

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



**Diseño de sistema de manipulación, suministro y armado de  
corrugados para aplicaciones industriales.**

Trabajo de graduación presentado por Ricardo Enrique Galindo Porta  
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala,

2019





Diseño de sistema de manipulación, suministro y armado de  
corrugados para aplicaciones industriales.



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



**Diseño de sistema de manipulación, suministro y armado de  
corrugados para aplicaciones industriales.**

Trabajo de graduación presentado por Ricardo Enrique Galindo Porta  
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala,

2019



Vo.Bo.:

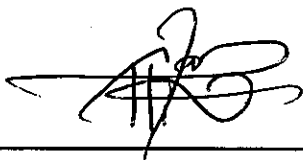
(f)   
\_\_\_\_\_

Ing. Otto Girón

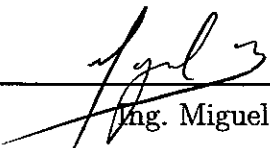
Tribunal Examinador:

(f)   
\_\_\_\_\_

Ing. Otto Girón

(f)   
\_\_\_\_\_

MSc. Carlos Esquit

(f)   
\_\_\_\_\_

Ing. Miguel Zea

Fecha de aprobación: Guatemala, 7 de Diciembre de 2018. '



A partir del año 2016 la Universidad del Valle de Guatemala asumió el cargo del diseño de una máquina empacadora para ser implementada en una planta de productos agroquímicos en Guatemala. El proyecto ha tenido tres fases hasta el momento, siendo esta la fase III del seguimiento del proyecto.

La primera fase fue la encargada de proponer el diseño y funcionamiento de la máquina por medio de los requerimientos de diseño que la industria indicó. Se tomaron en cuenta las dimensiones de cajas, pesos de los productos a empacar y las velocidades deseadas para operar. La máquina propuesta era capaz de empacar envases PET de distintos pesos y tamaños. Los esfuerzos de la fase I fueron diagnosticados por la fase II para asegurar el funcionamiento y proponer mejoras en el diseño. Estos fueron los encargados de entregar a la fase III el manual de implementación de la propuesta final. Todos los análisis y resultados propuestos por los equipos se hicieron por medio de conocimientos y metodologías de diseño mecánico e implementaciones de circuitería electrónica.

Debido a sucesos dentro de la empresa agroquímica, el proyecto fue descartado y se indicó que no se realizaría. La empresa mostró una nueva necesidad en otra línea de producción pero con otros tipos de productos, en este caso eran bolsas tipo pouch de diferentes tamaños y pesos. La fase III en el 2018 asume el reto de diseño de esta nueva máquina, sin embargo la empresa no proporcionó especificaciones de diseño ni operación por lo que la premisa nueva de la fase III es validar un diseño funcional genérico el cual realice el proceso de empacado de bolsas en cajas corrugadas.



<b>Prefacio</b>	<b>v</b>
<b>Lista de figuras</b>	<b>x</b>
<b>Lista de cuadros</b>	<b>xI</b>
<b>Resumen</b>	<b>xIII</b>
<b>Abstract</b>	<b>xv</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2. Antecedentes</b>	<b>3</b>
<b>3. Justificación</b>	<b>5</b>
<b>4. Objetivos</b>	<b>7</b>
4.1. Objetivo general . . . . .	7
4.2. Objetivos específicos . . . . .	7
<b>5. Alcance</b>	<b>9</b>
<b>6. Marco teórico</b>	<b>11</b>
6.1. Agroindustria . . . . .	11
6.2. Embalaje . . . . .	11
6.3. Sistemas mecánicos . . . . .	12
6.3.1. Eje . . . . .	13
6.3.2. Cojinetes . . . . .	15
6.3.3. Bujes . . . . .	17
6.3.4. Soldadura . . . . .	20
6.3.5. Estructura . . . . .	21
6.3.6. Elementos roscados . . . . .	22
6.3.7. Sistemas neumáticos . . . . .	26

<b>7. Metodología</b>	<b>29</b>
7.1. Método de diseño . . . . .	29
7.2. Identificación de la necesidad . . . . .	30
7.3. Investigación preliminar . . . . .	30
7.4. Planteamiento del objetivo . . . . .	32
7.5. Especificaciones de desempeño . . . . .	32
7.6. Ideación e invención . . . . .	33
7.6.1. Módulo de entrega de cajas . . . . .	33
7.6.2. Tornillo de potencia . . . . .	34
7.6.3. Armador neumático . . . . .	38
7.6.4. Sistema de armado . . . . .	42
7.6.5. Banda transportadora . . . . .	47
7.7. Análisis . . . . .	48
7.8. Diseño detallado . . . . .	48
<b>8. Conclusiones</b>	<b>51</b>
<b>9. Recomendaciones</b>	<b>53</b>
<b>10. Bibliografía</b>	<b>55</b>
<b>11. Anexos</b>	<b>57</b>
11.1. Geometrías de soldadura . . . . .	57
11.2. Actuadores neumáticos de la marca Festo . . . . .	58
11.3. Especificaciones de banda transportadora "Heavy Duty horizontal Belt Conveyor" de la marca Hytrol . . . . .	59
11.4. Manual de usuario Case Supplier 1.0 . . . . .	62

---

## Lista de figuras

---

1.	Límites para el factor de seguridad según requerimientos de diseño . . . . .	17
2.	Diagrama p-v de condiciones de operación. . . . .	18
3.	Factor de carga . . . . .	19
4.	Factor de velocidad . . . . .	19
5.	Factor de temperatura . . . . .	19
6.	Factor de rugosidad de superficie . . . . .	20
7.	Tipos de electrodo con sus propiedades del metal de aporte . . . . .	21
8.	Vigas a flexión . . . . .	21
9.	Partes de una rosca . . . . .	22
10.	Rosca cuadrada . . . . .	23
11.	Esquema de sistema neumático real . . . . .	26
12.	Casos de aplicación de una ventosa. . . . .	27
13.	Cilindros neumáticos de la marca Festo. . . . .	27
14.	Casos de pandeo para factor de corrección de montaje $L_k$ . . . . .	28
15.	Gebo Cermex Empacadora [12]. . . . .	31
16.	Sistema de armado y suministro de cajas fase II. . . . .	32
17.	Propuesta de diseño de entrega de cajas. . . . .	33
18.	Resultados de deflexión por medio de análisis nodal en Autodesk Inventor . . . . .	36
19.	Soldadura estructura de tolba de cajas . . . . .	36
20.	Soldadura de sujeción para base de tornillo de transmisión de potencia. . . . .	37
21.	Cilindro de movimiento lineal para cajas con montaje incorporado . . . . .	37
22.	Render de pines de sujeción de paredes laterales de los corrugados. . . . .	38
23.	Render de sistema de armado de cajas de la nueva propuesta. . . . .	38
24.	Primera propuesta de sistema de armado. . . . .	39
25.	Resultados de análisis nodal sobre propuesta de carril de movimiento lineal de cabezal. . . . .	39
26.	Nueva propuesta de diseño para cabezal de sujeción . . . . .	40
27.	Render de ventosa estándar Festo. . . . .	41
28.	Resultados de deflexión de análisis nodal en estructura del sistema . . . . .	42
29.	Render de sistema de armado de solapas de caja. . . . .	43
30.	Varillas de doblador de corrugado. . . . .	43
31.	Sistema de patada para armado de solapa trasera. . . . .	44

32.	Sistema de armado cilindro-viga para realizar patada de armado de solapa trasera. . . . .	44
33.	Diagrama de corte y momento del eje a diseñar. . . . .	44
34.	Render de sistema de sujeción pernadas de varillas. . . . .	45
35.	Render de articulación de patada . . . . .	46
36.	Render de accesorio para unión de articulación de patada con cilindro neumático. . . . .	46
37.	Render de sistema completo con módulos de operación ensamblados y posicionados. . . . .	49
38.	Tabla 9-2 de Shigley, soldaduras a flexión. . . . .	57
39.	Cuadro de actuadores lineales por diámetro del pistón y capacidades de fuerza lineal. . . . .	58
40.	Diagrama de fuerzas sobre un actuador lineal festo. . . . .	58
41.	Catálogo de ventosas con su fuerza de agarre respectiva. . . . .	59

---

## Lista de cuadros

---

1.	Fuentes de información de diseños a tomar en cuenta. . . . .	31
2.	Matriz de decisión. . . . .	31
3.	Datos de diseño de tornillo de potencia . . . . .	34
4.	Constantes y datos para cálculo de vida útil de cojinetes . . . . .	35
5.	Listado de pesos y partes del sistema. . . . .	35
6.	Masas y pesos de sistema de varillas para cabezal neumático . . . . .	40
7.	Factores de seguridad de pernos . . . . .	42
8.	Resultados de teorías de diseño de ejes . . . . .	45
9.	Listado de pesos y partes del sistema de unión para varillas . . . . .	45
10.	Resultados de factor de seguridad de pernos sobre sistema de varillas . . . . .	46
11.	Especificaciones de tamaño de banda en pies para selección por catálogo. . . . .	48



La Universidad del Valle de Guatemala fue la encargada de realizar el diseño e implementación de una máquina empacadora de productos agroquímicos para una empresa privada. Para poder lograr esto se requirió de un grupo de estudiantes de ingeniería electrónica y mecatrónica para realizar el proceso de diseño y funcionamiento de la máquina.

La máquina debía ser capaz de acoplarse a una línea de producción ya existente, la cual entrega producto final en presentaciones de bolsa pouch, recibir este producto y empacarlo de manera automática, realizando los operarios funciones mínimas para el ajuste de presentaciones. La empresa privada está interesada en la máquina ya que se pretende mejorar el proceso de empaqueo que actualmente se realiza con operarios y también mejorar los parámetros de manejo y calidad del embalaje del producto por medio de la estandarización y automatización de este.

La máquina se subdivide por módulos de operación, comenzando con el ajuste del corrugado hasta el sello de una caja. El módulo discutido en el siguiente documento, explica como se logró mejorar la autonomía y funcionamiento de la entrega de corrugados vacíos a la línea principal por medio de sistemas neumáticos en sus múltiples etapas para que la máquina funcionara lo más autónomamente posible. Se mejoró así el proceso de cambio de presentación por medio de una propuesta de tolva de corrugados accionada por tornillo sin fin, así como el ajuste de armado por medio de un cabezal de varillas de acero que permiten el ajuste de presentación por medio de ventosas. Todos los sistemas mecánicos fueron validados y diseñados para poder resistir cargas y esfuerzos, haciendo uso de catálogos de proveedores y metodología de diseño del libro de *Shigley*[1] en donde se describe detalladamente los factores de diseño y el proceso a realizar por cada elemento. Estos son presentados en sus renders CAD diseñados en autodesk Inventor.

Debido a la falta de información proveída por la empresa sobre los productos a empacar y sus dimensiones de embalaje, se ha realizado un sistema con amplio rango de operación con múltiples supuestos sobre las dimensiones reales del producto. Aunque se plantea una solución adecuada y automatizada, se recomienda posteriormente diseñar a detalle específicamente para estos productos. Es decir, mejorar la metodología de diseño y validación por medio de las especificaciones y requerimientos reales de la empresa productora.



In the field of mechatronics, automation on industrial processes is one branch that is emerging and growing up fast. Industries nowadays are searching the reduction of costs and improvement of efficiency by buying or building mechatronical systems. Automation can be done on many field and in many parts of an assembly line. The system to be analyzes is a proposal for an agrochemical plant to perform a faster packaging on the end of its assembly line. Research show a machine with the purpose of receiving plane corrugates and assemble them to be delivered to the main line. The solutions is presented on CAD formats which show and explains how various mechanical, pneumatic and power transmission systems are assembled in order to perform the algorithm of assembling a corrugate. Validation of a mechanical system is performed by finite element analysis by submitting the main structure frames to a nodal analysis in which deflection of the materials is caused by virtual simulation of bending and shearing stress along the systems. Techniques of analyzing systems on *Autodesk Inventor* are applied on the field and were helpful to reach a validated machine. Power transmission systems were validated and designed by Shigley's **c1** algorithms which involve several stress analysis to conclude on a mechanical system capable of performing and supporting its own requirements.



La automatización de procesos en Guatemala es una solución para mejorar la eficiencia de la producción de una planta. En Guatemala existen muchas industrias las cuales realizan sus procesos con mano de obra humana, creando así retrasos en el proceso e inconsistencia de producción.

Entre estos procesos, uno de los más comunes es el sistema de embalaje y empaclado de producto final en cajas. El sistema de embalaje de una industria dedicada a productos agroquímicos actualmente posee tres operarios los cuales son los encargados de recibir el producto terminado, empacarlo en caja y sellarlo para ser enviado. La línea es capaz de tener cambios de presentación lo cual repercute en los tiempos de producción de la línea ya que se realizan múltiples operaciones para hacer el cambio.

En el siguiente documento se plantea la necesidad, el diseño y los resultados en diseños CAD de una máquina encargada del sistema de entrega de corrugados y doblés de estos para poder ser entregados a la línea y así continuar el proceso de empaclado de presentaciones de agroquímicos los cuales vienen en presentación de bolsas pouch. Se presenta la metodología de diseño en ámbito ingenieril para poder plantear los objetivos de operación y requerimientos de diseño. El sistema es validado por medio de teoría del diseño mecánico por medio de análisis de esfuerzos y procesos de diseño de sistemas de transmisión de potencia y movimiento. La finalidad de la máquina es la automatización del proceso de embalaje para poder mejorar la eficiencia de la línea de producción.



En el año 2015 el departamento de ingeniería mecatrónica y electrónica asumieron el reto de analizar, diseñar y mejorar una línea de producción de una industria dedicada a la fabricación de productos agroquímicos, específicamente el empaçado y embalado de productos terminados en presentación de botella PET. Como primer paso, se volvió necesario el administrar las tareas específicas en módulos de operación con el fin de dedicar los esfuerzos a actividades definidas por cada uno de estos. Los resultados de este equipo cesaron en el 2016, presentando un diseño final en formatos CAD. El siguiente equipo llamado fase 2, asumió la responsabilidad de perfeccionar el diseño y preparar la construcción. Desafortunadamente, la empresa interesada en el desarrollo tuvo cambios internos los cuales resultaron en el cambio del enfoque del proyecto. El nuevo reto tiene el mismo objetivo central pero ahora el producto terminal tiene presentación de bolsa pouch.

Previo a diseñar la máquina empacadora, es imprescindible realizar un análisis exhaustivo de los diseños presentados por el equipo que presentó la fase 2 de la máquina empacadora. Entre los resultados presentados, este documento se centra específicamente al módulo que se encarga del armado de cajas y del suministro de las mismas. El diseño pasado planteaba resolver el armado por medio de una tolva de cajas, la cual fuera capaz de suplir de un corrugado plano hacia el módulo armador. El módulo armador consiste en dos cilindros neumáticos, uno con la función de armar la caja y otro para doblar las solapas de la parte inferior del corrugado utilizando un carril de dos varillas. En este documento se profundiza los análisis de diseño mecánico, funcionamiento, neumática, planteamiento de la solución, entre otras proponiendo mejoras o cambios a lo largo del módulo entero.

Puede encontrarse un trabajo similar en [1] o bien [2]



Cuando se trabaja en líneas de producción industriales, siempre se buscará como volver más eficiente nuestro proceso de fabricación. El proceso comienza desde la recepción de una materia prima, hasta el empaqueo de un producto terminado, por lo que hay un rango amplio para mejorar el proceso. En un proceso de fabricación existe una limitación por el factor humano, no se puede exigir que un humano maquine a la velocidad de una máquina, por lo que se opta muchas veces por automatizar un proceso por medio de una máquina de operación específica. Se debe de entender que volver más eficiente un proceso es necesario para cualquier industria para poder obtener mejores rendimientos de producción y de ventas. Las empresas buscan siempre la mejora en sus procesos definiendo su eficiencia de diferentes maneras, en donde se pudiera llegar a rangos de operación, producción y calidad adecuados para liberación de sus productos. En este caso se busca automatizar un proceso de empaqueo que requiere de tres operarios trabajando a la vez, que se verá sustituido por una máquina encargada del mismo, con la finalidad de reducir la carga para un operario y estandarizar el manejo del producto terminado. La máquina como tal debe de calibrarse para trabajar a ciertas velocidades, sabiendo esto se vuelve muy necesario crear un módulo completo que pueda proveer y administrar la entrada de material de empaque y estar regulada a la velocidad de maquinado. Este módulo es el de armador y dispensador de cajas continuo a discutirse en el documento.

Previo se mencionó que un producto se empaeca utilizando cajas de cartón u otro material pertinente para proteger la calidad e integridad del mismo. Esto quiere decir que en todo momento se debe de contar con material de empaque y cajas armadas al principio del proceso de empaqueo. El módulo de armador y dispensador de cajas es indispensable para suplir esta necesidad ya que es el que provee de materia prima que será utilizada a lo largo de todos los módulos de la máquina. Esta es el “corazón” del sistema el cual da la pauta si el proceso está listo o no para comenzarse a empaocar. En coordinación constante con la línea de producción, este módulo nos asegura una elevación en el porcentaje de eficiencia porque nos asegura el constante suministro de material de empaque.



### 4.1. Objetivo general

Realizar un diseño funcional de una máquina armadora y dispensadora de cajas capaz de ensamblar cajas de diversos tamaños y unirse a una línea de empaclado.

### 4.2. Objetivos específicos

- Diseñar y realizar un análisis completo en los sistemas de transmisión de potencia a implementarse en la máquina.
- Analizar los esfuerzos a lo largo de la estructura de sujeción de la máquina para la elección de materiales de la estructura y elección de elementos de sujeción disponibles en el mercado.
- Indicar las especificaciones y seleccionar actuadores que estén disponibles en el mercado.
- Determinar un número de entradas y salidas electrónicas que permitan la mayor autonomía posible del módulo las cuales determinarán la cantidad y tipo de sensores a utilizarse.
- Elaborar un manual de ensamblaje, mantenimiento y operación de la máquina empacladora en donde se estipulen todas las actividades necesarias para asegurar el funcionamiento correcto de la máquina.



## CAPÍTULO 5

---

### Alcance

---

Con el diseño propuesto de esta máquina se pretende dar una solución de automatización para empacado de cajas específicamente diseñado para una empresa agroquímica. Esta puede ser sujeta a cambios y diagnóstico de desempeño y funcionalidad.

El diseño final y los entregables denotan los resultados de análisis de elementos mecánicos para validar el sistema. La finalidad del trabajo es la de plantear la solución al problema de empacado en una línea de producción por medio de un prototipado en diseños CAD y manuales de operación.



### 6.1. Agroindustria

La industria agroquímica es la encargada de manufacturar productos químicos los cuales su propósito son el de optimizar los procesos agrícolas. Entre estos se encuentran los plaguicidas, insecticidas y demás. Este sector al igual que la mayoría de la industria ha requerido de la administración de sus operaciones para poder alcanzar sus objetivos de manera más eficiente y dinámica, definiendo así sus procesos productivos.[3]

Un sistema de producción consiste en insumos, procesos, productos y flujos de información que lo conectan con un cliente y el ambiente externo. Entre los insumos, se incluye el recurso humano, materiales, equipo, capital y todo aquello que se requiera para poder ejecutar un proceso productivo.

En una línea de producción, generalmente se cuenta con una línea de empaque para poder manipular, transportar o inclusive proteger productos terminados por medio de la aislación del mismo por medio de una envoltura, accesorio u otro elemento de conservación la cual asegure la calidad de estos. Usualmente estos procesos de empaque son ejecutados por el mismo personal de una planta. Para este tipo de industria se vuelve peligroso e ineficiente el tener el contacto humano directamente con los productos, por lo que se han planteado múltiples soluciones industriales y comerciales para poder solventar este problema.

### 6.2. Embalaje

El embalaje es una forma de empaque que envuelve, contiene y protege a los productos envasados para mejorar y facilitar las condiciones de manejo y transporte de estos para ser comercializados.

El tipo de embalaje es dependiente de las necesidades y especificaciones del producto

envasado. El histórico del envasado de los productos agroquímicos es el plástico PET o inclusive ya el uso de bolsas "pouch" para la protección de sus productos terminados. Estos envases que se utilizan para estar en contacto con el producto terminado se conocen como empaques primarios, los empaques que sirven para la distribución y comercialización de estos se conocen como empaques secundarios. Los empaques secundarios son los encargados de proteger a los productos y el de facilitar el almacenaje de los mismos.

Entre los materiales más populares para fabricación de empaques secundarios se encuentra el cartón corrugado. El cartón corrugado es una combinación de papel tipo *liner* y de papel medium o flauta. Este ha sido utilizado mayormente para la fabricación de cajas para el transporte de productos. Actualmente hay cuatro tipos de cartón corrugado para envases y embalajes:

1. Corrugado de una cara.
2. Corrugado sencillo.
3. Doble corrugado.
4. Triple corrugado.

## Caja

Entre los diferentes tipos de cajas podemos mencionar la caja de solapas americana. Esta consta de solo una pieza con solapas inferiores y superiores. Este tipo de caja es uno de los más populares y servirá de referencia para la metodología de armado de cajas.

Aunque parezca muy común la estructura de una caja, es importante definir a este nivel la topología que se usará para validar las operaciones a usarse en el armado de esta. Una caja posee dos caras principales que son la posterior y frontal, dos laterales y una cubierta formada por solapas las cuales están articuladas a los laterales y principales.[4]

### 6.3. Sistemas mecánicos

A lo largo de la historia el humano ha intentado realizar trabajos que parecen ser imposibles, para poder facilitar esto se han creado las máquinas. En este caso vemos que el proceso de armado y embalaje de una línea se ve afectado por el contacto humano, por lo que ha llegado la necesidad de implementar un sistema automático para volver más eficiente la producción.

Para la construcción de una máquina se ha requerido de la elección de elementos mecánicos los cuales proveen diferentes funciones para el armado de una caja. Entre estos podemos mencionar los aquellos que proveen transmisión de potencia y movimiento circular, como lo son los ejes y engranajes. Estos sistemas generalmente van montado en cojinetes y bujes para tener un soporte, así también para garantizar estas funciones se puede diseñar cuñas.

En la mayoría de los casos en las máquinas industriales se ve la necesidad de crear una estructura de sujeción por medio de vigas de acero u otro material el cual sea capaz de

sostener y asegurar que los elementos en movimiento y otros tengan un soporte adecuado. Las vigas entre si se incorporan por medio de soldaduras o pernos. Las laminas metálicas han sido de gran utilidad para crear estructuras para sostener elementos como motores u otros los cuales tienen la responsabilidad del funcionamiento de una máquina.

Así mismo como se han creado estos elementos mecánicos, la teoría de diseño ha respaldado estos elementos por medio de cálculos de momentos torsionantes, esfuerzos de flexión los cuales provocados por las fuerzas creadas por los elementos de potencia. Estos esfuerzos tienen mucha influencia en la decisión de los materiales a utilizar, ya que, según la situación en que se encuentre cada elemento se tendrá que seleccionar materiales los cuales sean resistentes a las fuerzas involucradas en este.[1]

### 6.3.1. Eje

Una eje es un elemento rotatorio, por lo general de geometría circular, que se utiliza para transmitir potencia o movimiento. [1]

La configuración de un eje depende directamente de los elementos que estarán montados sobre este, digamos un tren de engranajes o inclusive un elemento excéntrico sobre este mismo los cuales vayan a provocar esfuerzos de flexión, torcionantes y/o fuerzas cortantes. Los puntos en donde van los elementos son muy fácilmente identificados por medio de uso de hombros o resaltos en la geometría del eje.[1]

En la mayoría de los casos los ejes tienen la función principal de transmitir potencia por medio de movimiento, es por esto que las dimensiones de este deben poder soportar los esfuerzos a torsión que la misma configuración y elementos provocan sobre el mismo. Por lo anterior se hace útil el uso de:

- Cuñas
- Ejes estriados
- Tornillos de fijación

### Diseño de un eje

Las fuerzas axiales actuantes en un eje generalmente son insignificantes a comparación de las fuerzas torcionantes y de flexión que actúan sobre este. En términos generales los esfuerzos fluctuantes debido a la torsión y flexión están dados por:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I}$$
$$\sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I}$$
$$\tau_a = K_f s \frac{T_a c}{J}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J}$$

Donde  $M_m$  y  $M_a$  son momentos flexionantes medio y alternante,  $T_m$  y  $T_a$  son los pares de torsión medios y alternantes y  $K_f$  y  $K_{fs}$  son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y torsión.

Para el análisis de esfuerzos sobre un eje, se deben transformar los esfuerzos principales en los esfuerzos de Von Mises alternantes y medios. Las fórmulas que resultan de cada teoría de falla diferente (*ED-Goodman*, *ED-Gerber*, *ED Asme Elíptica*, *ED-Soderberg*) toman en cuenta las siguientes simplificaciones para poderse plantear:

1. Los ejes serán sólidos con sección transversal circular, esto para indicar los términos J, I y c correctos para esta geometría.
2. Los factores de concentración del esfuerzo se consideran opcionales para los componentes medios con materiales dúctiles.

Con estas simplificaciones y con la sustitución de los esfuerzos de Von Mises respectivos para cada teoría de falla obtenemos las siguientes ecuaciones:

*ED-Goodman*

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right] \quad (1)$$

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left[ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right] \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

*ED-Gerber*

$$\frac{1}{n} = \frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left[ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right] \quad (3)$$

$$d = \left( \frac{8nA}{\pi S_e} \left[ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right] \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

donde:

$$A = \sqrt[2]{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2}$$

$$B = \sqrt[2]{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2}$$

*ED-ASME elíptica-n*

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left( 4 \left( \frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left( \frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left( \frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left( 4 \left( \frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left( \frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left( \frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_f s T_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{yt}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_f s T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right] \quad (7)$$

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left[ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_f s T_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{yt}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_f s T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right] \right)^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

El método a aplicar es criterio del diseñador. Unos resultan ser más conservadores que otros y se van apegando a las necesidades del producto. Es importante saber que el diseñador debe de enfocarse en la *ubicación crítica* del eje para el diseño de este. Esta ubicación es donde se encuentra la mayor concentración de esfuerzos y el punto de partida para la decisión de geometría del eje. A partir de este se calculan los hombros del eje con un factor de 75 % por caja cambio de diametro que se de.

Previamente se discutió que en el diseño de un eje prácticamente se despreciaban las fuerzas axiales que actúan sobre este. En el ámbito de diseño mecánico se crearon dispositivos de sujeción para montaje de ejes y piezas en movimiento rotacional llamadas cojinetes, los cuales han sido una gran herramienta a lo largo del histórico de sistemas mecánicos.

### 6.3.2. Cojinetes

La mayoría de los cojinetes, popularmente llamados rodamientos, consisten de anillos con pistas, elementos rodantes y jaula. La jaula separa a los elementos rodantes de maneras iguales, los mantiene en su lugar entre la pista interna y externa y les permite girar libremente.[1]

Los rodamientos pueden ser clasificados en dos categorías principales: de bolas y de rodillos. Esto dependiendo de la geometría de sus elementos rodantes. Además de esto también pueden ser clasificados por el tipo de carga que soportan: axiales o radiales.

Las condiciones y ambiente de operación son parte fundamental del funcionamiento de un rodamiento, sabiendo en que ámbito industrial y en que aplicación estarán presente van a dar la pauta para la elección correcta de los mismos. La configuración de los rodamientos también puede ser elegida por la aplicación de estos o, de la manera más adecuada, por el tipo de fuerza que soporta. Estos se pueden ver en el *Anexo* en la Tabla 2.2 del catálogo NTN.

Con lo anterior se procede al proceso de diseño indicado en el catálogo.

### Vida nominal

La vida nominal básica se basa en un modelo estadístico al 90 % que se expresa como el número total de revoluciones que el 90 % de los rodamientos de un grupo idéntico, sometidos a iguales condiciones de operación, alcanzará o sobrepasará antes de que ocurra un descascarillado por fatiga del metal. Esta está dada por:

$$L_{10hl} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3 \quad (9)$$

Donde:

- $n$  = velocidad en rpm
- $C_r$  = capacidad básica de carga dinámica para rodamientos radiales.
- $P_r$  = carga dinámica equivalente para rodamientos radiales.

$C_r$  es un valor específico del cojinete a seleccionar. Este se encuentra en el listado del catálogo y servirá para la verificación de nuestro diseño.

$P_r$  es la carga hipotética que actúa en el centro del rodamiento y que permite que tenga la misma vida útil que si estuviera solamente radial o axialmente cargado. Esta está definida como:

$$P_r = XF_r + YF_a \quad (10)$$

Donde:

- $F_r$  = fuerza radial
- $X$  = Factor de carga radial
- $F_a$  = Fuerza axial aplicada
- $Y$  = factor de carga axial

$X$  &  $Y$  son listados en la tabla de rodamientos. Pragmáticamente y por temas de seguridad se tomará estos como un valor constante de 1.5.

Generalmente la carga estática equivalente que puede ser permitida es limitada por la capacidad básica de carga estática. Para poder verificar la carga estática admisible se hace útil el factor de seguridad. Este está definido por:

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} \quad (11)$$

Según las necesidades del diseñador, se puede tomar de referencia este valor para la aceptación o rechazo del cojinete.

Condiciones de operación	Rodillos de bolas	Rodillos de rodillos
Requerimiento de alta precisión rotacional	2	3
Requerimiento de precisión rotacional normal (Aplicación universal)	1	1.5
Permite ligero deterioro de la precisión rotacional (Baja velocidad, altas cargas, etc.)	0.5	1

Figura 1: Límites para el factor de seguridad según requerimientos de diseño

### 6.3.3. Bujes

Un buje, como se le conoce coloquialmente en Guatemala, es un tipo de rodamiento plano el cual se utiliza para aguantar grandes cargas a rotaciones relativamente bajas. Estos tienen un grosor relativamente pequeño comparado con los rodamientos descritos en la sección 4.3.2.

Los bujes que no requieren de lubricación constante están fabricados de PTFE (politetrafluoroetileno) y son de gran utilidad debido a su poca necesidad de mantenimiento. Así como la mayoría de elementos mecánicos existen procesos estándar para el diseño de estos. En este caso repasaremos el proceso descrito por la marca SKF. [5]

#### Elección del tamaño

Para poder conocer los valores de carga y las especificaciones de desempeño de un buje, es necesario conocer la aplicación y el diámetro nominal al cual será aplicado este. A partir de esto, se selecciona un buje con el tamaño deseado de tablas y se obtendrá a partir de este los valores de carga  $C$  y  $C_o$ .

#### Determinar la carga específica

La carga específica se puede calcular con la ecuación:

$$P = K \frac{F}{C} \quad (12)$$

Donde:

- $K$  = factor de carga específico (80 N/mm<sup>2</sup> para PTFE)
- $F$  = carga dinámica del buje, kN
- $C$  = carga dinámica básica, kN

#### Determinar la velocidad de deslizamiento

La velocidad de deslizamiento se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$\gamma = 5.82 * 10^{-7} d \beta \quad (13)$$

- d = diámetro de deslizamiento
- f = velocidad rotacional en rpm
- $\beta$  = para rotación completa  $\beta = 360^\circ$

Con los valores de p y v calculados, se podrá consultar en que condición de operación se encontrará el buje

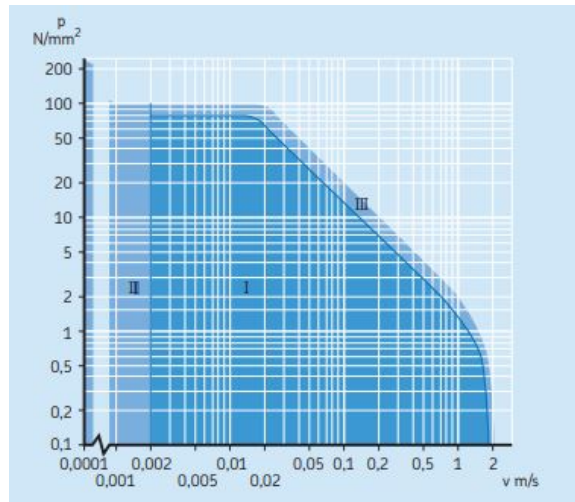


Figura 2: Diagrama p-v de condiciones de operación.

Este diagrama es importante para verificar la validez de las ecuaciones. La sección "segura" es la sección en el área I. En donde las ecuaciones son validas y no se debe de consultar a SKF para validar el diseño.

### Calcular la vida útil

La vida útil para un buje de PTFE se puede encontrar con la siguiente ecuación:

$$G_h = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 \frac{K_M}{(pv)^n} \quad (14)$$

- d = diámetro de deslizamiento
- $C_1$  = factor de carga, Figura 3
- $C_2$  = factor de velocidad, Figura 4
- $C_3$  = factor de temperatura, Figura 5

- $C_4$  = factor de rugosidad de superficie, Figura 6
- $C_5$  = factor de tipo de carga (=1 para cargas estáticas)
- $K_M$  = factor por tipo de buje y material (=480 para PTFE)
- $n = 1$  (Específico para bujes de PTFE)

Los factores  $C_{1-5}$  son valores que son seleccionados por medio de los siguientes diagramas:

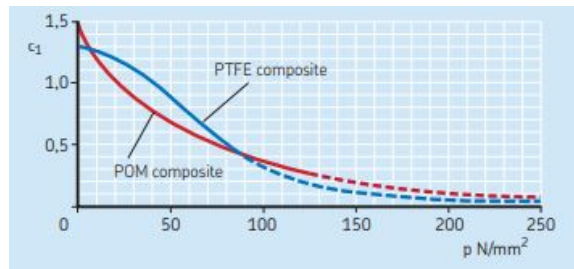


Figura 3: Factor de carga

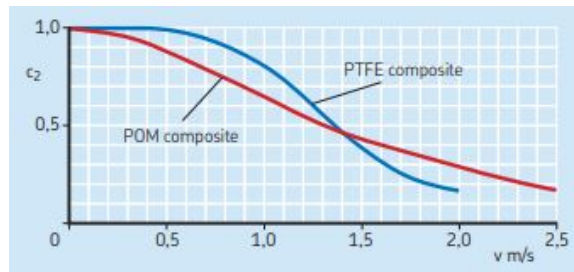


Figura 4: Factor de velocidad

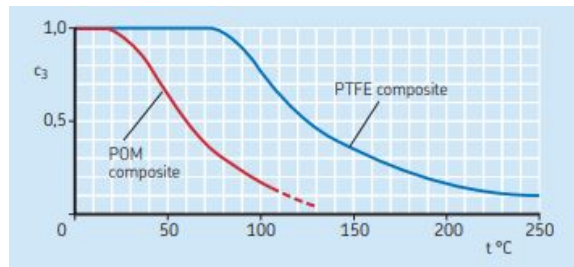


Figura 5: Factor de temperatura

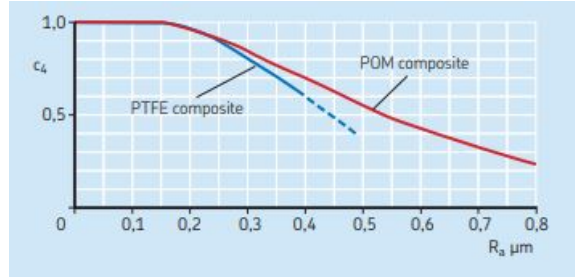


Figura 6: Factor de rugosidad de superficie

### 6.3.4. Soldadura

Un cordón de soldadura proporciona una unión permanente entre dos elementos metálicos. Se vuelve importante el decidir el tipo de soldadura a aplicarse, esto debido a que tenemos que cuidar que las tasas de calentamiento sean adecuadas como para no cambiar las propiedades del metal, esto se ve comunmente en soldaduras convencionales. En soldaduras como los son MIG (gas inerte de metal por sus siglas en inglés) y TIG (gas interte de tugsteno por sus siglas en inglés) podemos obtener mejores acabados en el cordón con temperaturas relativamente más bajas.[6]

Según la geometría y requerimientos de nuestros elementos a unirse, se debe también de calcular la posición de la soldadura. Dependiendo el caso de aplicación, se puede recurrir a una soldadura diferente por ejemplo de filete la cual se utiliza para una unión de elementos perpendiculares. Estas también pueden ser clasificadas como soldaduras a tensión o a torsión. [1]

Para poder calcular la geometría y tipo de soldadura se procede a hacer un análisis de esfuerzos pertinentes, estos para cada uno de los casos que existen de estos.

*Esfuerzo Axial*

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad (15)$$

*Esfuerzo Cortante de Filete en Paralelo*

$$\tau = \frac{1.414F}{hl} \quad (16)$$

Donde: h = Espesor de garganta; F = Fuerza aplicada; l = Largo de soldadura

En los casos donde el cordón está expuestos a esfuerzos torsionantes, se debe de tomar en cuenta que hay presencia de un esfuerzo primario provocado por el momento externo y otro secundario provocado por el soporte donde se encuentra sujeta la soldadura. En casos de flexión aparecen esfuerzos cortantes a lo largo del área de la soldadura y otro provocado por el momento que genera la inercia de la soldadura.

*Esfuerzo a Flexión o Torsión Primario*

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (17)$$

Donde:  $V$  = Esfuerzo Cortante;  $A$  = Área total de la garganta;

*Esfuerzo a Flexión o Torsión Secundario*

$$\tau'' = \frac{Mr}{J} \quad (18)$$

Donde:  $M$  = Momento aplicado;  $r$  = Distancia al Centroide;  $J$  = Segundo Momento polar de Inercia

Los valores de  $I$  y  $J$  son calculados según la tabla mostrada en e AnexoB38 la cual muestra, según la geometría y caso de esfuerzo que se encuentra el cordón, las fórmulas correspondientes a estos.

A continuación, después de haber seleccionado el tipo y posición del cordón, se procede a elegir el electrodo a utilizar, cada electrodo entrega diferentes valores de resistencia. Es crucial saber los materiales a unirse ya que el mismo electrodo posee materiales de aporte a la soldadura, estos deben de ser compatibles con los elementos a unirse. Estos pueden verificarse en la Figura 7.

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Figura 7: Tipos de electrodo con sus propiedades del metal de aporte

### 6.3.5. Estructura

Para poder hacer análisis de estructuras de manera más eficiente, los ingenieros han recurrido a métodos numéricos para facilitar los cálculos. Este tipo de análisis se le conoce como el análisis de elementos finitos.

En este caso profundizaremos en el caso de una viga. Las vigas son bastante útiles para diferentes aplicaciones ingenieriles, entre las cuales existen las estructuras. La viga es un elemento estructural el cual tiene la característica que sus dimensiones de seccionales son relativamente más pequeñas que su largo. Las vigas por lo general están sujetas a fuerzas transversales las cuales crean casos de flexión a lo largo de todo el elemento.8

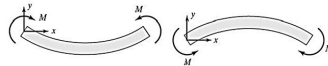


Figura 8: Vigas a flexión

Los análisis nodales y de fuerzas son computados por softwares capaces de realizar cálculos con teorías de elementos finitos. Uno de estos es ANSYS el cual es una plataforma computacional capaz de simular casos ingenieriles para pruebas previas antes de prototipaje. Los

análisis no serán profundizados en este documento, estos pueden ser consultados en el libro *Finite element analysis: theory and application with ANSYS 3rd. Edition* en el capítulo 4. [7]

Por fines prácticos partiremos de la teoría de elementos finitos en la cual simulamos los elementos por medio de nodos y geometrías básicas para facilitar los cálculos, en donde, por medio de la Ley de Hook

$$F = -k\delta x$$

podemos calcular la deflexión de las vigas haciendo analogía de resortes a los elementos finitos. A partir de análisis nodal para elementos estáticos, se puede obtener la siguiente fórmula:

$$R = [K]U - F \quad (19)$$

en donde:

- R = Matriz de reacciones del sistema
- [K] = Matriz de constantes de los elementos
- U = Matriz de deflexiones
- F = Matriz de fuerzas del sistema

En un análisis nodal podemos llegar a obtener una gran cantidad de nodos, esto dependiendo de las geometrías y otros factores de los elementos estructurales. Es por esto mismo que se recurre a la utilización de softwares para poder realizar cálculos de gran índole.

### 6.3.6. Elementos roscados

Las roscas son la parte fundamental en esta sección. Estas han sido estandarizadas y calculadas por medio de normas internacionales, por ejemplo en la norma métrica se rigen por medio de los estándares impuestos por la ISO. Una rosca tiene elementos estándar independiente de la norma a la que se apegue el diseñador, estas están descritas en la Figura 9

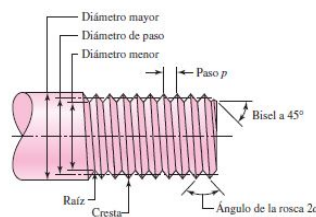


Figura 9: Partes de una rosca

Entre las múltiples roscas descritas por las diferentes normativas, nuestro enfoque analítico se centrará en gran parte en una rosca cuadrada, ya que estas son de gran utilidad y comúnmente utilizadas para tornillos de transmisión de potencia.

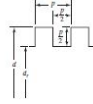


Figura 10: Rosca cuadrada

### Tornillo de transmisión de potencia

Un tornillo de transmisión de potencia es un dispositivo que se utiliza en maquinaria para cambiar el movimiento angular a movimiento lineal y, por lo general, para transmitir potencia. En este tipo de tornillos, deseamos encontrar la expresión del par torsor requerido para elevar la carga y otra para bajarla.

Por medio de un análisis de fuerzas estático sometido en el diente del tornillo, podemos obtener la expresión para elevar la carga

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{1 + \pi f d_m}{\pi d_m - f l} \right) \quad (20)$$

Donde:

- F = suma de todas las fuerzas unitarias axiales que actúan sobre el área normal de la rosca
- $d_m$  = diámetro medio de la rosca
- f = coeficiente de fricción entre
- l = altura del diente

$T_R$  es el par torsor requerido para vencer la fricción de la rosca y elevar la carga y el par torsor para bajar la carga:

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\pi d_m - f l}{1 + \pi f d_m} \right) \quad (21)$$

Cuando se obtiene un par torsos negativo por medio de la ecuación 21 se dice que el tornillo es autobloqueante. Es así entonces que definimos la condición autobloqueante:

$$\pi f d_m > l$$

Lo siguiente será el cálculo de esfuerzos nominales sobre el tornillo.

*Esfuerzo cortante nominal*

$$\tau = \frac{16T}{\pi d_r^3} \quad (22)$$

- T = par torsos

- $d_r$  = diametro menor de rosca

*Esfuerzo de apoyo*

$$\sigma_B = -\frac{2F}{\pi d_m n_t p} \quad (23)$$

*Esfuerzo de apoyo en raíz*

$$\sigma_b = \frac{6F}{\pi d_r n_t p} \quad (24)$$

*Esfuerzo cortante transversal en raíz*

$$\tau = \frac{3F}{\pi d_r n_t p} \quad (25)$$

- $F$  = suma de todas las fuerzas unitarias axiales que actúan sobre el área normal de la rosca
- $d_m$  = diametro medio
- $n_t$  = número de roscas en contacto

Para calcular el esfuerzo de Von Misses el cual involucra los esfuerzos normales y ortogonales con la fórmula:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6((\tau_{xy})^2 + (\tau_{yz})^2 + (\tau_{zx})^2)]^{\frac{1}{2}} \quad (26)$$

$$\sigma_x = \frac{6F}{\pi d_r n_t p}$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\sigma_z = -\frac{4F}{\pi d_r^2}$$

$$\tau_{xy} = 0$$

$$\tau_{yz} = \frac{16T}{\pi d_r^3}$$

$$\tau_{zx} = 0$$

## Pernos

Las uniones con pernos pueden estar en exposición a esfuerzos cortantes cuando los elementos de sujeción estén en posición perpendicular al diente del perno. Así mismo pueden presentar casos de aplastamiento y tensión. Para verificar la funcionalidad de estos se explicará el método de diseño por medio de los factores de seguridad del elemento. Los cálculos para las condiciones geométricas de los pernos pueden ser profundizadas en el capítulo 8 de

*Shigley* [1] en donde se detalla paso a paso los elementos y variables a tomar en consideración para poder hacer un diseño de pernos.

El análisis puede ser verificado por medio de tres factores de seguridad los cuales, si tienen valores  $>1$  se considera que el diseño funciona. Estos son:

*Factor de seguridad contra la fluencia de esfuerzo estático*

$$N_p = \frac{S_p A_t}{C \left( \frac{P_i \text{ot}}{N} \right) + F_i} \quad (27)$$

Donde:

- $S_p$  = resistencia de prueba del perno
- $A_t$  = Área de corte transversal
- $F_i$  = Precarga
- C = Constante de rigidez
- P = Fuerza aplicada

*Factor de carga*

$$N_L = \frac{S_p A_t - F_i}{C \left( \frac{P_i \text{ot}}{N} \right)} \quad (28)$$

Donde:

- $S_p$  = resistencia de prueba del perno
- $A_t$  = Área de corte transversal
- $F_i$  = Precarga
- C = Constante de rigidez
- P = Fuerza aplicada

*Factor contra la separación de la unión*

$$N_O = \frac{F_i}{\frac{P_i \text{ot}}{N} (1 - C)} \quad (29)$$

Donde:

- $S_p$  = resistencia de prueba del perno

- $A_t$  = Área de corte transversal
- $F_i$  = Precarga
- $C$  = Constante de rigidez
- $P$  = Fuerza aplicada

### 6.3.7. Sistemas neumáticos

Un sistema neumático es aquel que aprovecha aire comprimido para sus accionadores. El aire comprimido se obtiene por medio de un compresor y pasa a distribución de todo el sistema por una red de tuberías o mangueras.

El funcionamiento de un compresor está basado en los principios de fluidos . Por medio de una bomba, se ingresa el aire atmosférico a grandes velocidades y presiones. Este inmediatamente ingresa en la red y es distribuido a todas las partes del sistema.

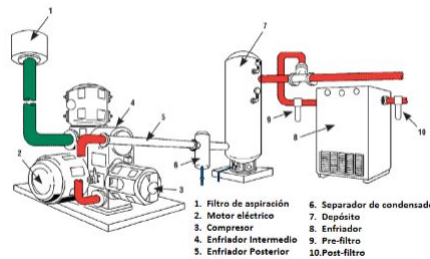


Figura 11: Esquema de sistema neumático real

Las aplicaciones de la neumática son amplias en la industria. Estas se basan en el principio

$$P = \frac{F}{A}$$

para sus cálculos. La presión del sistema está determinada por la misma aplicación y sus componentes. En las aplicaciones de la neumática se encuentran múltiples actuadores entre los cuales se discutirá de las ventosas y los cilindros neumáticos.

### Ventosas

La ventosa es un actuador neumático que utiliza el principio del vacío para hacer acciones de succión y sujeción.

Según el tipo de implementación se tienen diferentes métodos de cálculo de la fuerza que puede ejercer sobre una superficie. En la Figura 12 se puede apreciar las diferentes fórmulas para los diferentes casos de succión de una ventosa. En esta misma se enlistan las fórmulas de aplicación

En donde:

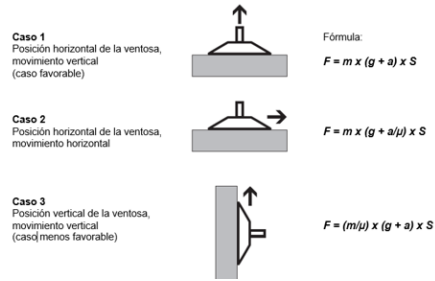


Figura 12: Casos de aplicación de una ventosa.

- $F$  = fuerza teórica de retención
- $m$  = Masa (kg)
- $g$  = gravedad ( $9.8 \frac{m}{s^2}$ )
- $a$  = aceleración del sistema
- $S$  = factor de seguridad (1 para movimientos horizontales y verticales, 2 para movimientos con rotación).
- $\mu$  = Coeficiente de fricción con el material

## Cilindros neumáticos

Un cilindro neumático es un actuador el cual convierte energía neumática en trabajo mecánico. Los cilindros pueden ser de simple o doble efecto. El cilindro entonces puede tener movimientos lineales de avance o retroceso.



Figura 13: Cilindros neumáticos de la marca Festo.

En la Figura 13 se menciona a la marca Festo. Esta es una empresa alemana dedicada a la fabricación de elementos neumáticos y demás. Estos proporcionan catálogos de sus productos donde dan descripciones técnicas de estos y los múltiples accesorios que se usan.

Para cálculos de cilindros tanto neumáticos como hidráulicos, el rol que juega la presión del sistema es importante para poder ejercer una fuerza de empuje sobre un área determinada. Los cilindros que realizan movimientos lineales pueden estar sujetos a casos de pandeo

sobre el émbolo por lo que se vuelve necesario el calcular las dimensiones de este para asegurar su funcionamiento. La ecuación que gobierna los cálculos es la ecuación de Euler de resistencia al pandeo. 30

$$F = \frac{\pi^2 EI}{\lambda L_k} \quad (30)$$

donde:

- E = módulo de young del material del cilindro.
- I = momento de inercia del cilindro.  $\frac{d^4 \pi}{64}$
- $\lambda$  = factor de seguridad.
- $L_k$  = factor de corrección del montaje.

Para calcular el factor de corrección del montaje se hace uso de la Figura 14

FACTOR DE CORRECCION SEGÚN TIPO MONTAJE CORRECTION FACTOR DEPENDING ON THE MOUNTING STYLE								
	CASO 1	CASE 1	CASO 2	CASE 2	CASO 3	CASE 3	CASO 4	CASE 4
SITUACION DEL MONTAJE DEL CILINDRO CYLINDER MOUNTING SITUATION								
EJEMPLO EXAMPLE	Un extremo libre, el otro fijo. One free end, the other fixed.	Dos extremos articulados. Two articulated ends.	Un extremo articulado, el otro fijo. One articulated end, the other fixed.	Dos extremos fijos. Two fixed ends.				
MONTAJE MOUNTING STYLE	MF3, MF4, MS2	MT4, MP3, MP5	MF3, MF4, MS2	MF3, MF4, MS2				
$L_f$	$L_f = 2 \times l$	$L_f = l$	$L_f = 0,7 \times l$	$L_f = 0,5 \times l$				

Nota: "l" es la longitud extendida del vástago.  
Note: "l" is the extended rod length.

Figura 14: Casos de pandeo para factor de corrección de montaje  $L_k$

### 7.1. Método de diseño

El diseño en el ámbito ingenieril se ha definido de la siguiente manera “[...] *el proceso de aplicar las diversas técnicas y principios científicos con el propósito de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficientes detalles que permitan su realización [...] El diseño puede ser simple o muy complejo, fácil o difícil, matemático o no matemático; puede implicar un problema trivial o uno de gran importancia*”.[2] Para poder diseñar basado en esta premisa se han creado pasos ordenados los cuales sirven para poder ordenar las ideas y ejecutar el proyecto de manera eficiente. Estos pasos son los siguientes:

1. Identificación de la necesidad.
2. Investigación preliminar.
3. Planteamiento del objetivo.
4. Especificaciones de desempeño.
5. Ideación e invención.
6. Análisis.
7. Selección.
8. Diseño detallado.
9. Creación de prototipos y pruebas

## 7.2. Identificación de la necesidad

Actualmente una empresa dedicada a los productos agroquímicos percibe un atraso en una línea de producción de sólidos empacados en bolsas pouch. El cuello de botella se produce precisamente en el punto de empacado y embalaje en donde intervienen de 3 a 4 operarios, por lo que se vio necesario el solucionar este problema por medio de una máquina empacadora la cual pueda realizar todas las acciones simultánea y automáticamente. Actualmente se recibe el producto directamente de la línea, pasa a una mesa giratoria para darle tiempo a los operarios de ordenar el corrugado y empacar el producto.

El factor humano siempre juega un rol bastante importante en los errores y atrasos de una producción. Por la premisa anterior, se asumió el reto de diseñar y construir dicha máquina la cual es capaz de volver la línea más eficiente.

Entre las funciones que tiene que tener la máquina de armado, la primera es recibir el corrugado sin doblar, es decir, de manera plana y entregarlo a la línea de empacado formado y listo para ingresar el producto terminado. Es por lo anterior que el diseño a implementar es el del módulo de armado y recepción de corrugados.

## 7.3. Investigación preliminar

A partir de los antecedentes que se poseían, se inició el proceso de investigación para encontrar otras soluciones y/o mejoras al diseño anterior. Para poder discernir y tomar la decisión acertada se recurrió a hacer una matriz de decisión en donde se tomaron los siguientes parámetros de referencia:

- Método de ordenamiento de cajas.
- Adaptación a múltiples presentaciones.
- Método de cambio de presentación.
- Complejidad de operación.
- Complejidad de manufactura.
- Costos de manufactura. (A menor costo, mayor puntaje)
- Adaptación a línea de producción.

En el matriz de decisiones se tomaron en cuenta 4 diferentes diseños, estos pueden ser encontrados en las fuentes presentadas en la Tabla 1. Los resultados se muestran en la tabla 2. El rango de calificación va de 1 a 10, siendo 1 el puntaje más bajo y 10 el puntaje más alto.

Opción	Fuente
1	[8]
2	[9]
3	[10]
4	[11]

Cuadro 1: Fuentes de información de diseños a tomar en cuenta.

Parámetro	Opción 1	Opción 2	Opción 3	Opción 4
Método de ordenamiento de cajas	5	6	8	9
Adaptación a múltiples presentaciones	4	7	9	7
Método de cambio de presentación	3	3	10	7
Complejidad de operación	8	8	7	5
Complejidad de manufactura	7	5	6	7
Costos de manufactura	8	8	5	4
Adaptación a línea de producción	7	4	7	10
Total	42	41	52	49

Cuadro 2: Matriz de decisión.

Los resultados de la matriz indican que los mejores parámetros para tomar una base de diseño lo presenta la opción 3 la cual está referenciada a la Figura 15 de la marca Gerbo.



Figura 15: Gerbo Cermex Empacadora [12].

### Diseños previos

El proyecto tuvo diseños previos como se pudo leer en el capítulo de antecedentes. El diseño del módulo propuesto y finalizado por la fase II se puede observar en la Figura 16. Múltiples mecanismos y soluciones son útiles para partir de una base ya estructurada. El diseño básicamente se basa en una mesa autoajutable por medio de un resorte para entregar los corrugados planos, un sistema neumático para armarlo y enviarlo directo a la línea.

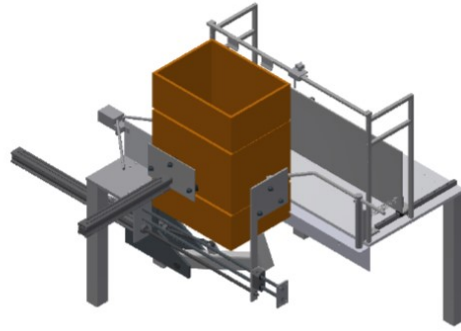


Figura 16: Sistema de armado y suministro de cajas fase II.

Este diseño junto con el diseño escogido por medio de la matriz de decisión 15 serán las referencias principales para la fase de diseño e invención del proceso previamente discutido.

## 7.4. Planteamiento del objetivo

Aunque se hayan planteado objetivos generales y específicos para el proyecto en general, también se volverá necesario establecer un camino por el cual guiarnos para obtener resultados más eficientes y ajustados a las necesidades que ahora la empresa manufacturera necesita.

Por lo que se establecerá el siguiente objetivo de diseño:

*Realizar un diseño de una máquina formadora y dobladora de cajas con la mayor autonomía posible, la cual logre adecuarse a diferentes presentaciones y presente los mejores parámetros de ergonomía posible para su funcionamiento, mantenimiento y reparación."*

## 7.5. Especificaciones de desempeño

Debido a que la empresa productora de agroquímicos ha sido bastante reservada con su información, se tiene el problema de definición de desempeño detallado en términos ingenieriles, es decir, no es posible definir los detalles de funcionamiento a profundidad. Es por lo anterior que la máquina tendrá rangos de operación y de dimensiones para poder ejecutar tareas de manera eficiente a múltiples entradas de diferentes tamaños y pesos de caja.

La máquina debe de:

- Tener un sistema de recepción de corrugados el cual permita al operario de manipular solamente los corrugados de manera plana y ajustar manualmente las presentaciones para enviar a la línea.
- Tener un sistema de armado de corrugados el cual reciba estos de manera plana y los prepare en su versión tridimensional sin solapas dobladas.

- Tener un sistema de doblado de solapas y entrega del corrugado vacío y listo para entregar a la línea de producción para empaquetado y embalaje.

## 7.6. Ideación e invención

### 7.6.1. Módulo de entrega de cajas

El primer paso del proceso es la recepción de corrugados en las instalaciones de la industria. Las empresas de corrugados realizan sus entregas con los corrugados de forma plana de modo que el embalaje y costos logísticos sean menores.

Es por lo anterior que la primer tarea de la máquina empacadora es la de poder suplir de corrugados al sistema por medio de una tolba la cual tiene ajustes horizontales y verticales para los cambios de presentación que se vayan a dar.



Figura 17: Propuesta de diseño de entrega de cajas.

El nuevo diseño en la Figura 17 propone cambios de presentación por medio de un volante el cual desplaza una de las paredes laterales con el fin de ajustar el tamaño horizontal de la caja. El movimiento rotacional lo realiza un operario por medio de un tornillo de transmisión de potencia. La altura del sistema completo es de 1m para operar, maquinar y mantener, esta altura está pensada para poseer un diseño ergonómico el cual se ajuste a la altura de un operario promedio guatemalteco. Finalmente el corrugado es entregado por el marco posicionado a la derecha del volante (Figura 17) en donde se acoplará al siguiente módulo.

La banca es capaz de ajustarse a longitudes de 1000mm hasta un mínimo de 253.14mm para posicionamiento de los corrugados planos. Dando así un amplio rango para múltiples presentaciones.

## Validación del sistema

### 7.6.2. Tornillo de potencia

El tornillo de potencia está diseñado para tener un control sensible del movimiento lineal. Por lo que se procederá a diseñarlo con el proceso de diseño para tornillos de transmisión de potencia descrito en la sección 6.3.6

Utilizando un acero 1045 junto, se calculará por medio de la ecuación 20 y la ecuación 21 los pares torsores para elevación y baja de carga. Sabiendo que la fuerza axial es producida por un humano la fuerza máxima que puede ejercer un humano es de 100 N[13] esta se tomará como referencia para los cálculos del tornillo.

Junto con los siguientes datos (tabla 3), tomando en cuenta un acero seco ( $f = 0.15$ , según Shigley [1]):

Valor	Magnitud
d	25.4 mm
$d_m$	15.24 mm
l	10.16 mm
p	5.08 mm
$d_r$	20.32 mm
n	2

Cuadro 3: Datos de diseño de tornillo de potencia

Se obtienen  $T_R$  igual a 0.13 Nm y  $T_L$  igual a 4.31 Nm. Según estos valores se comprueba que el tornillo no es autobloqueante, por lo que se procede a calcular los esfuerzos nominales cortantes y de apoyo sobre el tornillo con las ecuaciones 22 23 24 25

- $\tau = 0.08$  MPa
- $\sigma_B = -0.8$  Mpa
- $\sigma_b = 1.85$  Mpa
- $\tau$  (raíz) = 0.92 Mpa

Consiguiente se procede a calcular el esfuerzo de Von Misses para verificar los esfuerzos tridimensionales sobre el tornillo:

$$\sigma' = 2.02 \text{ Mpa}$$

El acero 1045 posee una resistencia a la fluencia de 530 Mpa y una resistencia última a la tensión de 630 Mpa. Los resultados verifican que el tornillo resistirá de manera adecuada.

El montaje del tornillo se hace por medio de bujes en los extremos. Se realiza entonces el proceso de diseño explicado en la sección 6.3.3. Estos experimenta fuerza radial provocada por el movimiento del tornillo.

Primero se calcula la carga específica P del buje con los valores  $F = 100\text{N}$ ,  $C = 39\text{ kN}$  (obtenido del catálogo SKF [5]) y  $K = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  con la ecuación 12 obtiene que  $P = 0.09 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ . La velocidad de rotación se calcula por medio de la ecuación 13 donde  $f = 20\text{ rpm}$  (asumiendo 1 vuelta cada 3 segundos),  $\beta = 360^\circ$ ,  $d = 28\text{ mm}$  (por el tornillo). Donde se obtuvo que  $v = 1.04 * 10^{-4} \frac{\text{m}}{\text{s}}$ . Según la figura 2, los valores de P y V caen en la área II de la gráfica, esto indica que es un caso de operación cuasi-estática, en donde SKF recomienda una verificación de la fórmula de vida. [5]

Obtenidos de las figuras 435 6 se obtuvieron las siguientes constantes para la ecuación 14.

Constante	Valor
C1	1
C2	1
C3	1
C4	0.6
C5	1.5
Km	480

Cuadro 4: Constantes y datos para cálculo de vida útil de cojinetes

La vida útil  $G_h$  es igual a 17280 horas, utilizando un buje de la serie PCM 252815 E seleccionado del catálogo de SKF (página 29) [5].

## Estructura

Por medio de la herramienta de *Frame Analysis* que posee *Autodesk Inventor* es posible realizar una análisis de vigas por métodos nodales especificado en la ecuación 19. Para poder utilizar la herramienta, se debe de conocer las fuerzas y puntos fijos de la estructura. Por lo que se procede a encontrar los pesos y sus puntos de aplicación críticos tabulados en la Tabla 5

Pieza	Material	Masa (Kg)	Peso (N)
Base Tornillo	Aluminio	1.12	10.99
Tornillo	Acero	4.18	40.98
Pared Estática	Aluminio	0.90	8.79
Pared Mobil	Aluminio	3.75	36.82
Cilindro	N/A	0.91	8.93
Base Cilindro	Aluminio	0.12	1.18

Cuadro 5: Listado de pesos y partes del sistema.

A partir de estos pesos se obtuvieron los resultados presentados en la Figura 18 en donde se puede apreciar que la deflexión máxima es de 0.089 mm, resultado que nos indica que

la estructura será capaz de operar de manera adecuada sin tener deflexiones que afecten su operación.

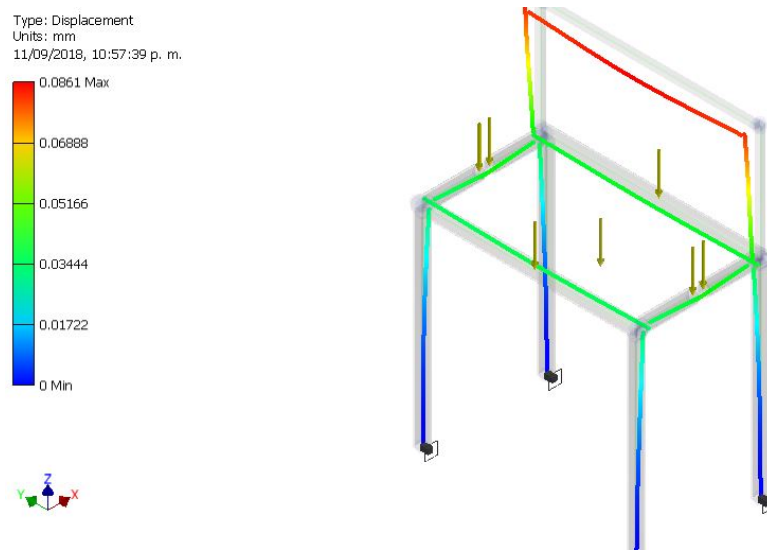


Figura 18: Resultados de deflexión por medio de análisis nodal en Autodesk Inventor

La estructura está unida por medio de soldadura, está presenta un patrón de soldadura 1 sujeto a tensión (Figura 38) por lo que se procede a realizar los cálculos de esta descritos en la sección 6.3.4. Por medio de la geometría de la soldadura y las ecuaciones 17 18 se logró determinar que  $\tau' = 0.177$  MPa y  $\tau'' = 0$ . Dando una magnitud total igual a  $\tau'$ . Por lo que se determina que para los cordones de las esquinas de la estructura se utilizará el Electrodo E60xx (Figura7) con un espesor de garganta  $h = 0.01$ m.(Figura 19)

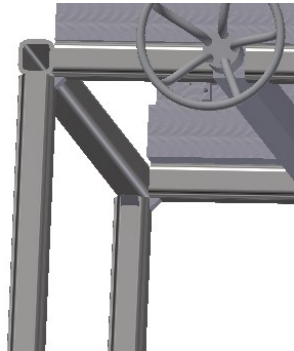


Figura 19: Soldadura estructura de tolba de cajas

La base del tornillo de potencia se encuentra de igual manera soldado a la estructura, ese ahora con dos cordones en paralelo (geometría 2 38). Soportando un peso total de 51.96 N provenientes de la propia base y del tornillo se determina que  $\tau'_{17} = 0.07$  MPa y  $\tau''_{18} = 0.19$  Dando una magnitud total de  $\tau = 0.20$ . Por lo que se determina que para los cordones de las esquinas de la estructura se utilizará el Electrodo E60xx (Figura 7) con un espesor de garganta  $h = 0.01$  m (Figura19).

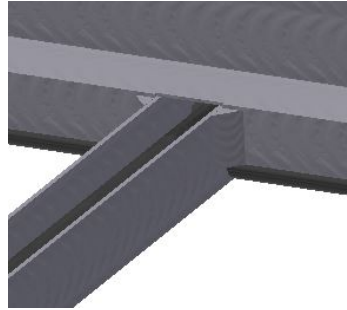


Figura 20: Soldadura de sujeción para base de tornillo de transmisión de potencia.

### **Empuje de movimiento frontal**

Según el diseño de Gerbo en la Figura 15 el empuje frontal es producido por un riel sujetado por cadenas. Por medio de un análisis de mantenimiento y operación, se logró determinar que la implementación de ese sistema presentaba las siguientes dificultades: 1). Múltiples piezas móviles, lo cual dificulta el mantenimiento, 2). Implementación de más sistemas mecánicos, esto incrementaría el costo. Por lo que se tomó la decisión de realizar el movimiento frontal de los corrugados por medio de un cilindro neumático lineal de la marca *Festo*.

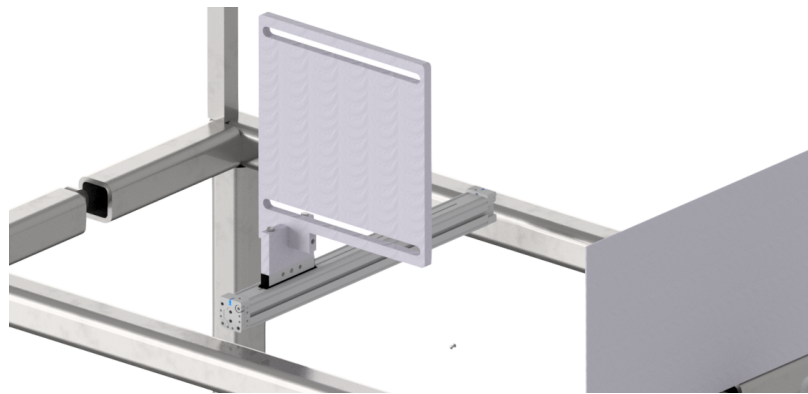


Figura 21: Cilindro de movimiento lineal para cajas con montaje incorporado

En la Figura 21 se logra apreciar como el cilindro lineal posee el montaje requerido por medio de pines y tornillos para poder realizar el empuje lineal. Este cilindro es de la serie DGC-K. Este se diseñó con un avance de 350mm, lo suficiente para desplazar hasta el último corrugado al límite del marco. Previamente discutimos de la ergonomía del sistema, por lo cual se debe de eficientar el espacio a usarse en la tolba, el cilindro con mejores requerimientos dimensionales tiene un diámetro de pistón de 32 mm con una capacidad de empuje de 483 N (Figura 39).

### **Pines de sujeción**

Para poder realizar la succión correcta, el cabezal debe de sujetar la caja solamente de una cara lateral. Para poder armarla se diseñaron dos sujetadores los cuales permiten al

operario ajustar a la caja que va a utilizar, las dimensiones de altura y longitud para sujetar una de las caras y la otra permitir que se succione y así armarla.

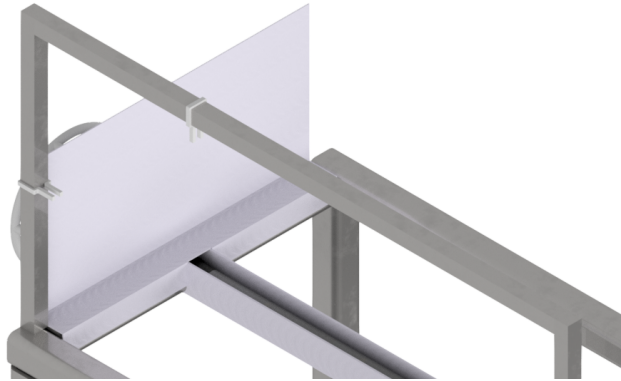


Figura 22: Render de pines de sujeción de paredes laterales de los corrugados.

### 7.6.3. Armador neumático

El siguiente módulo de la máquina es el encargado de armar la caja a su versión tridimensional sin doblar en las solapas inferiores ni superiores, esto para enviar al módulo encargado de doblarlas. Fases anteriores (II) (Figura 16) propusieron un sistema de armado por medio de un actuador neumático que por medio de una ventosa realiza la sujeción necesaria para recibir el corrugado de manera plana y convertirlo a su geometría tridimensional.

### Propuesta Fase III

El modelo nuevo propuesto para este nuevo diseño presenta similitudes en funcionamiento pero con las variantes de estructura y nuevo diseño de cabezal neumático.

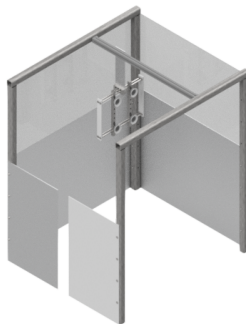


Figura 23: Render de sistema de armado de cajas de la nueva propuesta.

## Propuesta 1 de movimiento lineal

Se observó en el diseño de la fase anterior cierta deficiencia para ajuste de cambio de presentación en el módulo armador de cajas. Por esta razón, y basándose en el diseño de Gebo Cermex[15], se diseñó un cabezal el cuál tuviera rieles horizontales y verticales para el ajuste a las presentaciones adecuadas de la industria.

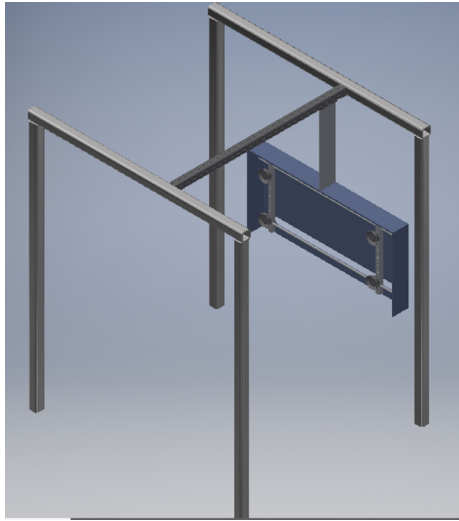


Figura 24: Primera propuesta de sistema de armado.

El funcionamiento inicial utilizaba un sistema de banda transportadora junto con un motor stepper para realizar los movimientos frontales y reversa del cabezal. Este diseño presentó ser deficiente por su alta cantidad de piezas móviles y complejidad de implementación. Así también por medio de un análisis nodal [19] realizado en la plataforma de ANSYS se logró determinar que el sistema fallaba al peso del cabezal ( 311 N). Esto se logra determinar por medio del factor de seguridad que presenta ANSYS, utilizando un método de mallado *Dominant Hex* y realizando un método de *sizing* diferente por pieza se obtuvo que el factor de seguridad es  $< 1$  en las secciones con tonalidades de color rojo. Esto nos indica que el sistema no será capaz de resistir el peso por lo que se descarta esta posibilidad.

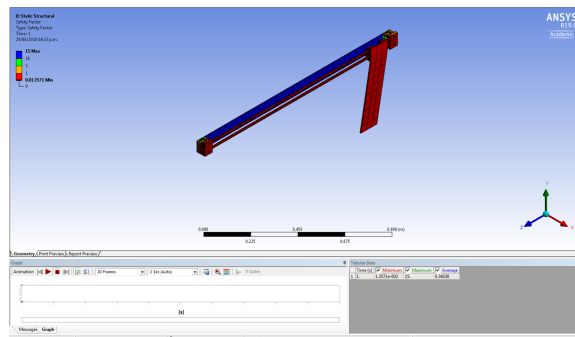


Figura 25: Resultados de análisis nodal sobre propuesta de carril de movimiento lineal de cabezal.

## Propuesta 1 de cabezal Neumático

En la Figura 24 se aprecia en color azulado el cabezal maquinado con sus rieles verticales y horizontales montados. En la sección anterior se discutió que el peso del cabezal era 311N. Este peso resulta ser complicado y caro de manipular, por lo que se da una nueva propuesta

## Propuesta final

### *Movimiento lineal del sistema*

Para poder mejorar el peso del cabezal neumático, se cambió la estructura por un sistema de armado por medio de varillas de acero.(Figura26)

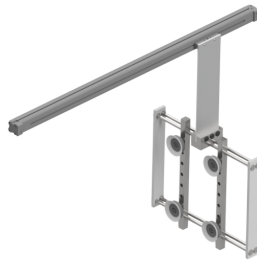


Figura 26: Nueva propuesta de diseño para cabezal de sujeción

	Masa (Kg)	Cantidad	Total	Peso Total (N)
Sujetador Horizontal	0.33	4.00	1.34	13.11
Acomodadores	2.04	2.00	4.08	40.06
Laterales	0.67	4.00	2.67	26.21
Sujetador a Base	1.89	1.00	1.89	18.55
Platina Superior	1.96	1.00	1.96	19.19
Sujetador a Cilindro	0.75	1.00	0.75	7.33
Ventosas	0.14	4.00	0.54	5.34
				129.79

Cuadro 6: Masas y pesos de sistema de varillas para cabezal neumático

En la Tabla 6 se cuantifica por pieza, cada una de las masas y los pesos de las piezas que conforman este sistema. Logramos observar que el peso total en esta nueva iteración es de 129.79 N, dando así una reducción de un 58% en el peso.

El cilindro neumático el cual realiza el avance frontal se diseño para poder sostener el peso del cabezal neumático así como para tener un avance de 1000 mm. Este se puede verificar en la Figura 39 en donde se puede apreciar que el cilindro que se necesita es un modelo de Ejecución Básica DGC-G que pueda soportar una  $F_y > 129.79$  N (diagrama 40) por lo que se escoge un cilindro con un diámetro del émbolo de 12 mm que ejecuta una fuerza teórica de 68 N a 6 bar de presión. (Figura 39).

Para la elección de ventosas, se calculará para una caja de 0.92 kg esto obtenido por

medio de la densidad del cartón que es  $50 \frac{kg}{m^3}$  [[14]] con una caja que posee un volumen de  $0.018 m^3$  obtenido en *Autodesk Inventor* para obtener una masa de 0.92 kg. El peso total a sostener está descrito por el caso 3 vertical en la figura 12. La fórmula a utilizar es:

$$F = \frac{m}{\mu} * (g + a) * S$$

Donde:

- $m = 0.23 \text{ kg}$
- $\mu = 0.84$  (según normativa TAPPI por medio de ensayo de coeficiente de fricción a un ángulo de  $40.1^\circ$  [[15]])
- $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$
- $a = 0 \frac{m}{s^2}$  (se asume velocidad constante en el tramo)
- $S = 1$

Obteniendo así una fuerza de agarre de 2.6 N. Por medio de la Figura 41 se escoge una ventosa de 10 mm de diámetro de clasificación estándar. Esto para obtener un factor de seguridad de la fuerza a sujetar de 1.5.

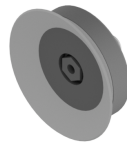


Figura 27: Render de ventosa estándar Festo.

### *Análisis Estructural*

En la sección 6.3.5 se discutió de la importancia de las vigas para sistemas de sujeción y estructuras. El sistema completo está acoplado por medio de perfiles cuadrados huecos ANSI  $2X2\frac{1}{2}X\frac{5}{16}$  de acero inoxidable. Con estos perfiles se procede a realizar un análisis nodal el cuál indique la deflexión total en el punto crítico de la estructura aplicando los pesos en la tabla 6.

Los resultados en la Figura 28 muestran una deflexión máxima de 0.19 mm, este resultado es aceptable e indica que la estructura es capaz de sostener el mecanismo de manera eficiente.

La estructura, como se aprecia en la Figura 23 tiene un recubrimiento con la finalidad de proteger a los operarios de los sistemas mecánicos. Estas paredes están unidas por medio de pernos.

El grosor de pared de la platina es de  $\frac{1}{2}$ , con un peso de 310 N totales ejercidos perpendicularmente sobre los pernos. Esto indica que es un caso de esfuerzos cortante. Por medio del

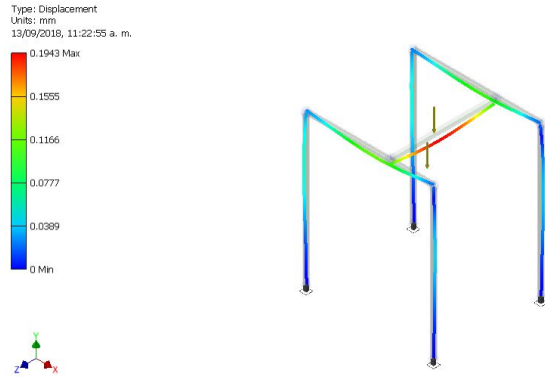


Figura 28: Resultados de deflexión de análisis nodal en estructura del sistema

método de diseño de Shigley [1] verificamos por medio de las ecuaciones 28,27,29 se verifica el diseño para validar los pernos.

Con un valor de precarga de  $0.75A_t S_p$  según el criterio de Bowman, manufacturado con un Acero 1018 (tabla A-20 de Shigley [1]) se obtuvieron los siguientes resultados de factores de seguridad:

Factor	Resultado
$N_p$	1.25
$N_l$	5.58
$N_o$	3.38

Cuadro 7: Factores de seguridad de pernos

Según los resultados de la Tabla 7 los factores de seguridad son todos  $>1$ , indicando entonces que los pernos son los adecuados para la aplicación.

La soldadura de las vigas no debe de soportar ningún peso crucial, por lo que se utilizará un electrodo E60xx para la soldadura, con un espesor de garganta  $h = 0.1\text{mm}$

#### 7.6.4. Sistema de armado

Los antecedentes del armado de cajas resultan ser muy eficientes y adaptables a las necesidades que los nuevos requerimientos exigen. En este caso, se aprovecha el sistema de carriles lineales para doblar las solapas laterales de una caja debido a que la apertura angular de los armadores permite que cualquier presentación se adapte.

Este sistema se compone de dos principales funciones:

- Sistema de movimiento lateral para armado de las solapas inferiores de caja.
- Sistema de armado frontal, lateral y posterior de solapas de la caja.

## Sistema de movimiento lateral para armado de cajas

Inmediatamente que la caja este completamente desdoblada por medio del sistema armador discutido en la sección 7.6.3 esta misma se traslada por medio de un carril que realiza una succión con ventosa.

Este, utiliza un cilindro neumático completamente extendido en su posición inicial para no tener interferencia con el armador del corrugado. Después que la caja se encuentre en posición final de armado, el cabezal realiza su movimiento en negativo para poder llevar la ventosa a la pared del corrugado a modo que esta realicé la succión en vacío para sujetarla.<sup>29</sup>

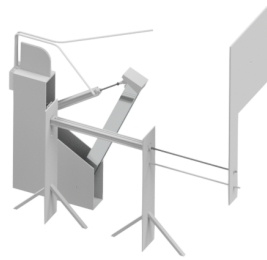


Figura 29: Render de sistema de armado de solapas de caja.

### *Sistema de armado de solapas*

A partir que el corrugado está en movimiento sujeto a la ventosa discutida previamente, el sistema presentado a continuación es el encargado de realizar el doblado de las 4 solapas de una caja para poder entregar a la línea.

Las solapas laterales de la caja son dobladas por medio del sistema de varillas con apertura angular. A modo que el corrugado se traslada directamente a las varillas, las solapas van cerrándose a modo que la apertura de las varillas va siendo menor.<sup>30</sup>

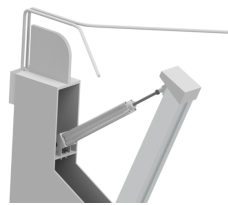


Figura 30: Varillas de doblador de corrugado.

Cuando la caja está completando su movimiento sobre el carril de varillas, una base debajo de estas la cual se puede apreciar en la Figura 30 es la encargada de realizar el doblado de la solapa frontal. La solapa colisiona contra esta provocando que esta haga su doblado.

Para el doblado de la solapa trasera se plantea un mecanismo el cual rota por medio de un cilindro neumático para realizar una acción tipo patada para ejecutar esta acción.

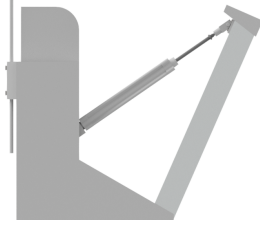


Figura 31: Sistema de patada para armado de solapa trasera.

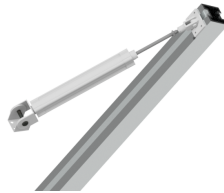


Figura 32: Sistema de armado cilindro-viga para realizar patada de armado de solapa trasera.

#### *Elementos mecánicos del sistema*

Para poder realizar el movimiento de rotación, el elemento de la patada debe de estar sujeto a un eje. Por lo que se diseñó un eje para poder soportar el peso y ejecutar el movimiento de rotación a una frecuencia de 100 rpm.

Por lo que se procede a realizar el proceso de diseño de un eje visto en la sección 6.3.1. Por medio del diagrama de momento obtenido en Autodesk Inventor, se realiza la verificación del eje.

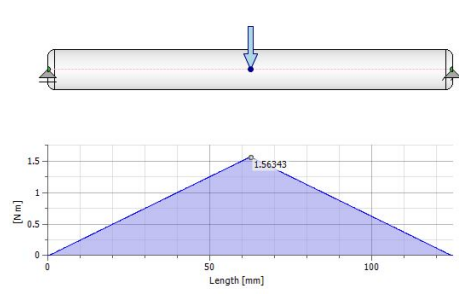


Figura 33: Diagrama de corte y momento del eje a diseñar.

El peso total de la viga de la patada es de 49.82 N, generando así a los 63.125 mm de longitud un momento alternante de 1.56 N m[33]. Con estos datos se verifican por medio de las ecuaciones[1] [3] [4] [5] [6] [7][8] [2] por medio de los factores de seguridad que cada metodología de diseño presenta. El eje será construido con un acero 1045 que posee una resistencia a la tensión ( $S_{ut}$ ) de 630 Mpa y una resistencia a la fluencia ( $S_y$ ) de 530 Mpa con efectos de utilizar un acero comercial y común en la industria agroquímica.

Teoría de Diseño	Diámetro de Diseño (mm)	Factor de Seguridad	Diámetro Elegido (mm)
ASME Elíptica	8.67	15	12.7
ED Goodman	8.67	15	12.7
ED Gerber	8.67	15	12.7

Cuadro 8: Resultados de teorías de diseño de ejes

En la Tabla 8 se aprecia que el factor de seguridad de 15 nos asegura que el eje podrá ejecutar su función de manera adecuada.

Ahora por medio del método de diseño de rodamientos del catálogo NTN 6.3.2 se procede a elegir los rodamientos los cuales estarán montados en los extremos del eje.

Por medio del diagrama de momento 33 se determinó que la carga radial era de 0.027 kN, en este caso se diseñará un rodamiento de bolas el cual soportará solamente carga radial y no axial. Con un diámetro mínimo de 12.7 mm y una vida de trabajo de 10,000 horas se eligieron dos rodamientos 6701 de la serie NTN para soportar la carga total del eje. [[16]]

#### *Sujeciones roscadas*

El sistema de varillas está sujeto a la base por medio de 4 pernos que se encuentran en un caso de esfuerzos cortantes. Se vuelve a realizar la verificación y el proceso de diseño de uniones pernadas de la sección 6.3.6.

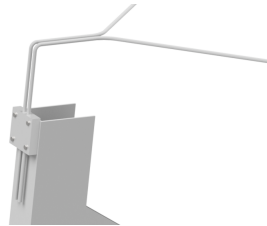


Figura 34: Render de sistema de sujeción pernadas de varillas.

El peso total que debe de soportar la unión está descrito en la tabla 9 el cual es el necesario para el diseño de estos.

Pieza	Masa (kg)	Cantidad	Peso (N)
Base Sujetador	0.53	2.00	10.41
Varillas	0.17	2.00	3.23
		Total	13.64

Cuadro 9: Listado de pesos y partes del sistema de unión para varillas

Los resultados de los factores de seguridad utilizando un acero 1018 con un diámetro de 12.7 mm con cabeza hexagonal ISO para los pernos son los siguientes:

Np	1.32
Nl	40.31
No	19.36

Cuadro 10: Resultados de factor de seguridad de pernos sobre sistema de varillas

Dado a que todos los valores  $>1$  esto nos indica que el sistema es capaz de sostener las varillas y las placas de unión.

#### *Cilindro Neumático de Patada*

En la Figura 32 se logra apreciar que el movimiento circular es provocado por los efectos de empuje y retorno de un cilindro neumático. Este presenta ser un caso de pandeo y se calculará la fuerza por medio de la fórmula 30. Se hace un análisis por medio del peso que debe de levantar el cilindro neumático, que es la mitad del peso de la articulación de esta, debido a que está sujeta en uno de sus extremos. El peso total de la articulación (35) es de 49.88 N, por lo que se trabaja una fuerza de 24.94 N para el diseño del cilindro.



Figura 35: Render de articulación de patada

Utilizando un módulo de Young de 2.1 Mpa para el acero y utilizando un  $L_k$  de 300 mm (caso 2 de la Figura 40 dos extremos articulados) obtendremos que el diámetro requerido para aguantar la fuerza  $d = 0.21$  mm. El proveedor festo tiene un mínimo de diámetro para la venta que es de 32 mm. Este tiene una capacidad de mover 483 N en avance y 415 en reversa, por lo que se tomó la decisión de implementar ese cilindro de la serie DSBC. Para poder articular el cilindro neumático con la articulación de la patada, se utilizó un accesorio de Festo (Figura 36) el cual está disponible en el catálogo de este proveedor junto con su archivo CAD de *AutoDesk Inventor*



Figura 36: Render de accesorio para unión de articulación de patada con cilindro neumático.

#### *Cilindro Neumático de Patada*

El cilindro que se encarga de mover lateralmente el corrugado hacia la línea de varillas debe de soportar un peso de 80 N este se encuentra en el caso 1 de la figura 40 en donde solo

un extremo está fijo, en donde se utiliza  $L_k = 2L$  donde  $L = 500$  mm. Con estos valores se procede a diseñar para el diámetro que es capaz de soportar el pandeo, el diámetro necesario es  $d = 0.37$  mm. Nuevamente se tiene el caso de los mínimos de dimensiones que posee el proveedor Festo.

#### *Ventosa lateral*

En la Figura 17 se aprecia como el cabezal lateral hará el movimiento directo hacia las varillas. Una ventosa es la encargada de hacer la sujeción de la caja para poder trasladarlo.

Utilizando la fórmula (caso 3 de la figura) 12

$$F = \frac{m}{\mu} * (g + a) * S$$

Donde:

- $m = 0.92$  kg
- $\mu = 0.84$  (según normativa TAPPI por medio de ensayo de coeficiente de fricción a un ángulo de  $40.1^\circ$ ) [[15]]
- $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$
- $a = 0 \frac{m}{s^2}$  (se asume velocidad constante en el tramo)
- $S = 1$

Se obtiene que la fuerza necesaria en retención es de 10.7 N. Se escoge así una ventosa de 20 mm de diámetro de forma estándar para realizar el trabajo.

#### **7.6.5. Banda transportadora**

El último paso es el de escoger una banda transportadora la cual llevará el corrugado final al siguiente módulo de la máquina empacadora.

Para poder diseñarla se necesita que cumpla con lo siguiente:

1. Tamaño de la banda de 800 mm máximo para poder llevar la caja más grande.
2. Capacidad de desplazar un peso de 8.04 N.

Los distribuidores de Guatemala poseen la marca Hytrol para la venta. Por medio del catálogo de la marca [17].

Se escoge entonces una banda con las siguientes características:

El catálogo de Hytrol (Apéndice 11.3) nos dice que con estas especificaciones la banda es capaz de mover 375 libras. Esto indica que esa banda cumple con los requerimientos de diseño.

Especificación	Tamaño (pie)
Altura	4
Ancho del cinturon	4
Ancho de la banda	2
Largo de la banda	5

Cuadro 11: Especificaciones de tamaño de banda en pies para selección por catálogo.

## 7.7. Análisis

Las nuevas propuestas presentadas en la sección 7.6 son resultado de un análisis de funcionamiento y complejidad, en donde se busca mejorar los procesos que realice un operario y la autonomía de la máquina. Los cambios se ven influenciados por el establecido por la empresa agroquímica interesada en el proyecto. No todo el sistema estuvo sujeto a cambios radicales, se utilizaron los conceptos y soluciones de la fase II. Se puede apreciar en las secciones que se logró la validación del funcionamiento y se plantea menos participación de los operarios. Esto da la pauta de que el diseño presenta mayor autonomía y precisión dado a que los controles electrónicos se hacen por medio de sistemas neumáticos.

Los cálculos del sistema neumático son bastante certeros gracias a la plataforma de Festo. Se aplicaron conocimientos de resistencia de los materiales en la ecuación de Euler en donde se obtuvieron diámetros de diseño menores a los disponibles en el mercado. Debido a que el proveedor solo posee ventosas de diámetro 32 mm los diámetros de émbolo están sobredimensionados, provocando entonces una eleva en los costos. El cilindro de movimiento lateral se encuentra sobredimensionado también, dando los mismos problemas que el cilindro de patada. Ambos son capaces de realizar su objetivo y están disponibles en el mercado, esto facilita la implementación de la máquina. Los cilindros lineales permiten que el sistema realice movimientos automáticos, esto permite a los operarios estandarizar las velocidades y avances de la máquina.

Los resultados de cada uno de los módulos presentan factores de seguridad aceptables para el diseño. Los elementos roscados tienen dimensiones estándar y materiales disponibles en el mercado guatemalteco. Los rangos de operación para cada caja no permiten detallar la funcionalidad a detalle, por lo que se debe de realizar un diagnóstico sobre todos los mecanismos y soluciones por medio de especificaciones reales y dimensiones específicas.

## 7.8. Diseño detallado

Las especificaciones, partes del sistema y conceptos de operación están descritos en el *Manual de Operación y Mantenimiento de CS01* (Anexo 11.4) en donde se describen todos los funcionamientos y lineamientos de la máquina para ser operada.

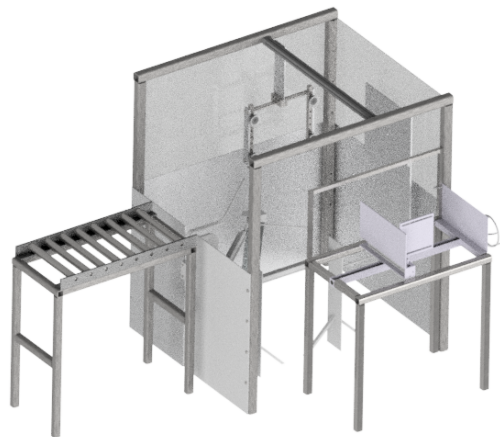


Figura 37: Render de sistema completo con módulos de operación ensamblados y posicionados.



---

### Conclusiones

---

Se logró hacer el diseño completo de una máquina capaz de recibir corrugados planos, ajustar su presentación y realizar el proceso de armado y entrega del corrugado hacia la línea.

Esto se logró por medio de un sistema de armado de banca con tope lateral ajustable por medio de un tornillo sin fin, se tiene un rango de 253.15 - 1000 mm para ajuste de tolva. Se puede hacer ajustes verticales por medio de sujetadores puestos en el marco de la banca.

Se logra hacer el armado por medio de un cabezal de varillas ajustables lineal y verticalmente por medio de succión de ventosas el cual posee una capacidad de sujetar corrugados de hasta 0.92 kg y realizar un movimiento lineal por medio de un carril neumático capaz de soportar una carga de 129 N.

Se logra hacer el doblado de solapas por medio de un cabezal con una ventosa capaz de sostener un corrugado de 0.92 kg y enviarlo a una carril con varillas con una apertura angular las cuales realizar la labor de doblado de solapas laterales. Por medio de una base en donde colisiona la solapa frontal, se hace el doblado de esta. Un mecanismo que realiza un movimiento circular accionado por un cilindro neumático realiza el doblado de la solapa trasera.

Fue posible el de encontrar equipo de banda transportadora de marcas que trabajan con distribuidores guatemaltecos con las especificaciones dadas previamente.

Todos los sistemas de transmisión de potencia presentaron factores de seguridad aceptables y correctos para su implementación. Se escogieron los materiales adecuados y estandarizados para manufactura de estos sistemas.

Todos los sistemas de sujeción fueron diseñados por medio de catálogos de marcas disponibles en el mercado y fueron validados por medio de los factores de seguridad, todos dieron resultados de factores de seguridad aceptables para su implementación.

Se logró hacer un análisis estructural sobre los elementos que soportan pesos por ele-

mentos mecánicos. Los resultados muestran que las deflexiones máximas son aceptables y confirman la capacidad de sostener el sistema. Se hizo uso de vigas ANSI  $2X2\frac{1}{2}X\frac{5}{16}$  de acero inoxidable estandarizadas para encontrar en el mercado.

Se logró hacer un análisis de soldadura en donde se establecieron soldaduras de filete de ancho de garganta de 0.1 mm con un electrodo E60xx.

Se logró determinar 12 entradas digitales las cuales son encargadas de la manipulación de los movimientos de los cilindros neumáticos y de accionamiento de las ventosas. Estas están descritas en el Manual de Usuario 11.4.

---

### Recomendaciones

---

Dado a que los rangos de operación son amplios, se recomienda analizar la eficiencia de los sistemas por medio de validación de dimensiones reales y pesos reales. Es muy importante establecer mejores parámetros de diseño y operación para tener resultados listos para ser implementados.

Se recomienda realizar un ensayo de fuerzas sobre los corrugados para poder determinar si las fuerzas que ejercen las ventosas no dañan el material. Esto se podrá hacer con los corrugados a montar sobre el sistema.

Se recomienda hacer validación del sistema de patada por medio de dimensiones de las solapas de los corrugados industriales.

Hacer un diagnóstico y análisis de los sistemas mecánicos y de sujeción para hacer un rediseño el cual pretenda buscar la optimización de diseño y costos.



- 
- [1] N. J. K. Budynas Richard G., *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*. 2008, pág. 1059.
  - [2] R. L. Norton, *Diseño de Maquinaria*. 2004, pág. 724.
  - [3] Julian Perez Porto, *Definición de Agroquímicos*, url: <https://definicion.de/agroquimicos/>, sep. de 2017. (visitado ).
  - [4] Ángel Cervera, *Envase y embalaje: (la venta silenciosa)*. 2003, pág. 294.
  - [5] SKF, *SKF Composite Plain Bearings*, url: <http://www.skf.com/binary/21-107917/SKF-composite-plain-bearings—11004-EN.pdf>. (visitado ).
  - [6] Molera Pere, *Soldadura industrial: clases y aplicaciones*. 1992, pág. 128.
  - [7] Saeed Moaveni, *Finite element analysis: theory and application with ANSYS*. 2008, pág. 861.
  - [8] Onelite, *Armadora de cajas - Case Erector*, url: <https://www.youtube.com/watch?v=aPSUD1SQ00Y>. (visitado ).
  - [9] Anthony Zamara, *www.iip423.com - Hamrick Tri-Pak Case Erector, Case Packer, Case Closer*, url: <https://www.youtube.com/watch?v=jY3THU0cyjk>. (visitado ).
  - [10] Gebo Cermex, *F312 Vertical Case Erector Gebo Cermex*, url: <https://www.youtube.com/watch?v=30CNRKf0Rno>. (visitado ).
  - [11] Combi Packaging Systems LLC, *Ambidextrous 2-EZ HS Case Erector with Sealer*, url: <https://www.youtube.com/watch?v=mv8Zbx16PWg>. (visitado ).
  - [12] Gebo Cermex, *Case Erectors: F3*, url: <http://www.gebocermex.com/equipment/packing/rsc-cases-packing/case-erectors>. (visitado ).
  - [13] L. Barbosa, “Determinación de la fuerza máxima aceptable para empujar y halar cargas por parte de trabajadores con experiencia previa en la manipulación de cargas, en una muestra del personal de la pontifica universidad Javeriana”, Tesis de mtría., Pontifica Universidad Javeriana, C.C. 49790423 de Valledupar, 2004.

- [14] Ministerio de Agricultura, Pesca y Alimentación, *PAPEL Y CARTÓN*, url: <https://www.mapama.gob.es/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/temas/prevencion-y-gestion-residuos/flujos/domesticos/fracciones/papel-y-carton/Que-caracteristicas-tiene.aspx>. (visitado ).
- [15] Asociación de Corrugados del Caribe, *Normas y métodos de contenedores Corrugados TAPPI*, url: [http://www.corrugando.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=617](http://www.corrugando.com/index.php?option=com_content&view=article&id=617). (visitado ).
- [16] NTN, *Rodamientos de Bolas y Rodillos*, url: [https://www.ntn-snr.com/sites/default/files/2017-05/snr\\_general\\_catalogue\\_es.pdf](https://www.ntn-snr.com/sites/default/files/2017-05/snr_general_catalogue_es.pdf). (visitado ).
- [17] Hytrol, *Hytrol Conveyor Catalog 01012017*, url: [http://www.hytrol.com/mediacenter/catalog\\_sheets/c\\_tl.pdf](http://www.hytrol.com/mediacenter/catalog_sheets/c_tl.pdf). (visitado ).

11.1. Geometrías de soldadura

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de $G$	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$x = 0$ $y = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$x = b/2$ $y = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$x = b/2$ $y = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $y = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$x = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$x = b/2$ $y = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$x = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

Figura 38: Tabla 9-2 de Shigley, soldaduras a flexión.

## 11.2. Actuadores neumáticos de la marca Festo




	∅ del émbolo [mm]	Fuerza teórica con 6 bar [N]	Características del guiado					→ Página/ Internet
			F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [Nm]	M <sub>y</sub> [Nm]	M <sub>z</sub> [Nm]	
<b>Ejecución compacta DGC-K</b>								
	18	153	–	120	0,8	11	1	8
	25	295	–	330	1,2	20	3	
	32	483	–	480	1,9	40	5	
	40	754	–	800	3,8	60	8	
	50	1178	–	1200	6	120	15	
	63	1870	–	1600	5,7	150	24	
	80	3016	–	2500	30,6	400	100	
<b>Ejecución básica DGC-G</b>								
	8	30	150	150	0,5	2	2	dgc
	12	68	300	300	1,3	5	5	
	18	153	70	340	1,9	12	4	
	25	295	180	540	4	20	5	
	32	483	250	800	9	40	12	
	40	754	370	1100	12	60	25	
	50	1178	480	1600	20	150	37	
63	1870	650	2000	26	150	48		
<b>Guía de deslizamiento DGC-GF</b>								
	18	153	440	540	3,4	20	8,5	dgc
	25	295	640	1300	8,5	40	20	
	32	483	900	1800	15	70	33	
	40	754	1380	2000	28	110	54	
	50	1178	1500	2870	54	270	103	
	63	1870	2300	4460	96	450	187	

Figura 39: Cuadro de actuadores lineales por diámetro del pistón y capacidades de fuerza lineal.

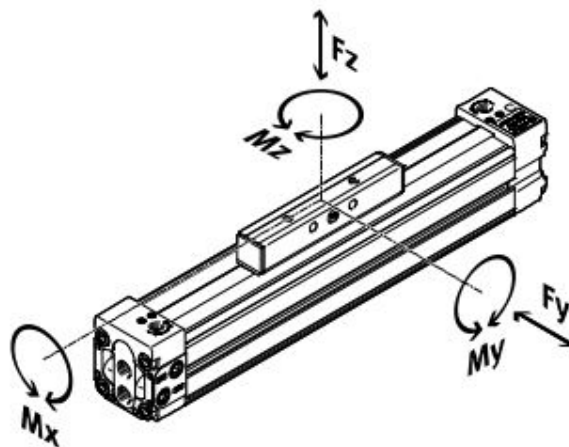


Figura 40: Diagrama de fuerzas sobre un actuador lineal festo.







Suction cup- $\emptyset$ [mm]	 Standard	 Extra deep	 1.5 convolution bellows	 3.5 convolution bellows	 Suction cup, bell-shaped	Suction cup size [mm]	 oval
2	0.10 N					4 x 10	2.0 N
4	0.46 N					4 x 20	3.4 N
6	1.10 N					6 x 10	2.9 N
8	2.30 N					6 x 20	5.9 N
10	3.90 N		4.7 N	3.9 N		8 x 20	8.0 N
15	8.50 N	9.8 N				8 x 30	10.9 N
20	16.30 N	17.0 N	12.9 N	8.2 N		10 x 30	15.2 N
30	40.80 N	37.2 N	26.2 N	20.8 N	36 N	15 x 45	32.0 N
40	69.60 N	67.6 N	52.3 N	42.4 N	64 N	20 x 60	62.8 N
50	105.80 N	103.6 N	72.6 N	63.4 N	97 N	25 x 75	92.5 N
60	166.10 N	162.5 N			134 N	30 x 90	134.4 N
80	309.70 N	275.0 N	213.6 N		245 N		
100	503.60 N	440.8 N			375 N		
150	900.00 N						
200	1610.00 N						

Figura 41: Catálogo de ventosas con su fuerza de agarre respectiva.

### 11.3. Especificaciones de banda transportadora "Heavy Duty horizontal Belt Conveyor" de la marca Hytrol



## Heavy Duty Horizontal Belt Conveyor

The Model TL with its rugged, heavy duty construction is ideally used for long assembly line operations, inspections, testing, sorting, and packing. Can be floor supported or ceiling hung.

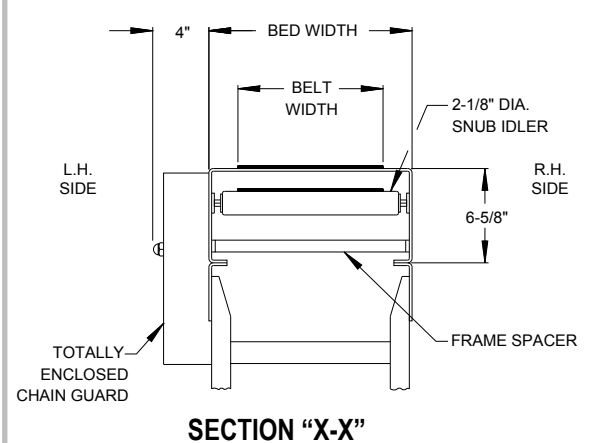
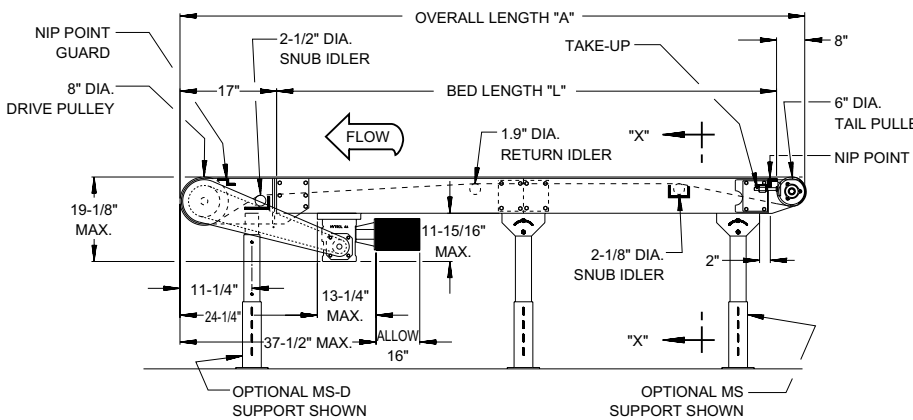
- 6 Belt Widths
- Reversible (with center drive)
- Rugged Construction
- Adjustable MS-Type Floor Supports Available



Conveyor shown with optional floor supports

SIZE TO ORDER Overall Length "A" 6" Dia. Tail Pulley	Bed Length "L"	Overall Length with Center Drive	Belt Width	24"	30"	36"	42"	48"	52"
			Bed Width	30"	36"	42"	48"*	54"*	58"*
7'-1"	5'	6'-4"	WEIGHTS (Lbs.)	375	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
12'-1"	10'	11'-4"		475	555	615	888	974	1060
17'-1"	15'	16'-4"		625	686	752	1084	1191	1298
22'-1"	20'	21'-4"		725	796	867	1280	1408	1536
27'-1"	25'	26'-4"		875	967	1065	1476	1625	1774
32'-1"	30'	31'-4"		975	1077	1180	1672	1842	2012
37'-1"	35'	36'-4"		1125	1248	1377	1868	2059	2250
42'-1"	40'	41'-4"		1225	1358	1492	2064	2276	2488
47'-1"	45'	46'-4"		1375	1529	1690	2260	2493	2726
52'-1"	50'	51'-4"		1475	1639	1805	2456	2710	2964
57'-1"	55'	56'-4"		1625	1810	2002	2652	2927	3202
62'-1"	60'	61'-4"		1725	1920	2117	2848	3144	3440
67'-1"	65'	66'-4"		1875	2091	2315	3044	3361	3678
72'-1"	70'	71'-4"		1975	2201	2430	3240	3578	3916
77'-1"	75'	76'-4"		2125	2372	2627	3436	3795	4154
82'-1"	80'	81'-4"		2225	2482	2742	3632	4012	4392
87'-1"	85'	86'-4"		2375	2653	2940	3828	4229	4630
92'-1"	90'	91'-4"		2479	2763	3055	4024	4446	4868
97'-1"	95'	96'-4"		2625	2934	3252	4220	4663	5106
102'-1"	100'	101'-4"		2725	3044	3367	4416	4880	5334

- NOTE:**
- All weights in catalog are CONVEYOR WEIGHTS ONLY. Accessories, crating, etc., are not included.
  - \*5'-0" Bed, V-Belt Drive Only
  - 36" Bed Width - 1 Week Stockyard .



## • STANDARD SPECIFICATIONS

**BELT**—Ultimate 140 BBS—Nitrile.

**BED**—6 3/8 in. deep x 12 ga. formed steel slider bed powder painted. Reinforced with 3/4 in. pipe which forms sockets for guard rails. Standard 5 ft. & 10 ft. long sections bolt together with splice plates. 48 in. and 51 in. bed widths are available in 5 ft. lengths only.

**END DRIVE**—Located on discharge end of conveyor, chain guard on left hand side.

**DRIVE PULLEY**—8 in. dia. with 1 3/8 in. dia. shaft at bearings, machine crowned and fully lagged.

**TAIL PULLEY**—6 in. dia. with 1 3/8 in. dia. shaft at bearings, machine crowned.

**SNUB IDLER**—Adjustable 2 1/8 in. dia. for tail end 2 1/2 in. dia. for drive end. Pre-lubricated ball bearings. Guards included.

**RETURN IDLER**—Adjustable 1.9 in. dia. pre-lubricated ball bearings.

**TAKE-UP**—Take-ups at tail pulley. Provides 4 in. of belt take-up.

**BEARINGS**—Sealed, pre-lubricated, self-aligning, ball bearings on drive and tail pulleys.

**SPEED REDUCTION**—Sealed worm gear C-Face speed reducer. No. 50 roller chain to drive pulley.

**MOTOR—1 HP**—208/230/460/575V—3 Ph.—60 Hz. Premium Energy Efficient C-Face.

**BELT SPEED**—Constant 65 FPM.

**CAPACITY**—Maximum load per linear foot of conveyor 100 lbs. NOT TO EXCEED capacity in charts.

**FLOOR SUPPORTS**—Now supplied as optional equipment.

8" DIA. DRIVE PULLEY HORIZONTAL LIVE LOAD CAPACITY @ 65 FPM			
HP	BELT WIDTHS TO	LENGTHS UP TO	
		52'	102'
		DISTRIBUTED LOAD (LBS.)	
1	24" - 30"	530	350
	36" - 42"	450	250
	48" - 52"	360	100
2	24" - 30"	1250	1100
	36" - 42"	1200	950
	48" - 52"	1100	850

## • OPTIONAL EQUIPMENT

**FLOOR SUPPORTS**—MS Type floor supports are available with a wide range of adjustment. Specify top of belt or roller elevation. One support required at every bed joint and ends of conveyor. Holes in feet for lagging to floor. Knee braces recommended above MS-6 support.

**BELT\***—White Polymate 100 RMP-COS (cover one side), Black Trackmate 120 Roughtop with PVC cover, Brown Polymate Roughtop w/Nitrile cover, Black Trackmate 533 COS-PVC, Tan Glidetop, Pure Gum Rubber Roughtop.

**BELT SPEED\***—Other constant and variable speeds. V-belt drive supplied on speeds under 17 FPM.

**OVERHEAD END DRIVE**—Motor-reducer unit mounted 9 1/2 in. above belt. Other clearances available, specify. (Chain guard right hand side). Minimum elevation—10 in.

**SIDE MOUNTED END DRIVE**—Motor-reducer unit mounted left hand side of conveyor. Minimum elevation 10 in.

**CENTER DRIVE**—Provides 16 in. of belt take-up. Minimum elevation 20 in. Specify location. Minimum OAL 66 in.

**LOW ELEVATION SIDE MOUNTED CENTER DRIVE**—Motor-reducer unit mounted to side of conveyor. Minimum elevation 16 1/2 in.

**STACKED END DRIVE**—Contact factory for minimum elevations.

**V-BELT DRIVE**—V-Belt supplied between motor and reducer. Minimum overall drive width 14 in. Allow 65 in.

**O-RING DRIVE CHAIN**—With sealed in lubricant (Recommended for applications that do not permit regular lubrication).

**UNDERSIDE TAKE-UP**—Provides 16 in. of belt take-up. Extends down 15 3/4 in. from top of belt.

**NOSEOVER\***—Adjustable, single (0 ° to 15 °), double (0 ° to 30 °).

**LOWER POWERED FEEDER\***—Chain type driven from tail pulley of inclined conveyor. Underside take-up required when end drive is used. MS-Type floor supports now supplied as optional equipment. 8 in. dia. drive recommended on conveyor when feeder exceeds 44 1/2 in. OAL—50 1/2 in. OAL with system end.

**BUTT COUPLINGS**—Provides connection to SB, RB, LR, ACC, ACZ, ABEZ, 190-NSP, 190-NSPEZ, 20-CR, 1.9 in. & 2.0 in. gravity conveyors. Includes 1 in. dia. pop out roller. Center drive or underside take-up recommended.

**SYSTEM END ROLLER**—12 in. long tail sections provide connection to: SB, RB, LR, ACC, ACZ, ABEZ, 190 NSP, 190-NSPEZ, 1.9 in. & 2.0 in. gravity conveyors. Includes 1.9 in. dia. pop-out transfer roller. Belt width is 6 in. less than bed width. Center drive or underside take-up required.

**GUARD RAILS**—Adjustable Universal Channel Guard Rail, solid side guards, PC side guards with formed top.. Fixed Channel overlapping, one direction (use with systems ends only). Fixed Channel non-overlapping, reversing (use with system ends only).

**CASTERS**—See Accessory section.

**POLY-TIER SUPPORTS**—36 in. to 120 in. support heights in 6 in. increments. Knee braces supplied.

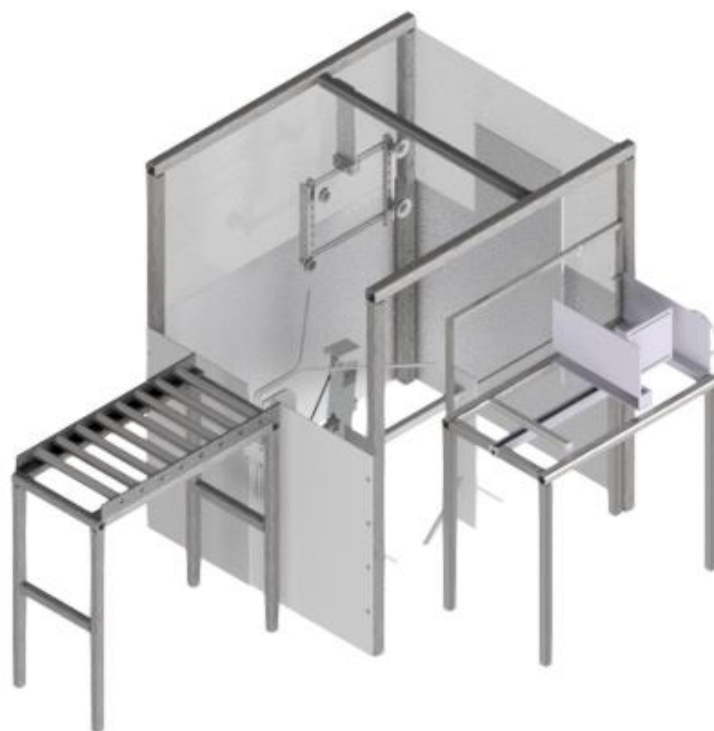
**CEILING HANGERS**—5/8 in. dia. x 8 ft. long unplated rods fully threaded. Other lengths and galvanized rods available.

**MOTORS**—Single phase, brakemotor, other characteristics. 2 HP maximum.

**ELECTRICAL CONTROLS**—One direction manual start switch, reverse drum switch, non-reversing and reversible magnetic starters, push button stations. AC variable frequency drive.

**\*NOTE:** Capacity affected with these options.

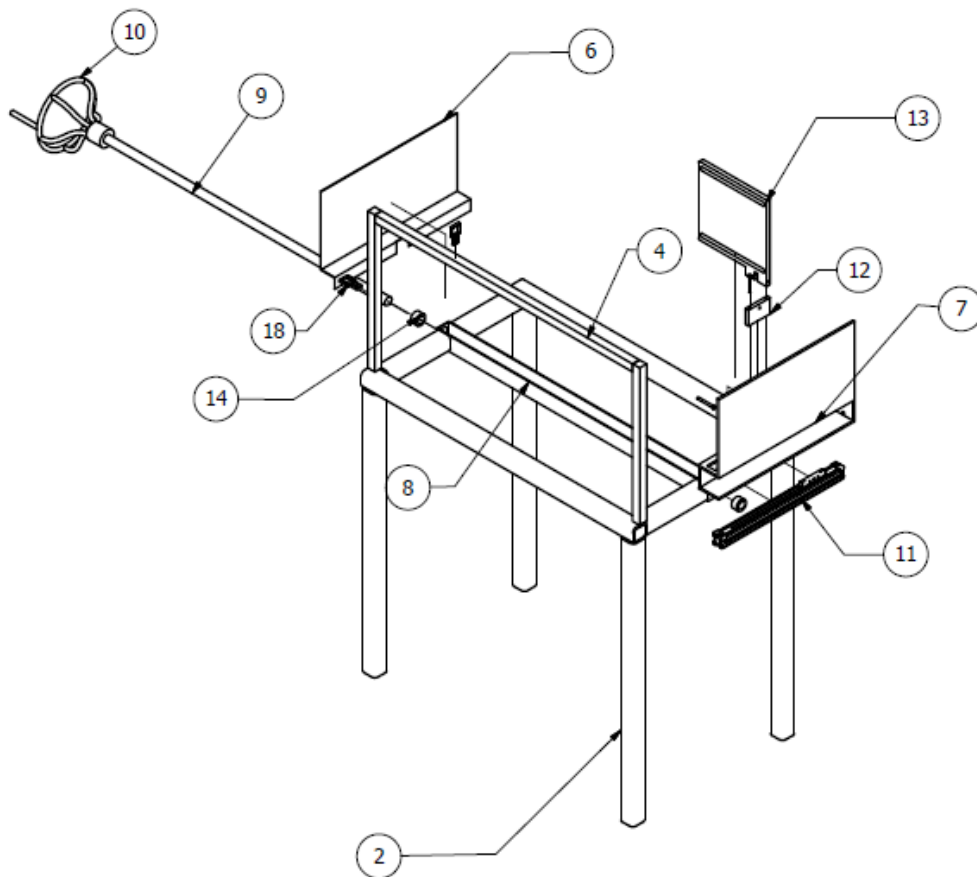
## 11.4. Manual de usuario Case Supplier 1.0



**CASE SUPPLIER 1.0**

**MANUAL DE USUARIO**

**2018**



# Módulo CS01.1

## 1.1. Listado de partes

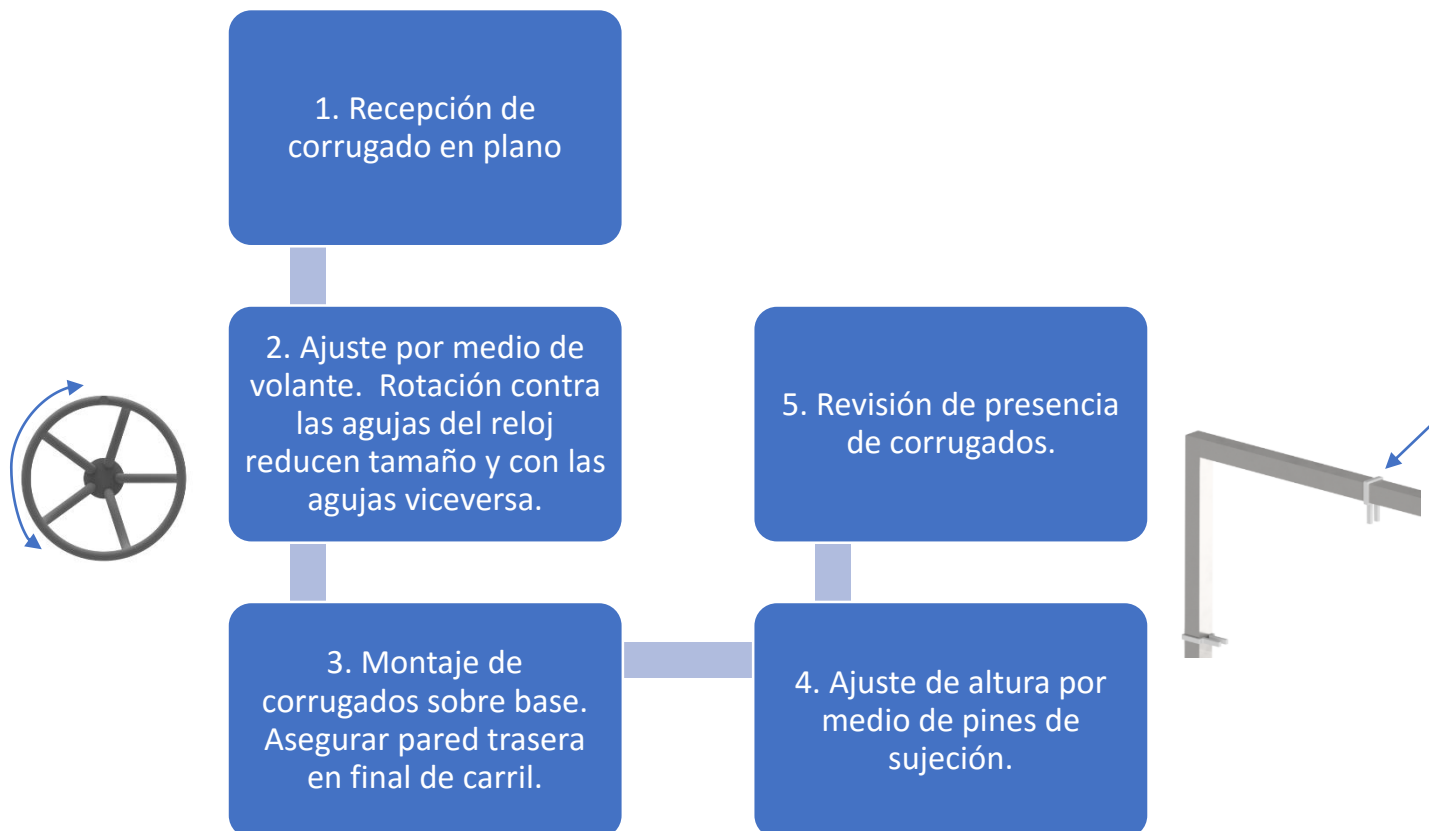
Parte	Cantidad	Codificación	Descripción
1	4	AISC HSS - 2 x 2 x 1/4 - 39.37	Viga para estructura
2	4	AISC HSS - 2 x 2 x 1/4 - 35.433	Viga para estructura
3	2	AISC - 1x1 - 19.685	Viga para estructura
4	1	AISC - 1x1 - 37.37	Viga para estructura
5	2	AISC - 2 x 2 x 1/4 - 8.957	Viga para estructura
6	1	BOX_RAIL_WALL	Pared fija para montaje
7	1	BOX_SUPPLIER_MOVING_RAIL	Pared movil para montaje
8	1	BOX_SUPPLIER_WHEEL_BASE	Base para tornillo
9	1	BOX_SUPPLIER_ADJUSTER	Tornillo de ajuste
10	1	CASE_SUPPLIER_ADJUSTING_WHEEL	Volante de ajuste
11	1	1312500 DGC-K-18-300-PPV-A-GK---(0)	Carril neumático
12	1	BOX_SUPPLIER_BACK_WALL_HOLDER	Base para pared movil de empuje de corrugados
13	1	BOX_SUPPLIER_BACK_WALL	Pared movil para empuje de corrugados
14	2	ISO 4247 - 22.5 x 20	Bujes para tornillo de potencia
15	1	Rivet GB/T 1011-1986-3 X 5	Truss head rivets
16	1	ISO 2341 - A - 6 x 60	Pin de sujeción
17	2	AS 1110 - M5 x 50	Pernos ISO de cabeza hexagonal
18	2	BOX_SUPPLIER_FASTENER	Clips para ajuste de tamaño de corrugado

## 1.2. Descripción del módulo CS01.1

El módulo consiste en una banca con un sistema de montaje por medio de un volante encargado de mover un tornillo de potencia. Los corrugados son montados de manera plana y se ajustará el tamaño utilizando el ajuste que

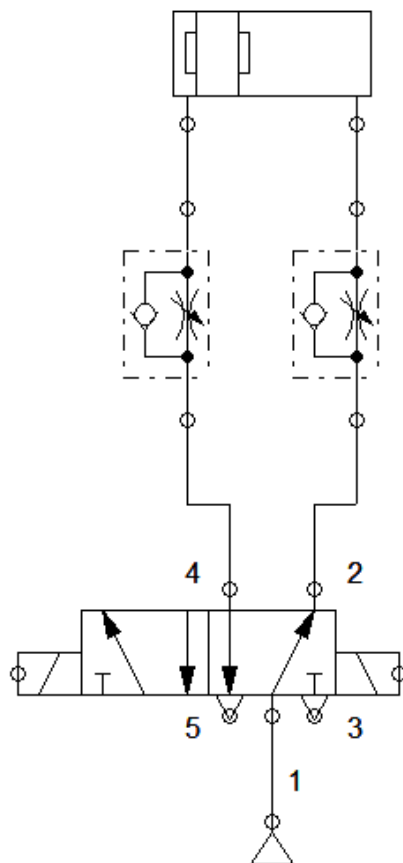
proporciona una de las paredes móviles del sistema. El marco frontal le permite a los corrugados el mantenerse fijos en esa posición a modo que el siguiente módulo pueda ejecutar su función

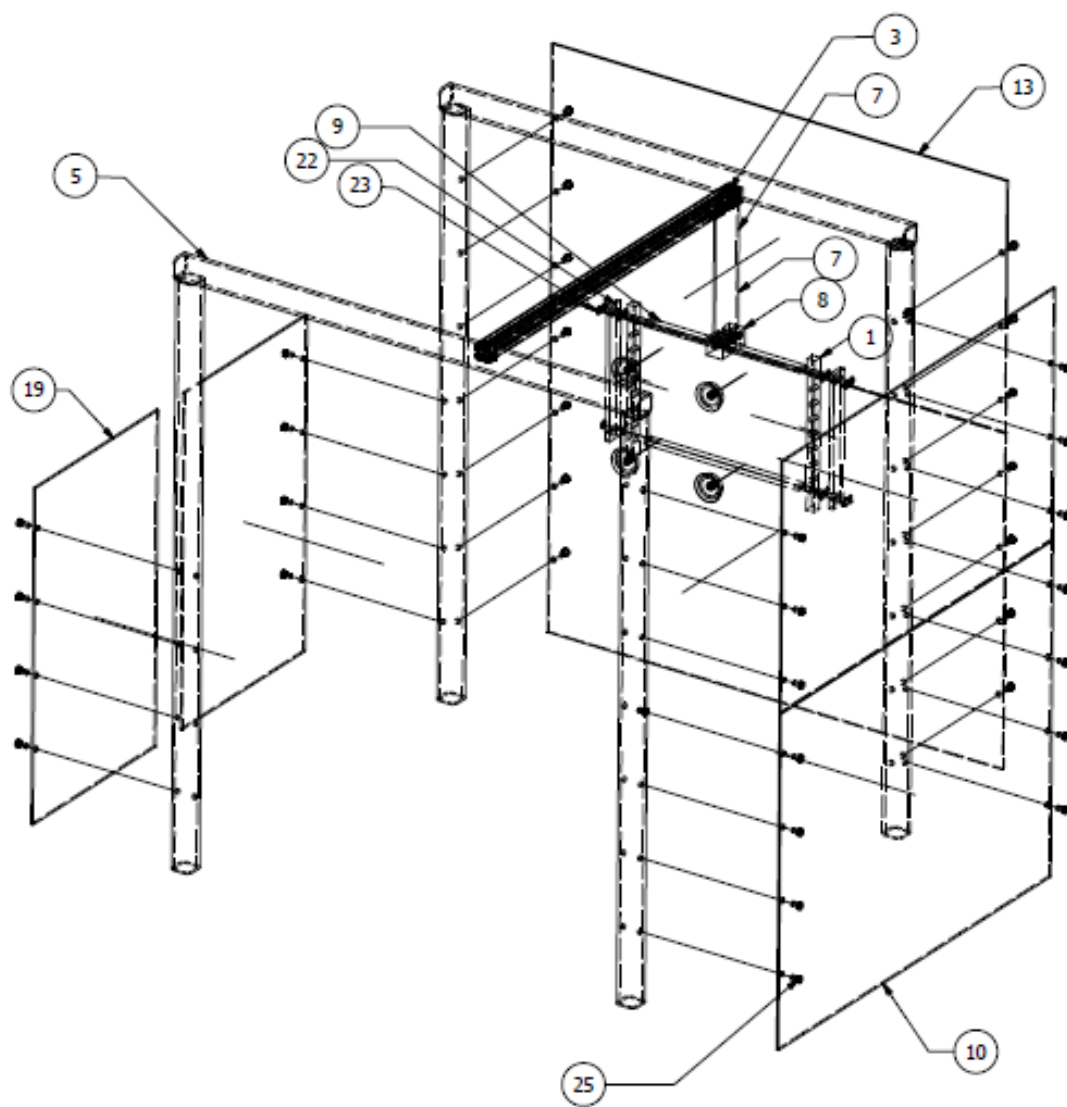
## 1.3. Conceptos de operación



## 1.4. Sistema neumático

El accionamiento de empuje de corrugados es provocado por un sistema de cilindro neumático lineal sin pistón. Este es accionado por una válvula 5/2 controlada automáticamente por medio de solenoides. El sistema tiene un avance automático el cual permite el ajuste de cada corrugado. Se implementan dos válvulas check pilotadas para protección del carril lineal.





# Módulo CS01.2

## 2.1. Listado de partes

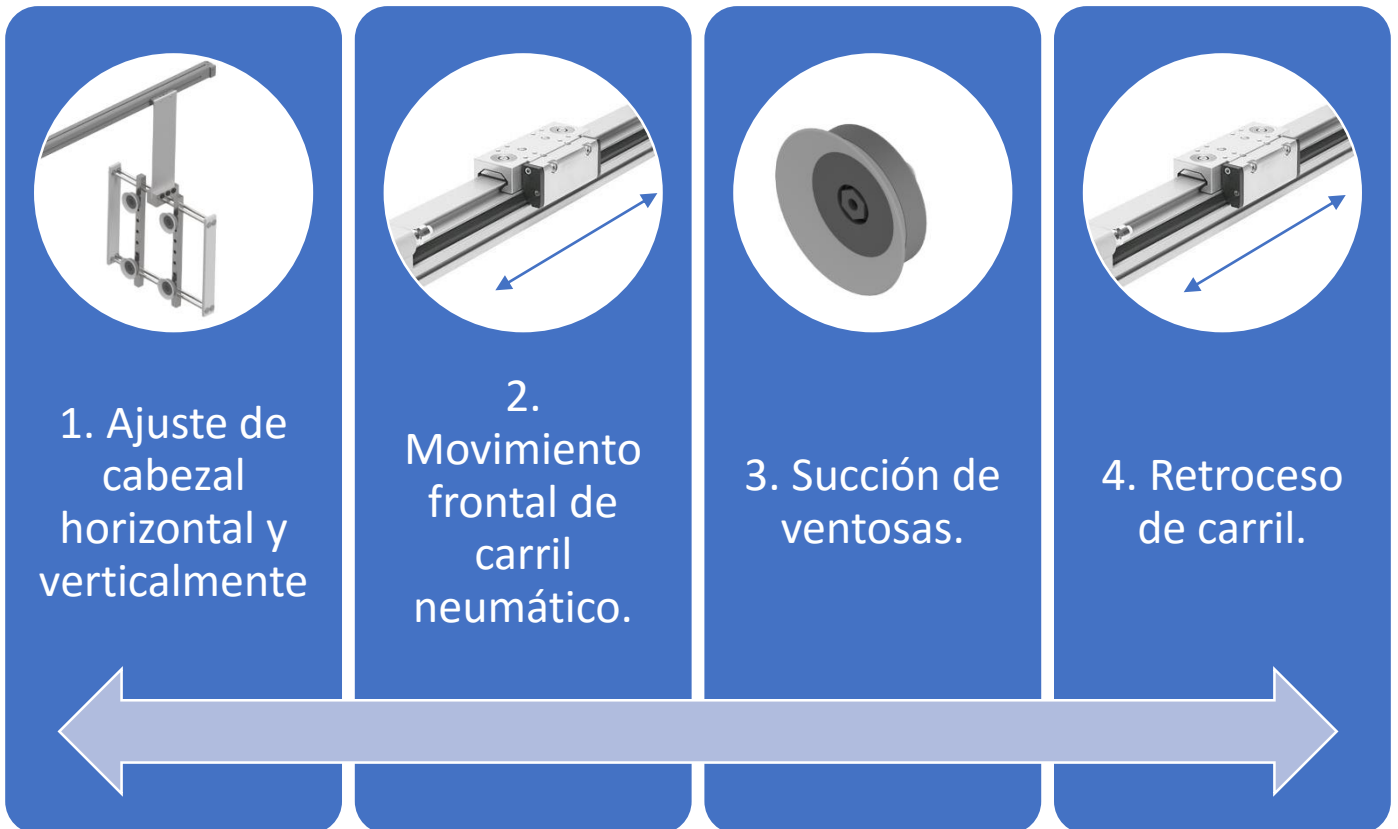
Parte	Cantidad	Codificación	Descripción
1	2	PNEUMATIC_HEAD_SUCKER_ADJUSTER	Varillas de ajuste de ventosas
2	4	189178 ESG-80-SS-HE---(0_0)	Ventosas
3	1	1312501 DGC-K-25-1000-PPV-A-GK---(0)	Carril lineal neumático
5	3000.000 mm	ANSI/AISC Rolled Steel - 2 1/2 x 2 1/2 x 5/16- 59.055	Viga para estructura
6	7000.000 mm	ANSI/AISC Rolled Steel - 2 1/2 x 2 1/2 x 5/16- 68.898	Viga para estructura
7	1	PNEUMATIC_HEAD_RAIL_HOLDERS	Conexión de cabezal a riel neumático
8	1	PNEUMATIC_HEAD_RAIL_BASE HOLDER	Base para ajuste de cabezal neumático
9	4	PNEUMATIC_HEAD_HORIZONTAL_RAIL	Rieles horizontales de cabezal neumático
10	1	STRUCTURE_SHELL	Carcasa de protección de sistema
12	1	STRUCTURE_SHELL_GLASS	Ventanas de protección de sistema
14	14	ANSI/ASME B18.2.1 - 7/16-14 UNC - 0.875	Unión roscada a carril lineal
15	6	ANSI/ASME B18.2.1 - 7/16-14 UNC - 2.75	Unión roscada a carril lineal
16	8	ANSI/ASME B18.2.1 - 7/16-14 UNC - 3	Unión roscada a carril lineal
17	1	BOX_KICKER_LEFT_WALL	Unión de protección a modulo armador de solapas
18	4	AS 1110 - M12 x 30	Perno a estructura
20	4	AS 1110 - M12 x 25	Perno a estructura
21	3	ISO 2341 - A - 12 x 55	Pin de sujeción
22	2	PNEUMATIC_HEAD_SIDE_HOLDERS	Uniones de rieles de cabezal neumático
23	16	ASME B18.21.1 - 1/2	Roldanas de sujeción
24	2	AS 1110 - M4 x 25	Pernos a estructura
25	34	AS 1110 - M12 x 20	Pernos a estructura

## 2.2. Descripción del módulo CS01.1

Este módulo consiste en una estructura metálica reforzada por medio de láminas y ventanaje para su observación. En esta se encuentra un carril lineal neumático encargado de desplazar un cabezal con cuatro ventosas de succión

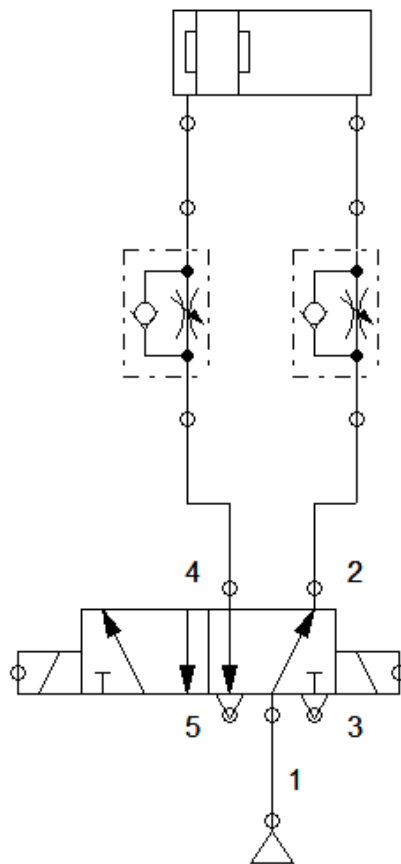
frontal y en reversa a modo que se haga el proceso de armado del corrugado. Un cabezal neumático puede ser ajustado en su agarre de manera vertical y horizontal para garantizar la succión.

## 2.3. Conceptos de operación

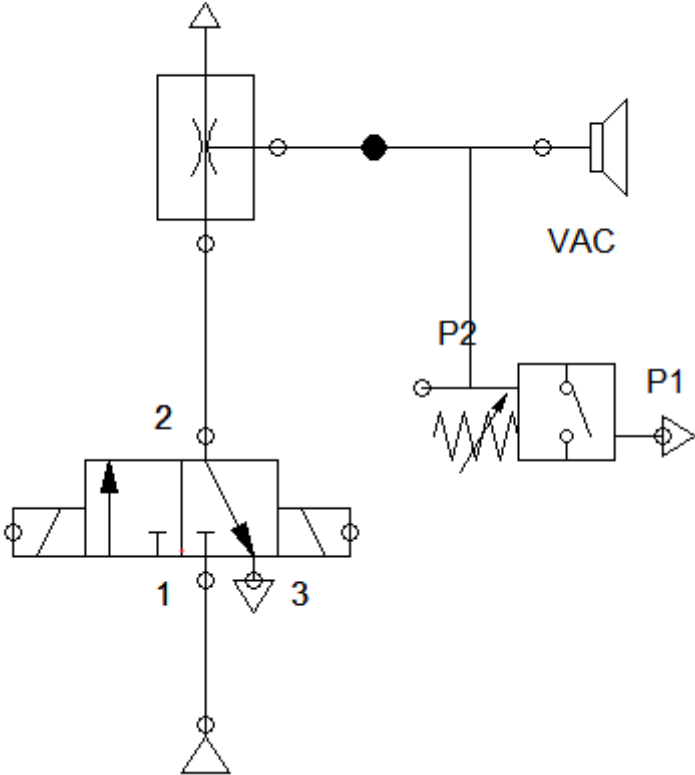


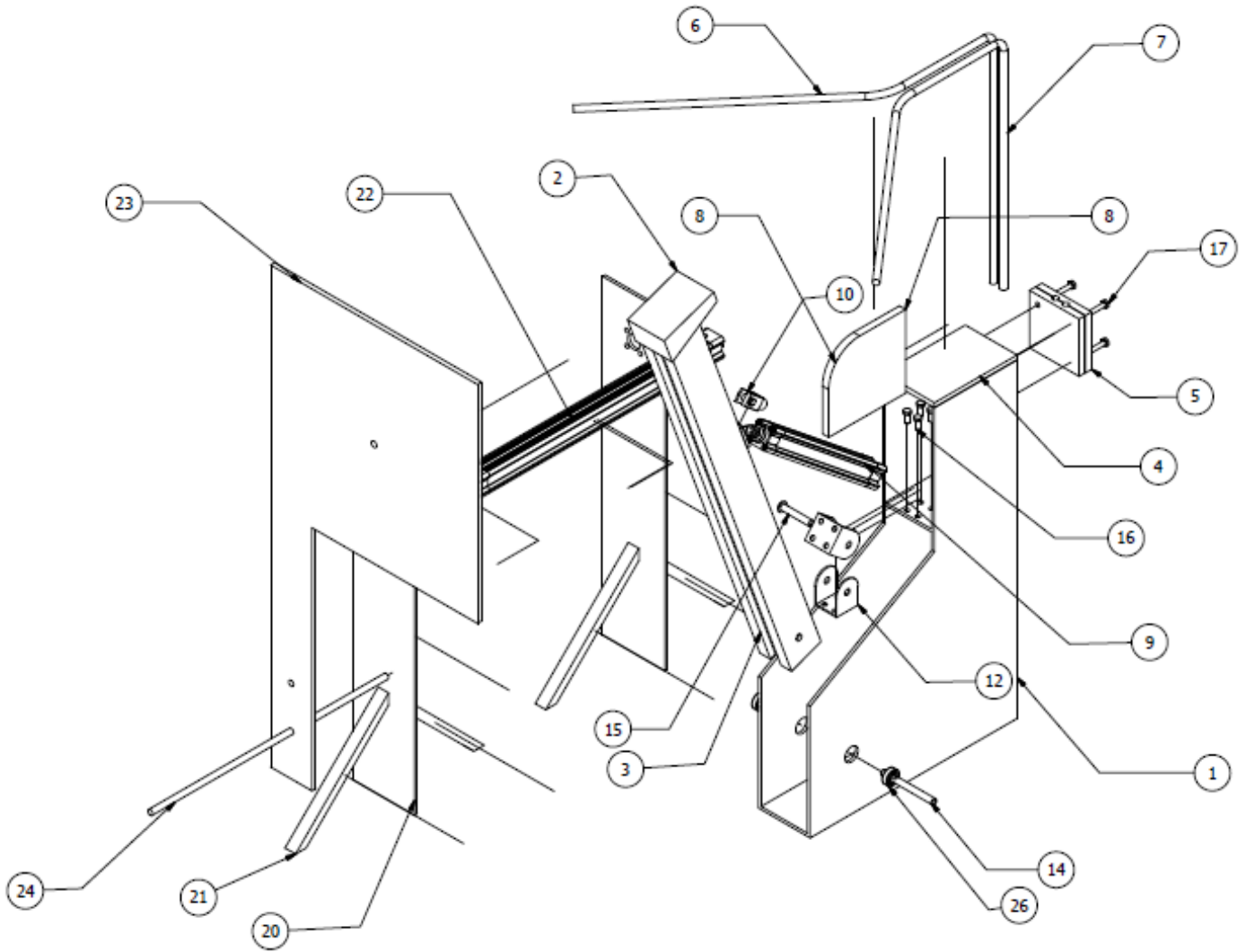
## 2.4. Sistemas neumáticos

El movimiento del cabezal neumático es provocado por un sistema de cilindro neumático lineal sin pistón. Este es accionado por una válvula 5/2 controlada automáticamente por medio de solenoides. Se implementan dos válvulas check pilotadas para protección del carril lineal.



El proceso de succión está manipulado por medio de una válvula 3/n conectada hacia una válvula de 3 vías. Esta está directamente conectada por una línea a un vacuostato que por medio de un diferencial de presión realiza el vacío en la línea, provocando así la succión de la ventosa sobre el corrugado.





# Módulo CS01.3

### 3.1. Listado de partes

Parte	Cantidad	Codificación	Descripción
1	1	BOX_FOLDER_KICKER_BASE_WALL	Estructura base del Sistema
2	1	BOX_FOLDER_KICKER_FOOT	Extensión de articulación de patada
3	1	BOX_FOLDER_KICKER_LEG	Articulación de patada
4	1	BOX_FOLDER_KICKER_BASE_WALL_PLATINE	Platina para ajuste a base
5	2	BOX_FOLDER_SIDE_RAILS_CASE	Base para sujetar varillas
6	1	BOX_FOLDER_SIDE_RAILS	Varillas (1) para doblez de solapa
7	1	BOX_FOLDER_SIDE_RAILS_2	Varillas (2) para doblez de solapa
8	1	BOX_LOWER_FOLDER	Base para doblez de solapa frontal
9	1	1463250 DSBC-32-250-PA-N3---(0)	Cilindro neumático encargado de movimiento circular
10	1	13570 CRSG-M12x1,25	Ajuste a cilindro Festo
11	1	BOX_FOLDER_KICKER_CYL HOLDER	Base de sujeción a cilindro neumático
12	1	BOX_FOLDER_KICKER_BACK HOLDER_BASE	Base para rotación de cilindro
13	1	BOX_FOLDER_KICKER_BACK HOLDER	Plataforma de montaje de base de rotación
14	1	Shaft	Eje para rotación de articulación de patada
15	1	ISO 2341 – A – 12 x 70	Pin para sujeción de base de rotación
16	4	AS 1110 – M8 x 20	Pernos de sujeción
17	4	AS 1110 – M8 x 45	Pernos de sujeción
18	4	AS 1110 – M6 x 16	Pernos de sujeción
19	1	ISO 2491 – A 6 x 4 x 14	Thin parallel keys
20	2	BOX_FOLDER_KICKER_CYL_BS	Base para cilindro neumático lateral
21	4	BOX_FOLDER_KICKER_BS_LEGS_SKEL	Articulación de base para cilindro neumático lateral
22	1	1463250 DSBC-32-500-PA-N3---(0)	Cilindro neumático lateral
23	1	BOX_FOLDER_KICKER_HEAD	Base para succión lateral
24	1	BOX_FOLDER_KICKER_SIDE_HEAD_RAIL	Carril guía para base de succión lateral
25	1	BS 292 Part 1 – 61805 – 25 x 37 x 7	
26	2	STN 024640 SKF € – SKF 6201-RZ	Cojinetes para montaje de eje

### 3.2. Descripción del módulo

Este módulo es el encargado de hacer los dobleces de las solapas inferiores de un corrugado. Un cabezal neumático con una ventosa incorporada es el encargado de hacer la succión para sostener el corrugado. Por medio de un cilindro neumático se hace un movimiento lineal acercado así el corrugado a dos varillas que se encargan de

hacer el doblado de las solapas laterales. Debajo de las varillas se encuentra una base la cual se encarga del doblado de la solapa frontal solamente con la colisión del corrugado con esta. Finalmente una articulación realiza un movimiento circular, ejecutando así una patada que se encarga del doblado de la solapa posterior del corrugado.

### 3.3. Conceptos de operación

1. Succión de ventosa a lateral de corrugado.



2. Movimiento de retroceso de cilindro



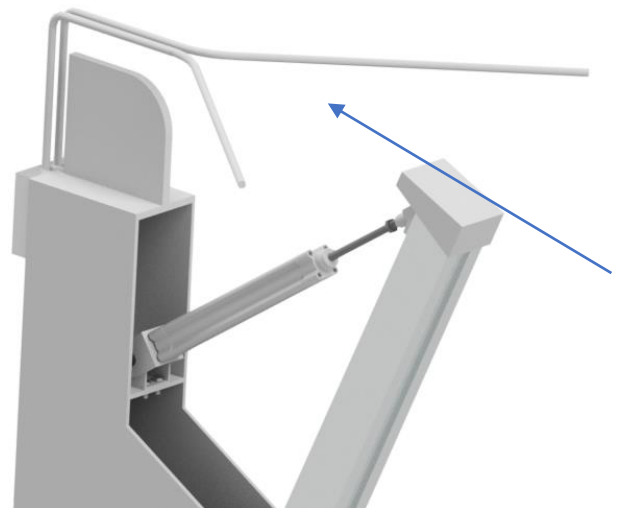
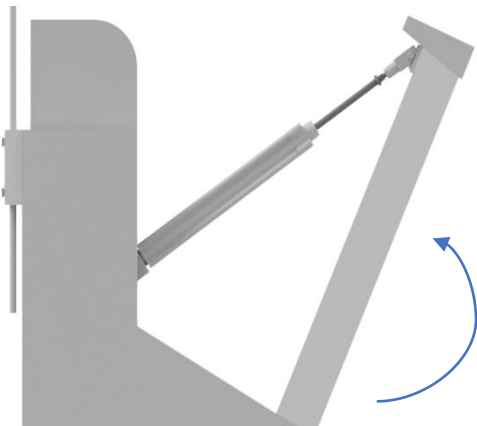
3. Doble lateral de solapas por medio de varillas



4. Colisión de corrugado con base frontal.

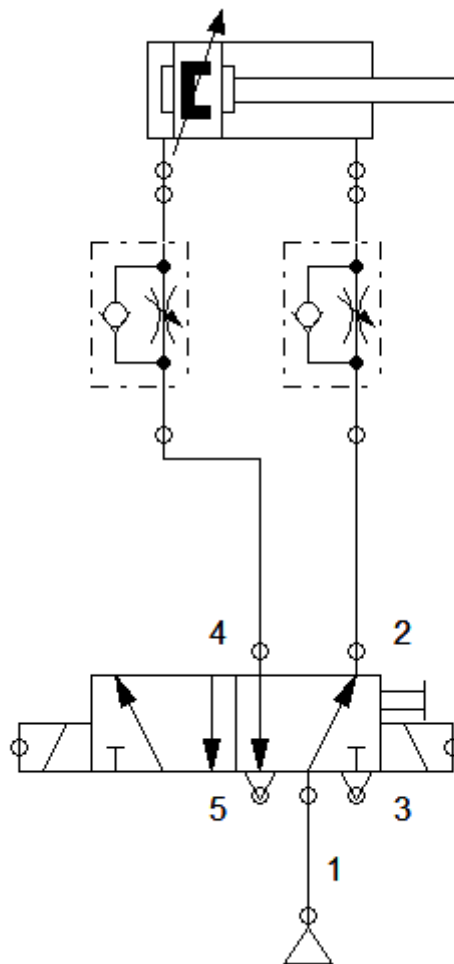


5. Movimiento circular de patada.

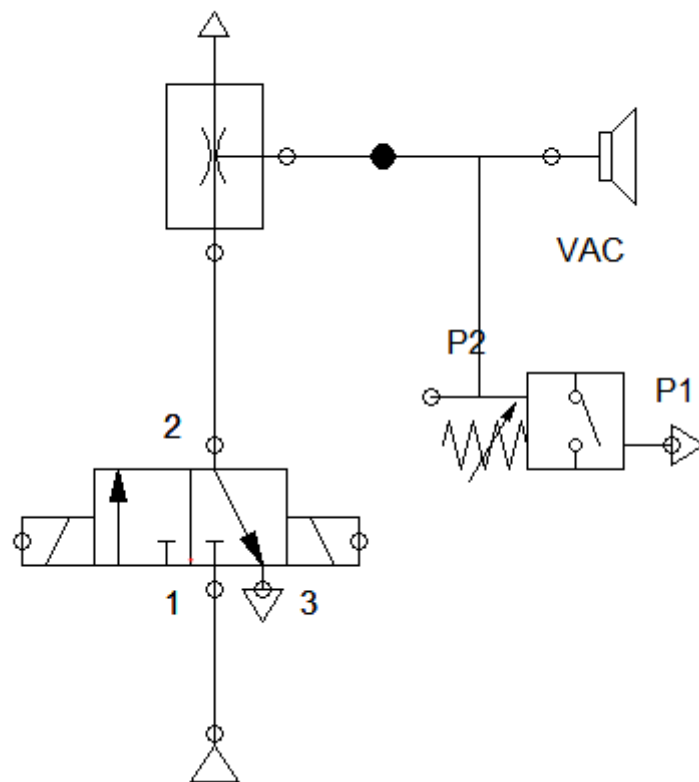


### 3.4. Sistemas neumáticos

El movimiento del cabezal neumático es provocado por un sistema de cilindro neumático de doble efecto. Este es accionado por una válvula 5/2 controlada automáticamente por medio de solenoides. Se implementan dos válvulas check pilotadas para protección del carril lineal.



El proceso de succión está manipulado por medio de una válvula 3/n conectada hacia una válvula de 3 vías. Esta está directamente conectada a una línea a un vacuostato que por medio de un diferencial de presión realiza el vacío en la línea, provocando así la succión de la ventosa sobre el corrugado.



#### 4. Listado de entradas neumáticas

No.	Módulo	Descripción
1	CS0.1.1	Señal de avance frontal de carril neumático.
2	CS0.1.1	Señal de retroceso de carril neumático
3	CS0.1.2	Señal de avance de carril neumático.
4	CS0.1.2	Señal para creación de vacío de vacuostato
5	CS0.1.2	Señal de retroceso de carril neumático
6	CS0.1.2	Señal para remover vacío de vacuostato
7	CS0.1.3	Señal para creación de vacío de vacuostato
8	CS0.1.3	Señal para retroceso de cilindro neumático
9	CS0.1.3	Señal de cilindro neumático de acción circular
10	CS0.1.3	Señal para remover vacío de vacuostato
11	CS0.1.3	Señal de retroceso de cilindro neumático de acción circular
12	CS0.1.3	Señal para remover vacío de vacuostato

## 5. Mantenimientos



Para poder asegurar el funcionamiento correcto de la máquina se debe de hacer revisiones periódicas de los siguientes **componentes mecánicos**:

<b>Tornillo de potencia</b>	<b>Revisión de rosca</b>
<b>Bujes</b>	Revisión de deslizamiento
<b>Pernos</b>	Revisión de sujeción
<b>Ventosas</b>	Revisión de succión
<b>Tornillos y pines</b>	Revisión de rosca y sujeción
<b>Estructuras</b>	Revisión de cordones de soldadura
<b>Barras metálicas</b>	Revisión de oxidación y deslizamiento

Se recomienda hacer revisiones cada ciclo de trabajo de 3 meses.

**Para los sistemas neumáticos** se recomienda hacer limpieza y lubricación de estos en un periodo de 3 meses. Se debe de revisar que el flujo de aire sea lo más limpio posible y evitar a toda costa golpes sobre los émbolos y vástagos de los cilindros

**Para más información comunicarse a**

**Universidad del Valle de Guatemala**

**18 Av. 11-95 zona 15 Vista Hermosa III, Guatemala, Guatemala 01015**

**Tel: (502) 2507-1500**

