpieza de Chapones (cepillo)	3 semanas	Baja	Mecanica	Limpieza
			Pintado de Carcaza	5 años	Baja	Mecanica	Restauración/ Reparación
	Automatismo	Tablero Electrico	Control de Estanqueidad de Tablero	2 semanas	Alta	Electrico	Inspección Electrica
			Control de Rrsistencias dentro de Tablero (para mantenerlo seco)	2 semanas	Alta	Electrico	Inspección Electrica
			Control de Estado de Botoneras	2 semanas	Media	Electrico	Inspección Electrica
			Cambio de Botoneras	2 años	Media	Electrico	Restauración/ Reparación
			Cambio de Protección de Botoneras	2 meses	Media	Electrico	Restauración/ Reparación
			Control de Correcto funcionamiento Elementos de Seguridad	1 mes	Alta	Electrico	Inspección Electrica
			Limpieza de Tablero	2 meses	Media	Electrico	Limpieza
	Prueba de Automatización (Accionar mecanismos y toma de tiempo)	3 meses	Alta	Electrico	Inspección Electrica		



# R5 KB 0010/0016 E

Bombas de vacío de paletas rotativas lubricadas con aceite



## Compactas

Construcción de accionamiento directo, altura y peso reducidos, ideales para su instalación en máquinas de envasado al vacío

## Fiables

Construcción robusta, paletas de larga duración, tecnología probada de paletas rotativas, larga vida útil

## Versátiles

Varias opciones de diseño disponibles, fácil adaptación a los requisitos y procesos de cada cliente

### Accesorios

- Válvula gas-ballast
- Diferentes filtros de aspiración
- Manómetro de colmatación del filtro
- Interruptor de nivel de aceite
- Aceites de bomba de vacío para todo tipo de aplicaciones
- Equipo de regulación de vacío

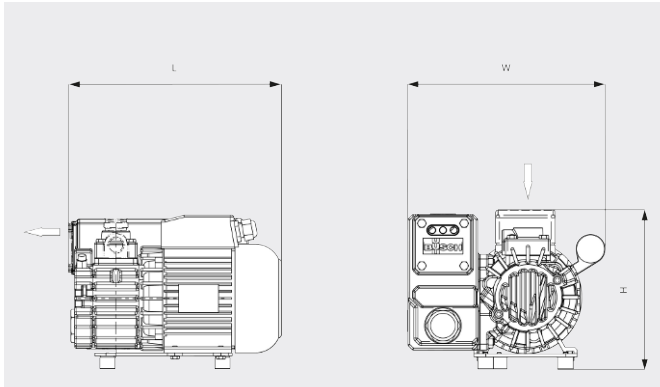
# R5 KB 0010/0016 E

Bombas de vacío de paletas rotativas lubricadas con aceite



VACUUM SOLUTIONS

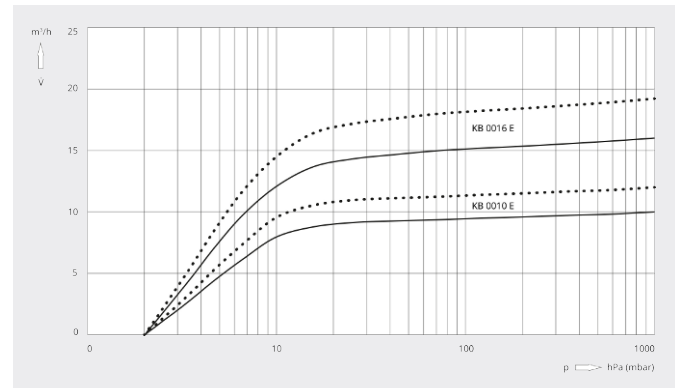
Dibujo dimensional



Caudal

Aire a 20 °C. Tolerancia: ±10 %

— 50 Hz ..... 60 Hz



	R5 KB 0010 E	R5 KB 0016 E
<b>Caudal nominal</b>	10 / 12 m <sup>3</sup> /h (50 / 60 Hz)	16 / 19 m <sup>3</sup> /h (50 / 60 Hz)
<b>Vacío límite</b>	2,0 hPa (mbar) (50 / 60 Hz)	2,0 hPa (mbar) (50 / 60 Hz)
<b>Potencia nominal del motor</b>	0,37 kW (50 / 60 Hz)	0,55 kW (50 / 60 Hz)
<b>Velocidad nominal del motor</b>	3000 / 3600 min <sup>-1</sup> (50 / 60 Hz)	3000 / 3600 min <sup>-1</sup> (50 / 60 Hz)
<b>Nivel sonoro (ISO 2151)</b>	63 / 67 dB(A) (50 / 60 Hz)	64 / 68 dB(A) (50 / 60 Hz)
<b>Capacidad de aceite</b>	0,3 l	0,3 l
<b>Peso aproximado</b>	16 kg	18 kg
<b>Dimensiones (L x W x H)</b>	271 x 218 x 201 mm	301 x 217 x 201 mm
<b>Entrada de gases</b>	G ¾"	G ¾"

¿LE GUSTARÍA SABER MÁS?

Contáctenos directamente!  
[info@busch.com.ar](mailto:info@busch.com.ar) o +54 (0)11 43 02 81 83



FORMULARIO DE CONTACTO

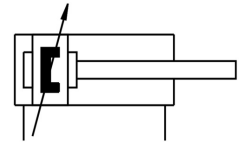


LLÁMENOS

# ISO cylinder DSNU-20-250-PPV-A

Part number: 19243

FESTO



## Data sheet

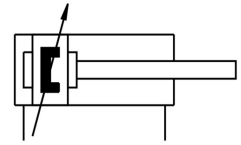
Feature	Value
Stroke	250 mm
Piston diameter	20 mm
Piston rod thread	M8
Cushioning	Pneumatic cushioning, adjustable at both ends
Mounting position	Any
Conforms to standard	CETOP RP 52 P ISO 6432
Piston rod end	External thread
Structural design	Piston Piston rod Cylinder barrel
Position sensing	For proximity sensor
Symbol	00991235
Variants	Piston rod at one end
Operating pressure	0.1 MPa ... 1 MPa
Operating pressure	1 bar ... 10 bar
Mode of operation	Double-acting
Operating medium	Compressed air as per ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Information on operating and pilot media	Operation with oil lubrication possible (required for further use)
Corrosion resistance class (CRC)	2 - Moderate corrosion stress
LABS (PWIS) conformity	VDMA24364-B1/B2-L
Ambient temperature	-20 °C ... 80 °C
Impact energy in the end positions	0.2 J
Cushioning length	15 mm
Theoretical force at 6 bar, retracting	158.3 N
Theoretical force at 6 bar, advancing	188.5 N
Moving mass at 0 mm stroke	44 g
Additional moving mass per 10 mm stroke	4 g
Basic weight with 0 mm stroke	186.8 g
Additional weight per 10 mm stroke	7.2 g
Type of mounting	With accessories
Pneumatic connection	G1/8
Note on materials	RoHS-compliant
Cover material	Wrought aluminum alloy Plain anodized
Seals material	NBR TPE-U(PU)

Feature	Value
Piston rod material	High-alloy stainless steel
Material of cylinder barrel	High-alloy stainless steel

# Cilindro redondo DSNU-32-250-PPV-A

Número de artículo: 196028

FESTO



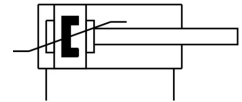
## Hoja de datos

Característica	Valor
Carrera	250 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	Amortiguación neumática, regulable en ambos lados
Posición de montaje	Cualquiera
Forma constructiva	Émbolo Vástago Camisa del cilindro
Detección de posición	Para sensor de proximidad
Símbolo	00991235
Presión de funcionamiento	0.1 MPa ... 1 MPa
Presión de funcionamiento	1 bar ... 10 bar
Modo de funcionamiento	Doble efecto
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el medio de trabajo/mando	Admite funcionamiento con lubricación (lo cual requiere seguir utilizándolo)
Clase de resistencia a la corrosión CRC	2 - riesgo de corrosión moderado
Conformidad PWIS	VDMA24364-B1/B2-L
Clase de sala limpia	Clase 6 según ISO 14644-1
Temperatura ambiente	-20 °C ... 80 °C
Longitud de amortiguación	14 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retorno	415 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	482.5 N
Masa móvil	346 g
Peso del producto	758 g
Tipo de fijación	Con accesorios
Conexión neumática	G1/8
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS
Material de la tapa	Aleación de forja de aluminio
Material de las juntas	NBR TPE-U (PU)
Material del vástago	Acero de alta aleación
Material de la camisa del cilindro	Acero inoxidable de alta aleación

# Cilindro normalizado DSNU-25-250-PPS-A

Número de artículo: 559290

FESTO



## Hoja de datos

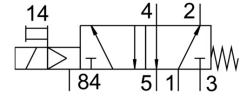
Característica	Valor
Carrera	250 mm
Diámetro del émbolo	25 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	Amortiguación neumática autorregulable de fin de recorrido
Posición de montaje	Cualquiera
Conforme a la norma	CETOP RP 52 P ISO 6432
Extremo del vástago	Rosca exterior
Forma constructiva	Émbolo Vástago Camisa del cilindro
Detección de posición	Para sensor de proximidad
Símbolo	00992970
Variantes	Vástago simple
Presión de funcionamiento	0.1 MPa ... 1 MPa
Presión de funcionamiento	1 bar ... 10 bar
Modo de funcionamiento	Doble efecto
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el medio de trabajo/mando	Admite funcionamiento con lubricación (lo cual requiere seguir utilizándolo)
Clase de resistencia a la corrosión CRC	2 - riesgo de corrosión moderado
Conformidad PWIS	VDMA24364-B1/B2-L
Temperatura ambiente	-20 °C ... 80 °C
Energía de impacto en las posiciones finales	0.3 J
Longitud de amortiguación	17 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retorno	247.4 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	294.5 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	71 g
Aumento masa móvil por 10 mm de carrera	6 g
Peso básico con carrera de 0 mm	238 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	11 g
Tipo de fijación	Con accesorios
Conexión neumática	G1/8
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS
Material de la tapa	Aleación de forja de aluminio Anodizado incoloro

<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
Material de las juntas	NBR TPE-U (PU)
Material del vástago	Acero inoxidable de alta aleación
Material de la camisa del cilindro	Acero inoxidable de alta aleación

# Electroválvula VUVS-LT20-M52-MD-G18-F7

Número de artículo: 577494

FESTO



## Hoja de datos

Característica	Valor
Función de la válvula	Monoestable de 5/2 vías
Tipo de accionamiento	Eléctrico
Tamaño de válvula	21 mm
Caudal nominal normal	500 l/min
Conexión neumática de utilización	G1/8
Presión de funcionamiento	0.3 MPa ... 1 MPa
Presión de funcionamiento	3 bar ... 10 bar
Forma constructiva	Asiento de placa
Tipo de reposición	Muelle mecánico
Certificación	c UL us - Recognized (OL)
Diámetro nominal	5 mm
Función de escape	Estrangulable
Principio de sellado	Blando
Posición de montaje	Cualquiera
Accionamiento manual auxiliar	Con enclavamiento Sin enclavamiento
Tipo de control	Servopilotado
Alimentación del aire de pilotaje	Interno
Sentido de flujo	No reversible
Símbolo	00991035
Superposición	Superposición negativa
Valor b	0.31
Valor C	2.1 l/sbar
Tiempo de conmutación OFF	19 ms
Tiempo de conmutación ON	15 ms
Impulso de control positivo máximo con señal 0	1900 µs
Máx. impulso de prueba negativo con señal 1	2700 µs
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el medio de trabajo/mando	Admite funcionamiento con lubricación (lo cual requiere seguir utilizándolo)
Resistencia a las vibraciones	Control para el transporte con grado de severidad 2 según FN 942017-4 y EN 60068-2-6
Resistencia a los golpes	Control de impactos con grado de severidad 2, según FN 942017-5 y EN 60068-2-27
Clase de resistencia a la corrosión CRC	2 - riesgo de corrosión moderado
Temperatura del medio	-10 °C ... 60 °C
Medio de mando	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]

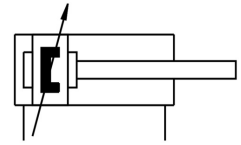


<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
Temperatura ambiente	-10 °C ... 60 °C
Peso del producto	167 g
Tipo de fijación	Sobre perfil distribuidor Con taladro pasante A elegir:
Conexión para la abertura de aireación	No sujeto
Conexión del aire de escape de pilotaje 84	M5
Conexión neumática 1	G1/8
Conexión neumática 2	G1/8
Conexión neumática 3	G1/8
Conexión neumática 4	G1/8
Conexión neumática 5	G1/8
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS
Material de las juntas	HNBR NBR TPE-U (PU)
Material del cuerpo	Fundición inyectada de aluminio Pintado
Material de los tornillos	Acero, galvanizado

# Cilindro normalizado DSBC-32-60-PPVA-N3

Número de artículo: 2123071

FESTO



## Hoja de datos

Característica	Valor
Carrera	60 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	Amortiguación neumática, regulable en ambos lados
Posición de montaje	Cualquiera
Conforme a la norma	ISO 15552
Extremo del vástago	Rosca exterior
Forma constructiva	Émbolo Vástago Camisa perfilada
Detección de posición	Para sensor de proximidad
Símbolo	00991235
Variantes	Vástago simple
Presión de funcionamiento	0.06 MPa ... 1.2 MPa
Presión de funcionamiento	0.6 bar ... 12 bar
Modo de funcionamiento	Doble efecto
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el medio de trabajo/mando	Admite funcionamiento con lubricación (lo cual requiere seguir utilizándolo)
Clase de resistencia a la corrosión CRC	2 - riesgo de corrosión moderado
Temperatura ambiente	-20 °C ... 80 °C
Energía de impacto en las posiciones finales	0.4 J
Longitud de amortiguación	17 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retorno	415 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	483 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	110 g
Aumento masa móvil por 10 mm de carrera	9 g
Peso básico con carrera de 0 mm	465 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	27 g
Tipo de fijación	Con rosca interior Con accesorios A elegir:
Conexión neumática	G1/8
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS
Material de la tapa	Fundición inyectada de aluminio, recubierta
Material de la junta del émbolo	TPE-U (PU)
Material del émbolo	Aleación de forja de aluminio

<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
Material del vástago	Acero de alta aleación
Material de la junta rascadora del vástago	TPE-U (PU)
Material de la junta de tope	TPE-U (PU)
Material del émbolo de tope	POM
Material de la camisa del cilindro	Aleación forjada de aluminio, superficie pulida y anodizada
Material de las tuercas	Acero, galvanizado
Material del cojinete	POM
Material tornillos con collar	Acero galvanizado

# Product data sheet

Specifications



## Logic controller, Modicon M221, 16 IO relay Ethernet

TM221CE16R

### Main

Range of product	Modicon M221
Product or component type	Logic controller
[Us] rated supply voltage	100...240 V AC
Discrete input number	9, discrete input conforming to IEC 61131-2 Type 1
Analogue input number	2 at 0...10 V
Discrete output type	Relay normally open
Discrete output number	7 relay
Discrete output voltage	5...125 V DC 5...250 V AC
Discrete output current	2 A

### Complementary

Discrete I/O number	16
Maximum number of I/O expansion module	4 for transistor output 4 for relay output
Supply voltage limits	85...264 V
Network frequency	50/60 Hz
Inrush current	40 A
Maximum power consumption in VA	49 VA at 100...240 V with max number of I/O expansion module 33 VA at 100...240 V without I/O expansion module
Power supply output current	0.325 A 5 V for expansion bus 0.12 A 24 V for expansion bus
Discrete input logic	Sink or source (positive/negative)
Discrete input voltage	24 V
Discrete input voltage type	DC
Analogue input resolution	10 bits
LSB value	10 mV
Conversion time	1 ms per channel + 1 controller cycle time for analogue input analog input
Permitted overload on inputs	+/- 30 V DC for 5 min (maximum) for analog input +/- 13 V DC (permanent) for analog input
Voltage state 1 guaranteed	$\geq 15$ V for input
Voltage state 0 guaranteed	$\leq 5$ V for input

<b>Discrete input current</b>	7 mA for discrete input 5 mA for fast input
<b>Input impedance</b>	3.4 kOhm for discrete input 100 kOhm for analog input 4.9 kOhm for fast input
<b>Response time</b>	35 µs turn-off, I2...I5 terminal(s) for input 10 ms turn-on for output 10 ms turn-off for output 5 µs turn-on, I0, I1, I6, I7 terminal(s) for fast input 35 µs turn-on, other terminals terminal(s) for input 5 µs turn-off, I0, I1, I6, I7 terminal(s) for fast input 100 µs turn-off, other terminals terminal(s) for input
<b>Configurable filtering time</b>	0 ms for input 3 ms for input 12 ms for input
<b>Output voltage limits</b>	125 V DC 277 V AC
<b>Maximum current per output common</b>	6 A at COM 1 7 A at COM 0
<b>Absolute accuracy error</b>	+/- 1 % of full scale for analog input
<b>Electrical durability</b>	100000 cycles AC-12, 120 V, 240 VA, resistive 100000 cycles AC-12, 240 V, 480 VA, resistive 300000 cycles AC-12, 120 V, 80 VA, resistive 300000 cycles AC-12, 240 V, 160 VA, resistive 100000 cycles AC-15, cos phi = 0.35, 120 V, 60 VA, inductive 100000 cycles AC-15, cos phi = 0.35, 240 V, 120 VA, inductive 300000 cycles AC-15, cos phi = 0.35, 120 V, 18 VA, inductive 300000 cycles AC-15, cos phi = 0.35, 240 V, 36 VA, inductive 100000 cycles AC-14, cos phi = 0.7, 120 V, 120 VA, inductive 100000 cycles AC-14, cos phi = 0.7, 240 V, 240 VA, inductive 300000 cycles AC-14, cos phi = 0.7, 120 V, 36 VA, inductive 300000 cycles AC-14, cos phi = 0.7, 240 V, 72 VA, inductive 100000 cycles DC-12, 24 V, 48 W, resistive 300000 cycles DC-12, 24 V, 16 W, resistive 100000 cycles DC-13, 24 V, 24 W, inductive (L/R = 7 ms) 300000 cycles DC-13, 24 V, 7.2 W, inductive (L/R = 7 ms)
<b>Switching frequency</b>	20 switching operations/minute with maximum load
<b>Mechanical durability</b>	20000000 cycles for relay output
<b>Minimum load</b>	1 mA at 5 V DC for relay output
<b>Protection type</b>	Without protection at 5 A
<b>Reset time</b>	1 s
<b>Memory capacity</b>	256 kB for user application and data RAM with 10000 instructions 256 kB for internal variables RAM
<b>Data backed up</b>	256 kB built-in flash memory for backup of application and data
<b>Data storage equipment</b>	2 GB SD card (optional)
<b>Battery type</b>	BR2032 lithium non-rechargeable, battery life: 4 year(s)
<b>Backup time</b>	1 year at 25 °C (by interruption of power supply)
<b>Execution time for 1 KInstruction</b>	0.3 ms for event and periodic task
<b>Execution time per instruction</b>	0.2 µs Boolean
<b>Exct time for event task</b>	60 µs response time
<b>Maximum size of object areas</b>	255 %C counters 512 %KW constant words 255 %TM timers 512 %M memory bits 8000 %MW memory words
<b>Realtime clock</b>	With
<b>Clock drift</b>	<= 30 s/month at 25 °C
<b>Regulation loop</b>	Adjustable PID regulator up to 14 simultaneous loops
<b>Counting input number</b>	4 fast input (HSC mode) at 100 kHz 32 bits
<b>Counter function</b>	Pulse/direction A/B

Single phase

<b>Integrated connection type</b>	USB port with mini B USB 2.0 connector Non isolated serial link serial 1 with RJ45 connector and RS232/RS485 interface Ethernet with RJ45 connector
<b>Supply</b>	(serial)serial link supply: 5 V, <200 mA
<b>Transmission rate</b>	1.2...115.2 kbit/s (115.2 kbit/s by default) for bus length of 15 m for RS485 1.2...115.2 kbit/s (115.2 kbit/s by default) for bus length of 3 m for RS232 480 Mbit/s for USB
<b>Communication port protocol</b>	USB port: USB - SoMachine-Network Non isolated serial link: Modbus master/slave - RTU/ASCII or SoMachine-Network Ethernet
<b>Port Ethernet</b>	10BASE-T/100BASE-TX 1 port with 100 m copper cable
<b>Communication service</b>	DHCP client Ethernet/IP adapter Modbus TCP server Modbus TCP slave device Modbus TCP client
<b>Local signalling</b>	1 LED (green) for PWR 1 LED (green) for RUN 1 LED (red) for module error (ERR) 1 LED (green) for SD card access (SD) 1 LED (red) for BAT 1 LED per channel (green) for I/O state 1 LED (green) for SL Ethernet network activity (green) for ACT Ethernet network link (yellow) for Link (Link Status)
<b>Electrical connection</b>	removable screw terminal block for inputs removable screw terminal block for outputs terminal block, 3 terminal(s) for connecting the 24 V DC power supply connector, 4 terminal(s) for analogue inputs Mini B USB 2.0 connector for a programming terminal
<b>Maximum cable distance between devices</b>	Shielded cable: <10 m for fast input Unshielded cable: <30 m for output Unshielded cable: <30 m for digital input Unshielded cable: <1 m for analog input
<b>Insulation</b>	Between input and internal logic at 500 V AC Non-insulated between analogue input and internal logic Non-insulated between analogue inputs Between supply and ground at 1500 V AC Between sensor power supply and ground at 500 V AC Between input and ground at 500 V AC Between output and ground at 1500 V AC Between supply and internal logic at 2300 V AC Between sensor power supply and internal logic at 500 V AC Between output and internal logic at 2300 V AC Between Ethernet terminal and internal logic at 500 V AC Between supply and sensor power supply at 2300 V AC
<b>Marking</b>	CE
<b>Sensor power supply</b>	24 V DC at 250 mA supplied by the controller
<b>Mounting support</b>	Top hat type TH35-15 rail conforming to IEC 60715 Top hat type TH35-7.5 rail conforming to IEC 60715 plate or panel with fixing kit
<b>Height</b>	90 mm
<b>Depth</b>	70 mm
<b>Width</b>	95 mm
<b>Net weight</b>	0.346 kg
<b>Environment</b>	
<b>Standards</b>	EN/IEC 61010-2-201 EN/IEC 60664-1 EN/IEC 61131-2
<b>Product certifications</b>	CSA cULus LR RCM IACS E10 EAC ABS DNV-GL

<b>Environmental characteristic</b>	Ordinary and hazardous location
<b>Resistance to electrostatic discharge</b>	8 kV in air conforming to EN/IEC 61000-4-2 4 kV on contact conforming to EN/IEC 61000-4-2
<b>Resistance to electromagnetic fields</b>	10 V/m 80 MHz...1 GHz conforming to EN/IEC 61000-4-3 3 V/m 1.4 GHz...2 GHz conforming to EN/IEC 61000-4-3 1 V/m 2...2.7 GHz conforming to EN/IEC 61000-4-3
<b>Resistance to magnetic fields</b>	30 A/m 50/60 Hz conforming to EN/IEC 61000-4-8
<b>Resistance to fast transients</b>	2 kV (power lines) conforming to EN/IEC 61000-4-4 2 kV (relay output) conforming to EN/IEC 61000-4-4 1 kV (I/O) conforming to EN/IEC 61000-4-4 1 kV (Ethernet line) conforming to EN/IEC 61000-4-4 1 kV (serial link) conforming to EN/IEC 61000-4-4
<b>Surge withstand</b>	2 kV power lines (AC) common mode conforming to EN/IEC 61000-4-5 2 kV relay output common mode conforming to EN/IEC 61000-4-5 1 kV I/O common mode conforming to EN/IEC 61000-4-5 1 kV shielded cable common mode conforming to EN/IEC 61000-4-5 0.5 kV power lines (DC) differential mode conforming to EN/IEC 61000-4-5 1 kV power lines (AC) differential mode conforming to EN/IEC 61000-4-5 1 kV relay output differential mode conforming to EN/IEC 61000-4-5 0.5 kV power lines (DC) common mode conforming to EN/IEC 61000-4-5
<b>Resistance to conducted disturbances</b>	10 V 0.15...80 MHz conforming to EN/IEC 61000-4-6 3 V 0.1...80 MHz conforming to Marine specification (LR, ABS, DNV, GL) 10 V spot frequency (2, 3, 4, 6.2, 8.2, 12.6, 16.5, 18.8, 22, 25 MHz) conforming to Marine specification (LR, ABS, DNV, GL)
<b>Electromagnetic emission</b>	Conducted emissions - test level: 79 dB $\mu$ V/m QP/66 dB $\mu$ V/m AV ( power lines (AC)) at 0.15...0.5 MHz conforming to EN/IEC 55011 Conducted emissions - test level: 73 dB $\mu$ V/m QP/60 dB $\mu$ V/m AV ( power lines (AC)) at 0.5...300 MHz conforming to EN/IEC 55011 Conducted emissions - test level: 120...69 dB $\mu$ V/m QP ( power lines) at 10...150 kHz conforming to EN/IEC 55011 Conducted emissions - test level: 63 dB $\mu$ V/m QP ( power lines) at 1.5...30 MHz conforming to EN/IEC 55011 Radiated emissions - test level: 40 dB $\mu$ V/m QP class A ( 10 m) at 30...230 MHz conforming to EN/IEC 55011 Conducted emissions - test level: 79...63 dB $\mu$ V/m QP ( power lines) at 150...1500 kHz conforming to EN/IEC 55011 Radiated emissions - test level: 47 dB $\mu$ V/m QP class A ( 10 m) at 200...1000 MHz conforming to EN/IEC 55011
<b>Immunity to microbreaks</b>	10 ms
<b>Ambient air temperature for operation</b>	-10...55 °C (horizontal installation) -10...35 °C (vertical installation)
<b>Ambient air temperature for storage</b>	-25...70 °C
<b>Relative humidity</b>	10...95 %, without condensation (in operation) 10...95 %, without condensation (in storage)
<b>IP degree of protection</b>	IP20 with protective cover in place
<b>Pollution degree</b>	<= 2
<b>Operating altitude</b>	0...2000 m
<b>Storage altitude</b>	0...3000 m
<b>Vibration resistance</b>	3.5 mm at 5...8.4 Hz on symmetrical rail 3.5 mm at 5...8.4 Hz on panel mounting 1 gn at 8.4...150 Hz on symmetrical rail 1 gn at 8.4...150 Hz on panel mounting
<b>Shock resistance</b>	98 m/s <sup>2</sup> for 11 ms

## Packing Units

<b>Unit Type of Package 1</b>	PCE
<b>Number of Units in Package 1</b>	1
<b>Package 1 Weight</b>	590.0 g
<b>Package 1 Height</b>	10.829 cm
<b>Package 1 width</b>	14.04 cm
<b>Package 1 Length</b>	14.181 cm

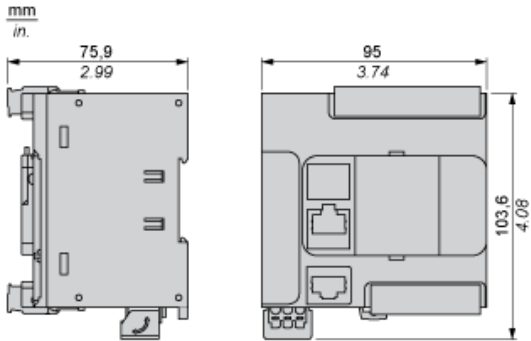
<b>Unit Type of Package 2</b>	CAR
<b>Number of Units in Package 2</b>	20
<b>Package 2 Weight</b>	12.771 kg
<b>Package 2 Height</b>	28.9 cm
<b>Package 2 width</b>	39.5 cm
<b>Package 2 Length</b>	57.4 cm

## Offer Sustainability

<b>Sustainable offer status</b>	Green Premium product
<b>REACH Regulation</b>	<a href="#">REACH Declaration</a>
<b>EU RoHS Directive</b>	Pro-active compliance (Product out of EU RoHS legal scope) <a href="#">EU RoHS Declaration</a>
<b>Mercury free</b>	Yes
<b>RoHS exemption information</b>	<a href="#">Yes</a>
<b>China RoHS Regulation</b>	<a href="#">China RoHS declaration</a>
<b>Environmental Disclosure</b>	<a href="#">Product Environmental Profile</a>
<b>Circularity Profile</b>	<a href="#">End of Life Information</a>
<b>WEEE</b>	The product must be disposed on European Union markets following specific waste collection and never end up in rubbish bins
<b>PVC free</b>	Yes
<b>California proposition 65</b>	WARNING: This product can expose you to chemicals including: Lead and lead compounds, which is known to the State of California to cause cancer and birth defects or other reproductive harm. For more information go to <a href="http://www.P65Warnings.ca.gov">www.P65Warnings.ca.gov</a>

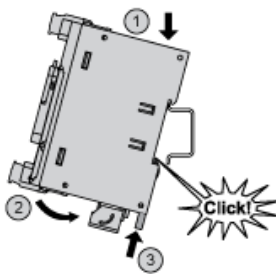


Dimensions



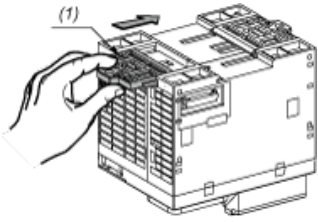
**Mounting on a Rail**

---



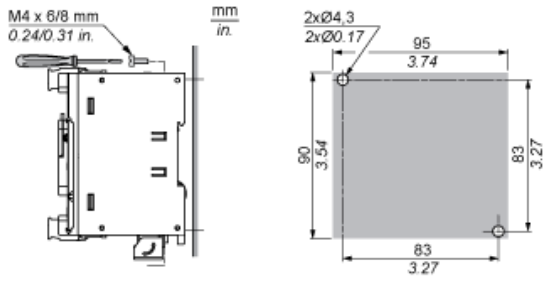
**Direct Mounting on a Panel Surface**

---



(1) Install a mounting strip

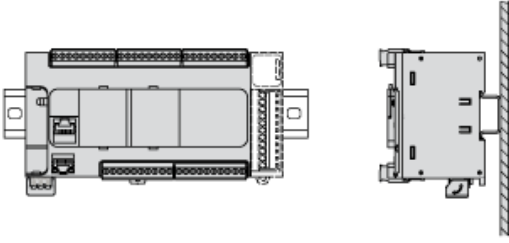
**Mounting Hole Layout**



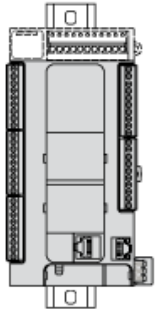
**Mounting**

---

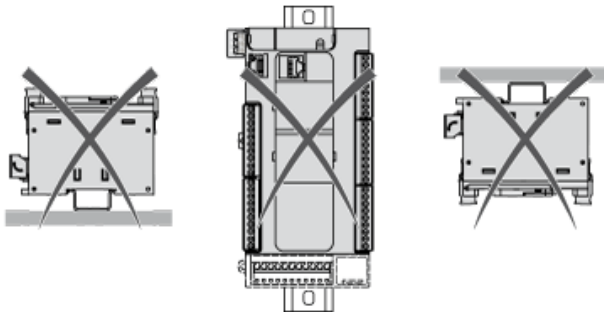
**Correct Mounting Position**



**Acceptable Mounting Position**

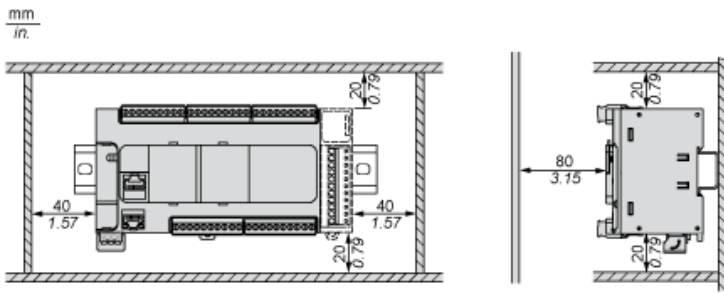


**Incorrect Mounting Position**



Clearance

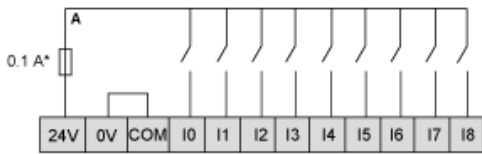
---



**Digital Inputs**

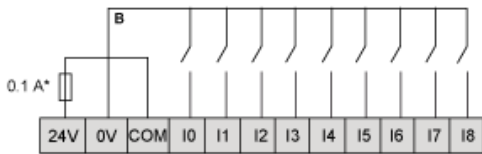
---

**Wiring Diagram (Positive Logic)**



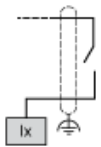
(\*) Type T fuse

**Wiring Diagram (Negative Logic)**



(\*) Type T fuse

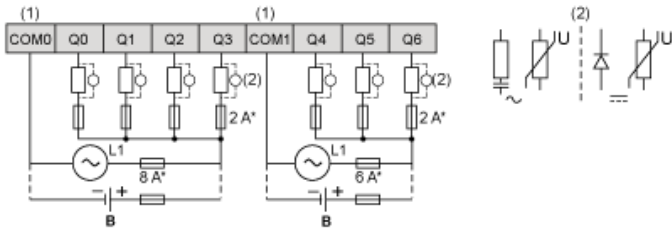
**Connection of the Fast Inputs**



10, 11, 16, 17

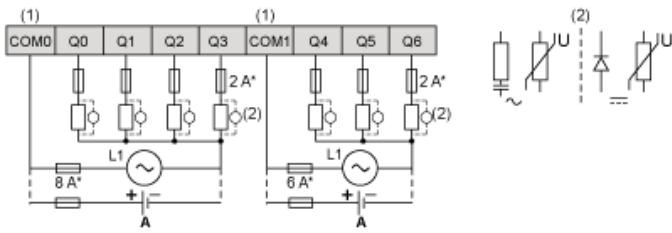
**Relay Outputs**

**Negative Logic (Sink)**



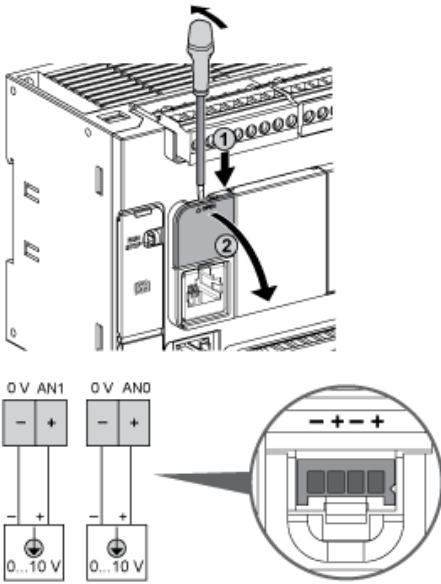
- (\*) Type T fuse
- (1) The COM1 and COM2 terminals are not connected internally.
- (2) To improve the life time of the contacts, and to protect from potential inductive load damage, you must connect a free wheeling diode in parallel to the contact.
- B** Sink wiring (negative logic)

**Positive Logic (Source)**



- (\*) Type T fuse
- (1) The COM1 and COM2 terminals are not connected internally.
- (2) To improve the life time of the contacts, and to protect from potential inductive load damage, you must connect a free wheeling diode in parallel to the contact.
- A** Source wiring (positive logic)

**Analog Inputs**

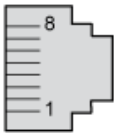


The (-) poles are connected internally.

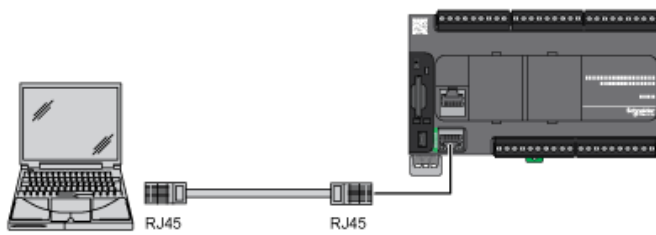
Pin	Wire Color
0 V	Black
AN1	Red
0 V	Black
AN0	Red



**Ethernet Connection**

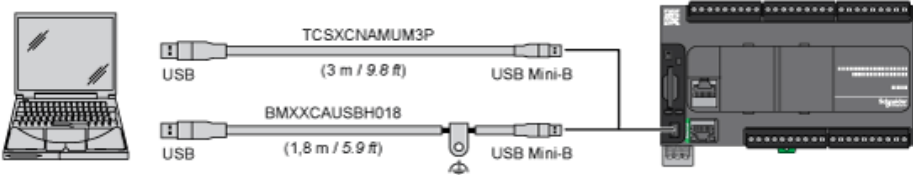


Pin N°	Signal
1	TD+
2	TD-
3	RD+
4	-
5	-
6	RD-
7	-
8	-

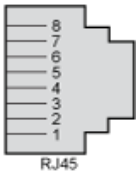


## USB Mini-B Connection

---



**SL1 Connection**

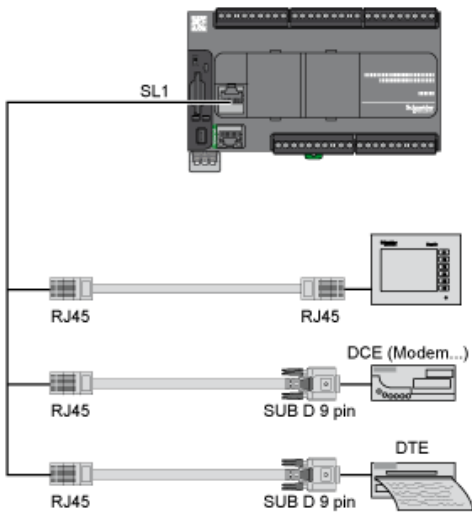


SL1

N °	RS 232	RS 485
1	RxD	N.C.
2	TxD	N.C.
3	RTS	N.C.
4	N.C.	D1
5	N.C.	D0
6	CTS	N.C.
7	N.C.*	5 Vdc
8	Common	Common

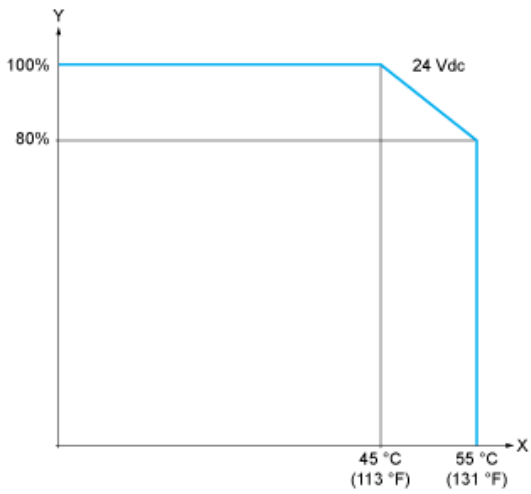
N.C.: not connected

\* : 5 Vdc delivered by the controller. Do not connect.



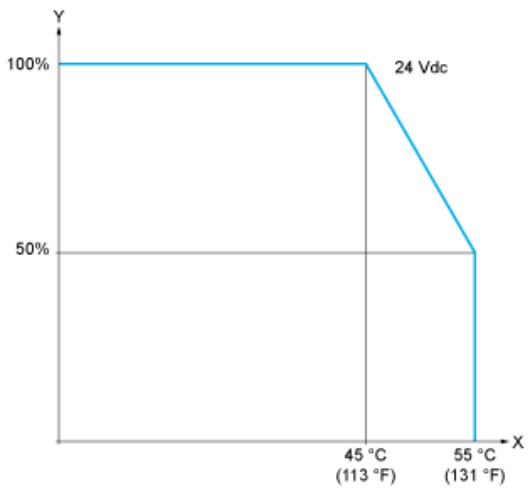
Derating Curves

Embedded Digital Inputs (No Cartridge)



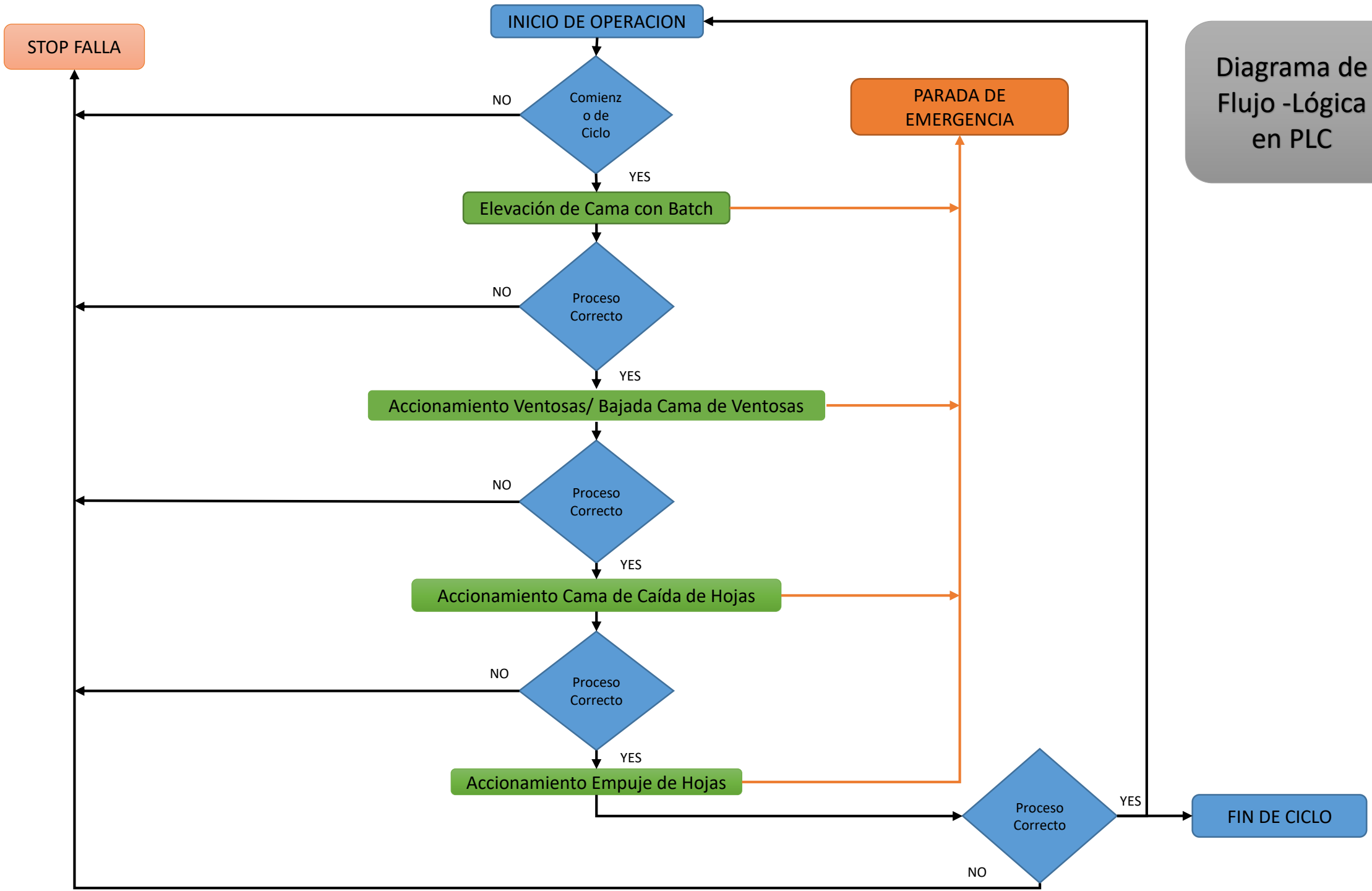
X : Ambient temperature  
Y : Input simultaneous ON ratio

Embedded Digital Inputs (with Cartridge)



X : Ambient temperature  
Y : Input simultaneous ON ratio

Diagrama de Flujo -Lógica en PLC



# Ficha técnica del producto

Especificaciones



## MAGELIS STU 3,5" COLOR TOUCH 22MM

HMISTU655

### Principal

Rango de producto	Harmony STU
Tipo de producto o componente	Pantalla del panel táctil
Designación de software	Vijeo Designer
Sistema operativo	Harmony
Nombre de procesador	CPU ARM9

### Complementario

Tamaño de pantalla	3.5 pulgadas
Tipo de pantalla	Pantalla táctil acolor QVGA TFT
Color de pantalla	65536 colores
Resolución de la pantalla	320 x 240 pixels QVGA
Panel táctil	Analógico
Vida útil de la luz posterior	50000 horas
Brillo	16 niveles
Fuente del carácter	Chino (chino simplificado) Japonés (ANK, kanji) ASCII Coreano Taiwanés (chino tradicional)
Tensión de alimentación	24 V CC
Alimentación	Fuente de alimentación externa
Límites tensión alimentación	20,4...28,8 V
Corriente de entrada	30 A
Consumo de potencia en W	6,5 W
Número de páginas	Limitado por capacidad de memoria interna
Frecuencia de procesador	333 MHz
Descripción de memoria	Memoria de aplicaciones 16 MB Copia seg. datos 64 kB
Tipo de conexión integrada	1 USB 2.0 tipo mini B 1 USB 2.0 tipo A enlace serie COM1 - RJ45 hembra - RS232C/RS485 (velocidad: <= 115,2 kbits/s) alimentación - blq term rosca extrbls 1 Ethernet - RJ45
Reloj en tiempo real	Acceso al reloj de tiempo real del PLC

<b>Protocolos descargables</b>	Modbus TCP/IP Modbus Uni-TE Protocolos de terceros
<b>Modo de fijación</b>	Orificio de 22 mm Ø
<b>Material de envoltente</b>	PC / PBT
<b>Marcado</b>	Con el logotipo de Schneider CE
<b>Alto</b>	98,15 mm
<b>Ancho</b>	118 mm
<b>Profundidad</b>	55,3 mm

## Entorno


<b>Inmunidad a microcortes</b>	10 ms
<b>Normas</b>	IEC 61000-6-2 EN 61131-2 UL 1604 UL 508 FCC Class A
<b>Certificados de producto</b>	cULus C-Tick Marina UL clase 1 Div2 T4A o T5
<b>Temperatura ambiente de funcionamiento</b>	0...50 °C
<b>Temperatura ambiente de almacenamiento</b>	-20...60 °C
<b>Humedad relativa</b>	0...85 % sin condensación
<b>Altitud máxima de funcionamiento</b>	<= 2000 m
<b>Grado de protección IP</b>	IP20 conforme a IEC 60529 (panel trasero) IP65 conforme a IEC 60529 (panel frontal)
<b>Grado de protección NEMA</b>	NEMA 4X panel frontal (uso interior)
<b>Resistencia a los choques</b>	15 gn para 11 ms conforme a IEC 60068-2-27
<b>Resistencia a las vibraciones</b>	+/-3,5 mm (f = 5...9 Hz) conforme a IEC 60068-2-6 1 gn (f = 9...150 Hz) conforme a IEC 60068-2-6
<b>Resistencia a campos electromagnéticos</b>	10 V/m conforme a IEC 61000-4-3

## Unidades de embalaje

<b>Tipo de Unidad de Paquete 1</b>	PCE
<b>Número de Unidades en el Paquete 1</b>	1
<b>Paquete 1 Peso</b>	529,0 g
<b>Paquete 1 Altura</b>	6,876 cm
<b>Paquete 1 ancho</b>	13,194 cm
<b>Paquete 1 Largo</b>	18,504 cm
<b>Tipo de Unidad de Paquete 2</b>	S03
<b>Número de Unidades en el Paquete 2</b>	16
<b>Paquete 2 Peso</b>	8960,0 g
<b>Paquete 2 Altura</b>	30 cm
<b>Paquete 2 Ancho</b>	30 cm

Paquete 2 Largo	40 cm
Tipo de Unidad de Paquete 3	P12
Número de Unidades en el Paquete 3	384
Paquete 3 Peso	224040,0 g
Paquete 3 Altura	95 cm
Paquete 3 Ancho	80 cm
Paquete 3 Largo	120 cm

## Sostenibilidad de la oferta

Estado de oferta sostenible	Producto verde premium
Reglamento REACH	<a href="#">Declaración de REACH</a>
Directiva RoHS UE	Cumplimiento proactivo (producto fuera del alcance de la normativa RoHS UE) <a href="#">Declaración RoHS UE</a>
Sin mercurio	Sí
Información sobre exenciones de RoHS	Sí
Normativa de RoHS China	<a href="#">Declaración RoHS China</a>
Comunicación ambiental	<a href="#">Perfil ambiental del producto</a>
Perfil de circularidad	<a href="#">Información de fin de vida útil</a>
RAEE	En el mercado de la Unión Europea, el producto debe desecharse de acuerdo con un sistema de recolección de residuos específico y nunca terminar en un contenedor de basura.
Posibilidad de actualización	<a href="#">Se puede actualizar a través de módulos digitales y componentes actualizados</a> 

## Garantía contractual

Periodo de garantía	18 Meses
---------------------	----------



# Product data sheet

Specifications



## Variable speed drive, Altivar Machine ATV320, 0.37 kW, 380...500 V, 3 phases, compact

ATV320U04N4C

### Main

Range of product	Altivar Machine ATV320
Product or component type	Variable speed drive
Product specific application	Complex machines
Variant	Standard version
Format of the drive	Compact
Mounting mode	Wall mount
Communication port protocol	Modbus serial CANopen
Option card	Communication module, CANopen Communication module, EtherCAT Communication module, Profibus DP V1 Communication module, PROFINET Communication module, Ethernet Powerlink Communication module, EtherNet/IP Communication module, DeviceNet
[Us] rated supply voltage	380...500 V - 15...10 %
Nominal output current	1.5 A
Motor power kW	0.37 kW for heavy duty
EMC filter	Class C2 EMC filter integrated
IP degree of protection	IP20

### Complementary

Discrete input number	7
Discrete input type	STO safe torque off, 24 V DC, impedance: 1.5 kOhm DI1...DI6 logic inputs, 24 V DC (30 V) DI5 programmable as pulse input: 0...30 kHz, 24 V DC (30 V)
Discrete input logic	Positive logic (source) Negative logic (sink)
Discrete output number	3
Discrete output type	Open collector DQ+ 0...1 kHz 30 V DC 100 mA Open collector DQ- 0...1 kHz 30 V DC 100 mA
Analogue input number	3
Analogue input type	AI1 voltage: 0...10 V DC, impedance: 30 kOhm, resolution 10 bits AI2 bipolar differential voltage: +/- 10 V DC, impedance: 30 kOhm, resolution 10 bits AI3 current: 0...20 mA (or 4-20 mA, x-20 mA, 20-x mA or other patterns by configuration), impedance: 250 Ohm, resolution 10 bits
Analogue output number	1

<b>Analogue output type</b>	Software-configurable current AQ1: 0...20 mA impedance 800 Ohm, resolution 10 bits Software-configurable voltage AQ1: 0...10 V DC impedance 470 Ohm, resolution 10 bits
<b>Relay output type</b>	Configurable relay logic R1A 1 NO electrical durability 100000 cycles Configurable relay logic R1B 1 NC electrical durability 100000 cycles Configurable relay logic R1C Configurable relay logic R2A 1 NO electrical durability 100000 cycles Configurable relay logic R2C
<b>Maximum switching current</b>	Relay output R1A, R1B, R1C on resistive load, cos phi = 1: 3 A at 250 V AC Relay output R1A, R1B, R1C on resistive load, cos phi = 1: 3 A at 30 V DC Relay output R1A, R1B, R1C, R2A, R2C on inductive load, cos phi = 0.4 and L/R = 7 ms: 2 A at 250 V AC Relay output R1A, R1B, R1C, R2A, R2C on inductive load, cos phi = 0.4 and L/R = 7 ms: 2 A at 30 V DC Relay output R2A, R2C on resistive load, cos phi = 1: 5 A at 250 V AC Relay output R2A, R2C on resistive load, cos phi = 1: 5 A at 30 V DC
<b>Minimum switching current</b>	Relay output R1A, R1B, R1C, R2A, R2C: 5 mA at 24 V DC
<b>Method of access</b>	Slave CANopen
<b>4 quadrant operation possible</b>	True
<b>Asynchronous motor control profile</b>	Voltage/frequency ratio, 5 points Flux vector control without sensor, standard Voltage/frequency ratio - Energy Saving, quadratic U/f Flux vector control without sensor - Energy Saving Voltage/frequency ratio, 2 points
<b>Synchronous motor control profile</b>	Vector control without sensor
<b>Maximum output frequency</b>	0.599 kHz
<b>Transient overtorque</b>	170...200 % of nominal motor torque
<b>Acceleration and deceleration ramps</b>	Linear U S CUS Ramp switching Acceleration/deceleration ramp adaptation Acceleration/deceleration automatic stop with DC injection
<b>Motor slip compensation</b>	Automatic whatever the load Adjustable 0...300 % Not available in voltage/frequency ratio (2 or 5 points)
<b>Switching frequency</b>	2...16 kHz adjustable 4...16 kHz with derating factor
<b>Nominal switching frequency</b>	4 kHz
<b>Braking to standstill</b>	By DC injection
<b>Brake chopper integrated</b>	True
<b>Line current</b>	2.1 A at 380 V (heavy duty) 1.6 A at 500 V (heavy duty)
<b>Maximum input current</b>	2.1 A
<b>Maximum output voltage</b>	500 V
<b>Apparent power</b>	1.4 kVA at 500 V (heavy duty)
<b>Network frequency</b>	50...60 Hz
<b>Relative symmetric network frequency tolerance</b>	5 %
<b>Prospective line I<sub>sc</sub></b>	5 kA
<b>Base load current at high overload</b>	27.5 A
<b>Power dissipation in W</b>	Fan: 23.0 W at 380 V, switching frequency 4 kHz
<b>With safety function Safely Limited Speed (SLS)</b>	True
<b>With safety function Safe brake management (SBC/SBT)</b>	False
<b>With safety function Safe Operating Stop (SOS)</b>	False

With safety function Safe Position (SP)	False
With safety function Safe programmable logic	False
With safety function Safe Speed Monitor (SSM)	False
With safety function Safe Stop 1 (SS1)	True
With sft fct Safe Stop 2 (SS2)	False
With safety function Safe torque off (STO)	True
With safety function Safely Limited Position (SLP)	False
With safety function Safe Direction (SDI)	False
Protection type	Input phase breaks: drive Overcurrent between output phases and earth: drive Overheating protection: drive Short-circuit between motor phases: drive Thermal protection: drive
Width	105.0 mm
Height	142.0 mm
Depth	158.0 mm
Net weight	1.2 kg

## Environment

Operating position	Vertical +/- 10 degree
Product certifications	CE ATEX NOM GOST EAC RCM KC
Marking	CE ATEX UL CSA EAC RCM
Standards	EN/IEC 61800-5-1
Electromagnetic compatibility	Electrostatic discharge immunity test level 3 conforming to IEC 61000-4-2 Radiated radio-frequency electromagnetic field immunity test level 3 conforming to IEC 61000-4-3 Electrical fast transient/burst immunity test level 4 conforming to IEC 61000-4-4 1.2/50 $\mu$ s - 8/20 $\mu$ s surge immunity test level 3 conforming to IEC 61000-4-5 Conducted radio-frequency immunity test level 3 conforming to IEC 61000-4-6 Voltage dips and interruptions immunity test conforming to IEC 61000-4-11
Environmental class (during operation)	Class 3C3 according to IEC 60721-3-3 Class 3S2 according to IEC 60721-3-3
Maximum acceleration under shock impact (during operation)	150 m/s <sup>2</sup> at 11 ms
Maximum acceleration under vibrational stress (during operation)	10 m/s <sup>2</sup> at 13...200 Hz
Maximum deflection under vibratory load (during operation)	1.5 mm at 2...13 Hz
Permitted relative humidity (during operation)	Class 3K5 according to EN 60721-3
Volume of cooling air	18.0 m <sup>3</sup> /h
Overvoltage category	III

Regulation loop	Adjustable PID regulator
Speed accuracy	+/- 10 % of nominal slip 0.2 Tn to Tn
Pollution degree	2
Ambient air transport temperature	-25...70 °C
Ambient air temperature for operation	-10...50 °C without derating 50...60 °C with derating factor
Ambient air temperature for storage	-25...70 °C

## Packing Units

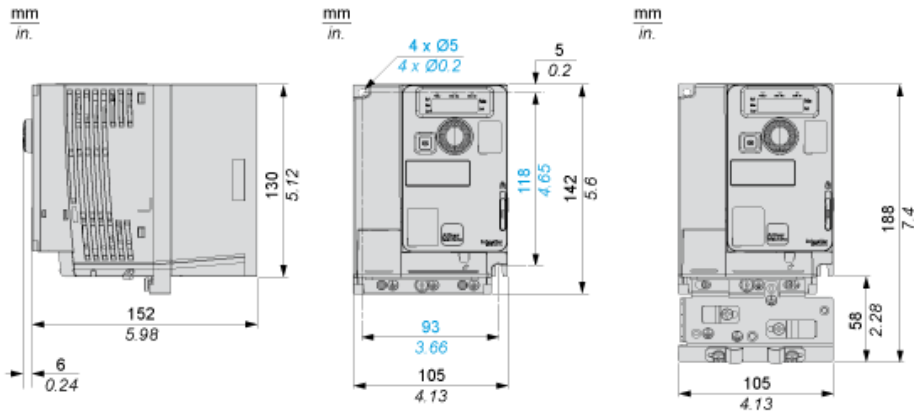
Unit Type of Package 1	PCE
Number of Units in Package 1	1
Package 1 Weight	1.685 kg
Package 1 Height	18 cm
Package 1 width	18.6 cm
Package 1 Length	19 cm
Unit Type of Package 2	P06
Number of Units in Package 2	30
Package 2 Weight	62.17 kg
Package 2 Height	75 cm
Package 2 width	60 cm
Package 2 Length	80 cm

## Offer Sustainability

Sustainable offer status	Green Premium product
REACH Regulation	<a href="#">REACH Declaration</a>
EU RoHS Directive	Pro-active compliance (Product out of EU RoHS legal scope) <a href="#">EU RoHS Declaration</a>
Mercury free	Yes
RoHS exemption information	<a href="#">Yes</a>
China RoHS Regulation	<a href="#">China RoHS declaration</a>
Environmental Disclosure	<a href="#">Product Environmental Profile</a>
Circularity Profile	<a href="#">End of Life Information</a>
WEEE	The product must be disposed on European Union markets following specific waste collection and never end up in rubbish bins
California proposition 65	WARNING: This product can expose you to chemicals including: Lead and lead compounds, which is known to the State of California to cause cancer and birth defects or other reproductive harm. For more information go to <a href="http://www.P65Warnings.ca.gov">www.P65Warnings.ca.gov</a>
Upgradeability	Upgraded components available

Dimensions

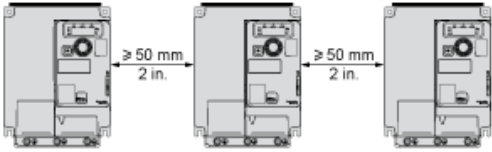
Right View, Front View and Front View with EMC Plate



**Mounting Types**

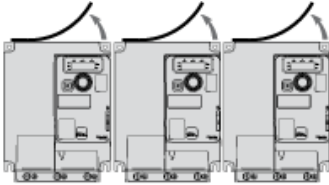
---

**Mounting Type A: Individual with Ventilation Cover**

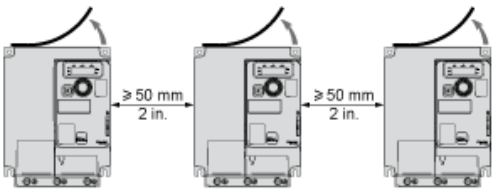


Only Possible at Ambient Temperature Less or Equal to 50 °C (122 °F)

**Mounting Type B: Side by Side, Ventilation Cover Removed**



**Mounting Type C: Individual, Ventilation Cover Removed**

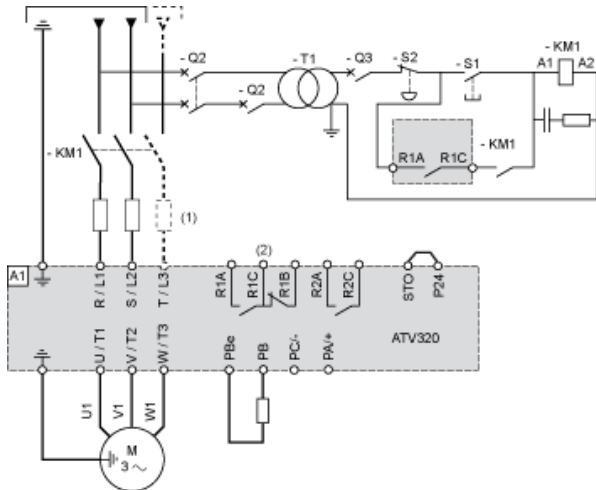


For Operation at Ambient Temperature Above 50 °C (122 °F)

**Connection Diagrams**

**Diagram with Line Contactor**

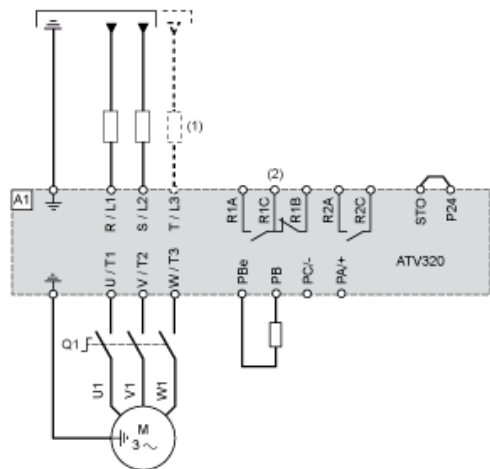
Connection diagrams conforming to standards ISO13849 category 1 and IEC/EN 61508 capacity SIL1, stopping category 0 in accordance with standard IEC/EN 60204-1.



- (1) Line choke (if used)
- (2) Fault relay contacts, for remote signaling of drive status

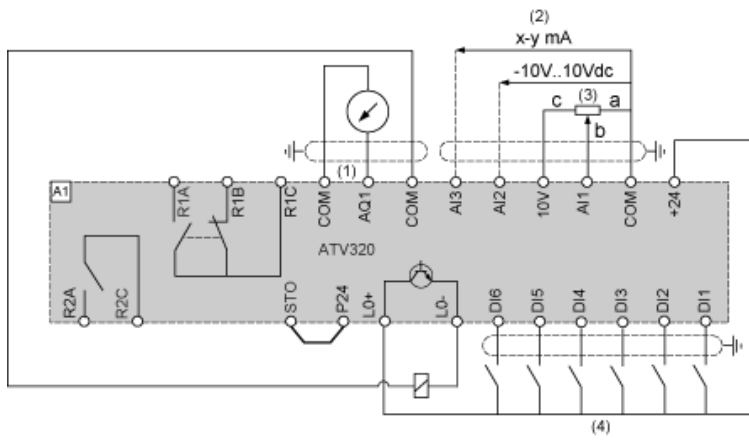
**Diagram with Switch Disconnect**

Connection diagrams conforming to standards EN 954-1 category 1 and IEC/EN 61508 capacity SIL1, stopping category 0 in accordance with standard IEC/EN 60204-1.



- (1) Line choke (if used)
- (2) Fault relay contacts, for remote signaling of drive status

**Control Connection Diagram in Source Mode**



- (1) Analog output
- (2) Analog inputs
- (3) Reference potentiometer (10 kOhm maxi)
- (4) Digital inputs



Digital Inputs Wiring

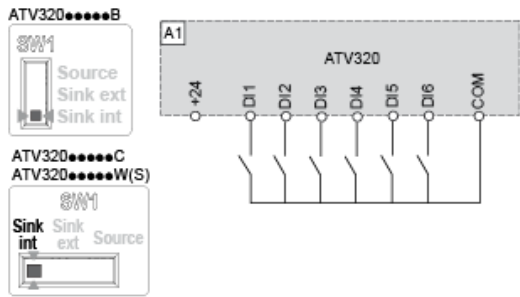
The logic input switch (SW1) is used to adapt the operation of the logic inputs to the technology of the programmable controller outputs. Switch SW1 set to "Source" position and use of the output power supply for the DIs.



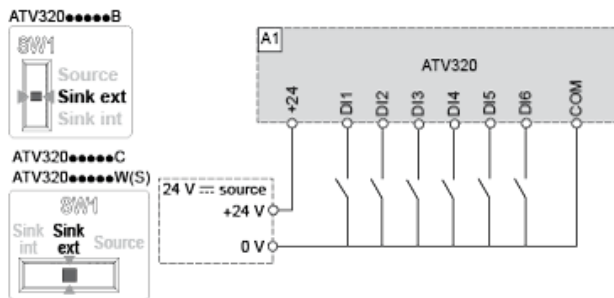
Switch SW1 set to "Source" position and use of an external power supply for the DIs.



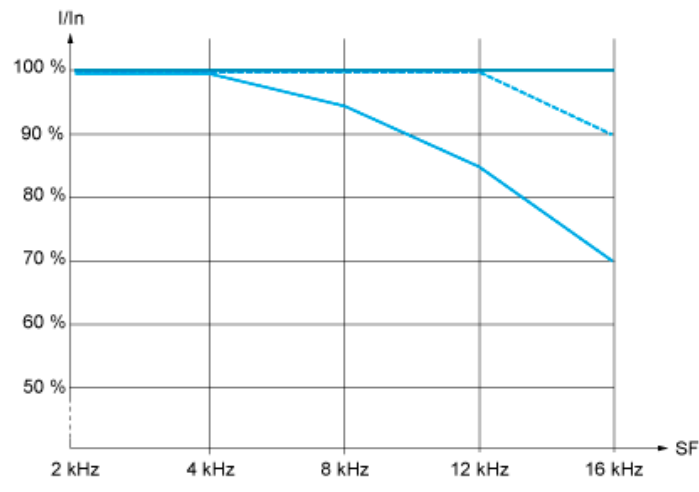
Switch SW1 set to "Sink Int" position and use of the output power supply for the DIs.



Switch SW1 set to "Sink Ext" position and use of an external power supply for the DIs.



Derating Curves



- 40 °C (104 °F) - Mounting type A, B and C
  - ..... 50 °C (122 °F) - Mounting type A, B and C
  - 60 °C (140 °F) - Mounting type B and C
- In :** Nominal Drive Current  
**SF :** Switching Frequency