

REPORTE TÉCNICO DE RESIDENCIA PROFESIONAL

“DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN DE MÁQUINA AUXILIAR FORMADORA DE CAJAS WRAP AROUND EN PRESENTACIÓN DE 12 BRIKS (CAJAS DE 1 LITRO), EN EL ÁREA DE EMPACADO”

PRESENTAN:

BARRERA AYAR RAUL ALONSO	08270640
LAZOS RAMOS FREDY HORLANDO	08270681
PÉREZ RAMOS JORGE LUIS	08270699

PERIODO:

ENERO – JUNIO 2013

ESPECIALIDAD:

INGENIERÍA MECÁNICA

LUGAR:

LACTEOS DE CHIAPAS, S.A. DE C.V.

TUXTLA GUTIÉRREZ, CHIAPAS. MAYO DE 2013

INDICE

Contenido	pág.
Introducción	1
1.-Generalidades	2
1.1.- Justificación	2
1.2.- Objetivos	3
1.2.1.- Objetivos generales	3
1.2.2.- Objetivos específicos	3
1.3.- Características del área donde se participó	4
1.4.- Antecedentes de la empresa Lácteos de Chiapas S.A. de C.V.	5
1.4.1.- Descripción de la empresa	5
1.4.2.- Historia de la empresa	5
1.4.3.- Localización de la empresa	7
1.4.4.- Misión	8
1.4.5.- Visión	8
1.4.6.- Organigrama general	9
1.5.- Problemas a resolver	10
1.6.- Alcances y limitaciones	11
2.- Marco teórico	12
2.1.- Generalidades	12
2.2.- Principios fundamentales de la mecánica	12
2.3.- Conceptos básicos de la mecánica	13
2.4.- Ley del paralelogramo	14
2.5.- Principio de transmisibilidad	14
2.6.- Leyes fundamentales de Newton	15
2.7.- Ley de la gravitación de Newton	15
2.8.- Presión absoluta y relativa	16
2.9.- Mecanismos	16
2.9.1.- Par cinemático	17
2.9.2.- Movilidad	20
2.9.3.- Mecanismos de eslabones articulados	21

2.9.4.- Mecanismos de retorno rápido	22
2.10.- Engranés	23
2.10.1.- Engranés rectos	24
2.10.2.- Engranés helicoidales	24
2.10.3.- Engranés cónicos	25
2.10.4.- Tornillo sinfín o de gusano	25
2.10.5.- Nomenclatura de los engranes	26
2.10.6.- Análisis de los engranes cónicos rectos	28
2.10.7.- Análisis de fuerzas: engranes cónicos	29
2.11.- Circuitos neumáticos	31
2.11.1.- Filtro de aire comprimido con regulador de presión	33
2.11.2.- Cilindro de simple efecto	37
2.11.3.- Cilindro de doble efecto	39
2.11.4.- Fundamentos de la estática en aplicaciones neumáticas	40
2.11.5.- Cálculo del consumo de aire de un cilindro neumático	41
2.11.6.- Cálculo de la carga crítica de pandeo	42
2.11.7.- Ventosas	42
2.12.-PLC	44
2.12.1.- Estructura	44
3.- Procedimiento y descripción de las actividades realizadas	45
3.1.- Diseño del brazo de aspiración del cartón	45
3.1.1.- Calculo de cilindro neumático para el levantamiento del brazo	49
3.1.2.- Selección de ventosas	52
3.1.3.- Selección de una bomba de vacio para el sistema de ventosas	53
3.2.- Sistema de engranes para el cierre de las pestañas laterales	54
3.2.1.- Cálculo de las fuerzas que actúan en el engrane y cojinete	60
3.2.2.- Cálculo de los diámetros de los ejes de transmisión así como sus respectivos cojinetes	63
3.3.- Diseño de mecanismo de tijera para el cerrado de pestañas inferiores	65
3.3.1.- Cálculo de cilindro neumático para el mecanismo de tijera	68
3.4.- Selección de accesorios del sistema neumático	71

3.4.1.- Tubería neumática	71
3.4.2.- Válvula de estrangulación y antirretorno	71
3.4.3.- Unidad de mantenimiento	72
3.5.- Diseño de circuito neumático en Automation Studio	74
3.6.- Selección de válvulas direccionales	79
Conclusiones	80
Referencias bibliográficas	81
Anexos	82

INTRODUCCIÓN

El presente diseño de la máquina auxiliar formadora de cajas wrap around (se llama wrap around al embalaje de cartón ondulado que se pliega alrededor del producto cerrándose lateralmente por medio de cuatro solapas cortas, es el modelo habitualmente utilizado para transportar briks.), consiste en tener una máquina disponible que entre en funcionamiento únicamente cuando la Tetra Card Board Packer 70 (TBCP 70) sufra un paro inesperado y de esta manera se logra evitar el almacenamiento masivo de los briks sin empacar en la zona de empacado.

La maquina diseñada esta enfocada en formar las cajas wrap around (véase anexo Q para ver las dimensiones de la caja) para posteriormente introducir los briks de manera manual por parte de un operador, lo cual ayudara a reducir el número de personal necesario en estas situaciones de paro emergente y evitar el congestionamiento de producto envasado en la banda transportadora, así como el almacenamiento masivo de los briks fuera de la línea de transporte.

El diseño fue orientado para que el equipo construido sea activado de manera semiautomática, teniendo un operador encargado de la operación de la maquina, y otro operador que se encargara de la manipulación del producto finalizado y empacado, para posteriormente ser trasladado a la zona de estibado.

En el presente diseño se hizo un extensivo uso de herramientas computacionales como Solid Works para realizar el diseño mecánico con sus respectivos mecanismos y ensamblaje de las piezas, tanto como la simulación del prototipo.

Se hizo uso del programa Automation Studio para realizar la simulación del circuito escalera anteriormente realizado para comprobar la secuencia de pasos la cual debe seguir el sistema neumático, esto para que el PLC pueda desarrollar el funcionamiento correcto de la máquina diseñada.

Posteriormente el diagrama de pasos es introducido al programa Stev 7 V.3.2 que con ayuda de Simulador S7_200 podremos tener una mejor idea de la operación del PLC ya que estas herramientas simulan el funcionamiento de un PLC virtual.

1 GENERALIDADES

1.1 JUSTIFICACIÓN

En una empresa alimenticia existen dos procesos fundamentales: producción y empackado. Lácteos de Chiapas S.A. de C.V. procesa leche a una velocidad de 6,000 litros/hora. La máquina Tetra Brik Aseptic (TBA) se encarga de envasar el producto en los briks y luego por medio de una banda transportadora llega a la TCBP 70, la cual alinea los briks en una formación de 6 x 2 para posteriormente introducirlos ordenadamente en las cajas wrap around para finalmente proceder al sellado del paquete.

La máquina TCBP 70 tiende a fallar ocasionalmente, ya sea por falla mecánica, eléctrica o de operación; cuando esto ocurre la banda transportadora comienza a saturarse con los briks provenientes de la TBA, esta no deja de producir a una razón de 100 briks/minuto. Esto ocasiona que mas personal sea requerido como apoyo en el área de empackado para retirar los briks la banda y depositarlos en la mesa hasta que el fallo en la TCBP 70 sea solucionado. La producción de la TBA no puede detenerse ya que eso pondría en riesgo la calidad del producto además que provocaría gastos mayores.

La máquina auxiliar diseñada es de gran ayuda en estas situaciones, ya que no se requiere de mas personal y mucho menos de que la TBA tenga que dejar de operar.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivos generales.

- 1.- Diseñar una máquina auxiliar formadora de cajas wrap around en presentación de 12 briks (envases de un litro) en el área de empackado.
- 2.- Reducción de gastos de producción.

1.2.2 Objetivos específicos.

- 1.- Diseñar una máquina auxiliar Tetra Card Board Packer 70 para la formación de cajas wrap around en presentación de 12 briks que entrará en operación cuando la TCBP 70 sufra un fallo inesperado.
- 2.- La reducción del número del personal requerido en el área de empackado cuando se presenta un paro inesperado en la maquina TCBP 70.
- 3.- Evitar el paro de emergencia de la TBA.
- 4.- Garantizar la calidad del producto finalizado.

1.3 CARACTERÍSTICAS DEL ÁREA EN EL QUE SE PARTICIPÓ

En el área de mantenimiento de la empresa podemos encontrar un edificio el cual consta de una oficina donde se encuentra el jefe de departamento de mantenimiento, a un lado se encuentra el taller mecánico donde se realizan todas las operaciones de mantenimiento a la maquinaria en general, en el mismo edificio podemos localizar el almacén de suministros y refacciones.

Por otro lado, el área a la cual nos enfocamos es el área de empaquetado, es en esta donde se encontrará instalada la máquina auxiliar que se ha diseñado; dicha área cuenta con la TCBP 70, tarimas de madera para estibar el producto finalizado, cartón en forma de materia prima para formar las cajas Wrap around. Esta área es manejada por dos operadores los cuales supervisan y operan la maquinaria y mantienen bajo observación la línea transportadora proveniente del área de producción.

También podemos localizar una mesa adjunta a la línea de transporte, la cual tiene como función apartar ciertas muestras de los briks que se extraen de la línea y cada cierto tiempo marcándolas con la hora de extracción y otros datos, las cuales son llevadas posteriormente al laboratorio bioquímico para ser sometidos a sus respectivos análisis de calidad, con esto se asegura una buena producción y calidad del producto finalizado.

1.4 ANTECEDENTES DE LA EMPRESA LÁCTEOS DE CHIAPAS S.A. DE C.V.

1.4.1 Descripción de la empresa

Lácteos de Chiapas S.A. de C.V. es una empresa fundada tras varios años de dedicada labor por parte de productores ganaderos chiapanecos, en la cual se logró reunir un capital importante aportado por cerca de mil socios, con lo cual se adquirió el equipo completo para instalar una planta productora de leche pasteurizada, dicha planta cuenta con tecnología de punta, equipos Suecos en su mayoría, lo que lo ubica dentro de las primeras cuatro plantas de su tipo en el país.

El establecimiento de dicha planta en el año 2002, trajo beneficios importantes para los pequeños ganaderos de la región, consolidándose así el concepto de desarrollo sustentable, con lo cual los productores medianos obtienen precios más justos por el producto, ya que en tiempos pasados la compañía Nestlé les pagaba precios demasiados bajos y al no haber otras opciones para comercializar su producto, los ganaderos se conformaban con el pago que les daban.

La empresa se dedica a la elaboración de tres principales tipos de productos: Leche ultrapasteurizada (en sus diferentes presentaciones: light, entera, semidescremada, deslactosada), crema y diferentes presentaciones de quesos.

1.4.2 Historia de la empresa

Este proyecto surge de la inquietud de un grupo de ganaderos al darse cuenta que el campo ya no está siendo rentable debido al alto costo de mantenimiento y control sanitario del ganado y al bajo precio que se ha vendido la leche por muchos años.

Chiapas ha sido por tradición productor de leche por lo que el proyecto de una planta ultrapasteurizadora se hizo viable en la zona centro del estado. De la producción total de leche que se produce en Chiapas, el 30% era comprado por la compañía Nestlé el resto

utilizado en la elaboración de quesos y venta de leche bronca sin cortar lo que se destina a la alimentación de los becerros.

De esta manera nace la primera planta ultrapasteurizadora en Chiapas con denominación social “LÁCTEOS DE CHIAPAS S.A. DE C.V.”. La cual procesa 6,000 litros de leche por hora, la cual está constituida por ganaderos que al comprar acciones tiene ventaja de vender su producto a la planta siempre y cuando cumpla con las normas de calidad establecidas.

La empresa cuenta con maquinaria de tecnología de punta adquirida en la empresa Tetra Pak. La cual envasa leche UHT (ultra high temperature) en presentación de un litro.

Actualmente “Lácteos de Chiapas” ha alcanzado un crecimiento considerable en el estado y continua creciendo en algunos estados vecinos.

La marca Pradel busca contribuir en la salud y bienestar de las familias chiapanecas proporcionándoles un alimento natural de gran sabor y calidad totalmente elaborado en el estado.

Lácteos de Chiapas desea mejorar la calidad y el nivel de vida de muchos chapaneos, brindar fuentes de empleo directos e indirectos, lo mas importante es que las utilidades que esta empresa genera para los socios continúan dentro del estado y no se van a otro estado o país como ha sucedido y sigue sucediendo con empresas de capital foráneo.

1.4.3 Localización de la planta

La planta procesadora de leche UHT con denominación social Lácteos de Chiapas S.A. de C.V. se encuentra ubicada en el tramo carretero Berriozábal – Ocozocoautla, Km. 3.5 municipio de Berriozábal, Chiapas.

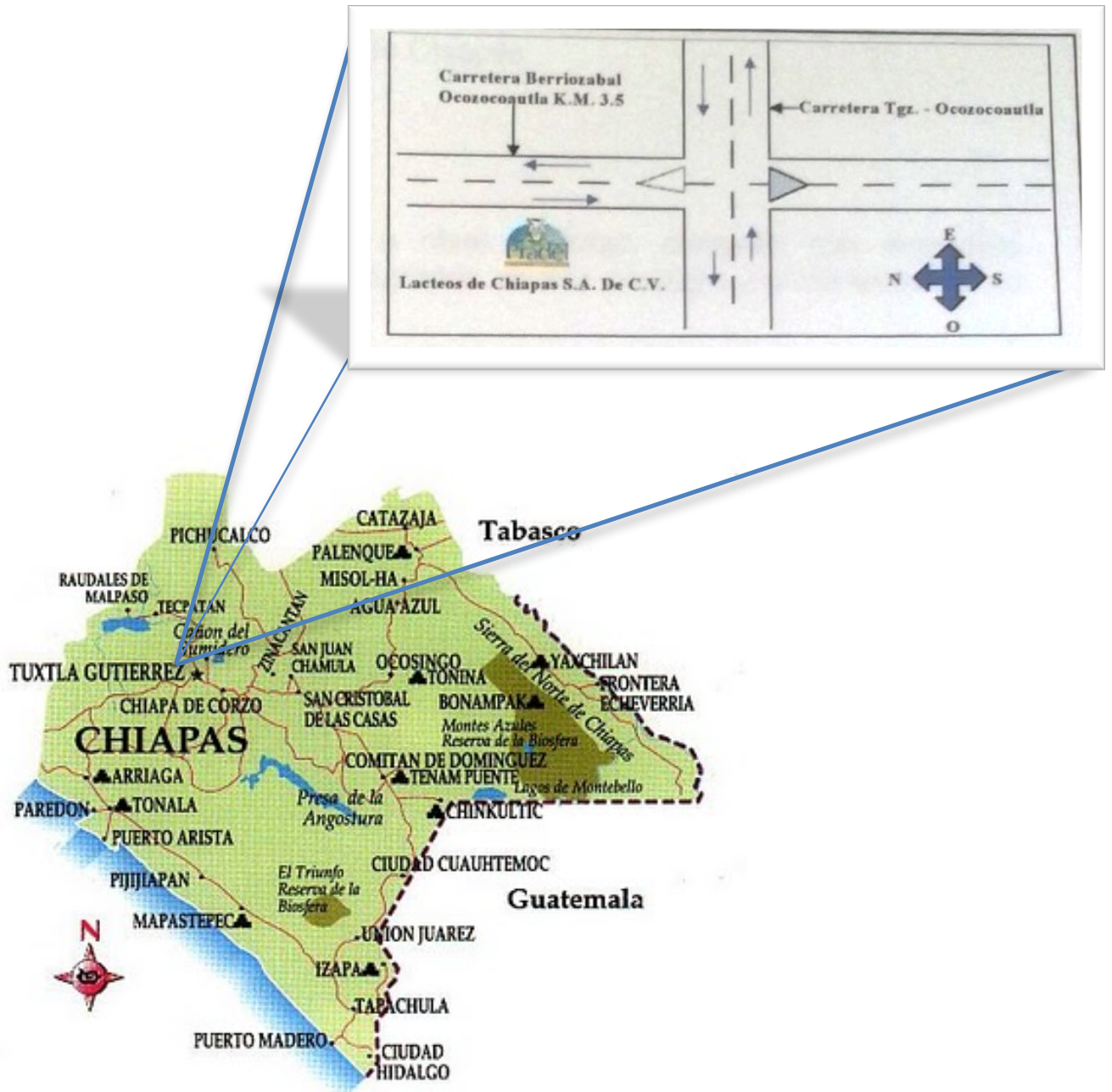


Fig. No. 1.- Ubicación geográfica de la planta.

1.4.4 MISIÓN

Transformar la materia prima y obtener un producto de la más alta calidad que satisfaga las necesidades del consumidor, contribuyendo al desarrollo social y económico de los socios ganaderos de Chiapas.

1.4.5 VISIÓN

Ser una marca reconocida a nivel nacional, competir con empresas internacionales en calidad y precio logrando un alto prestigio y preferencia de los consumidores.

Contribuir al desarrollo de los socios a través de una cadena productivo que permita la rentabilidad del sector ganadero chiapaneco.

1.4.6 ORGANIGRAMA GENERAL

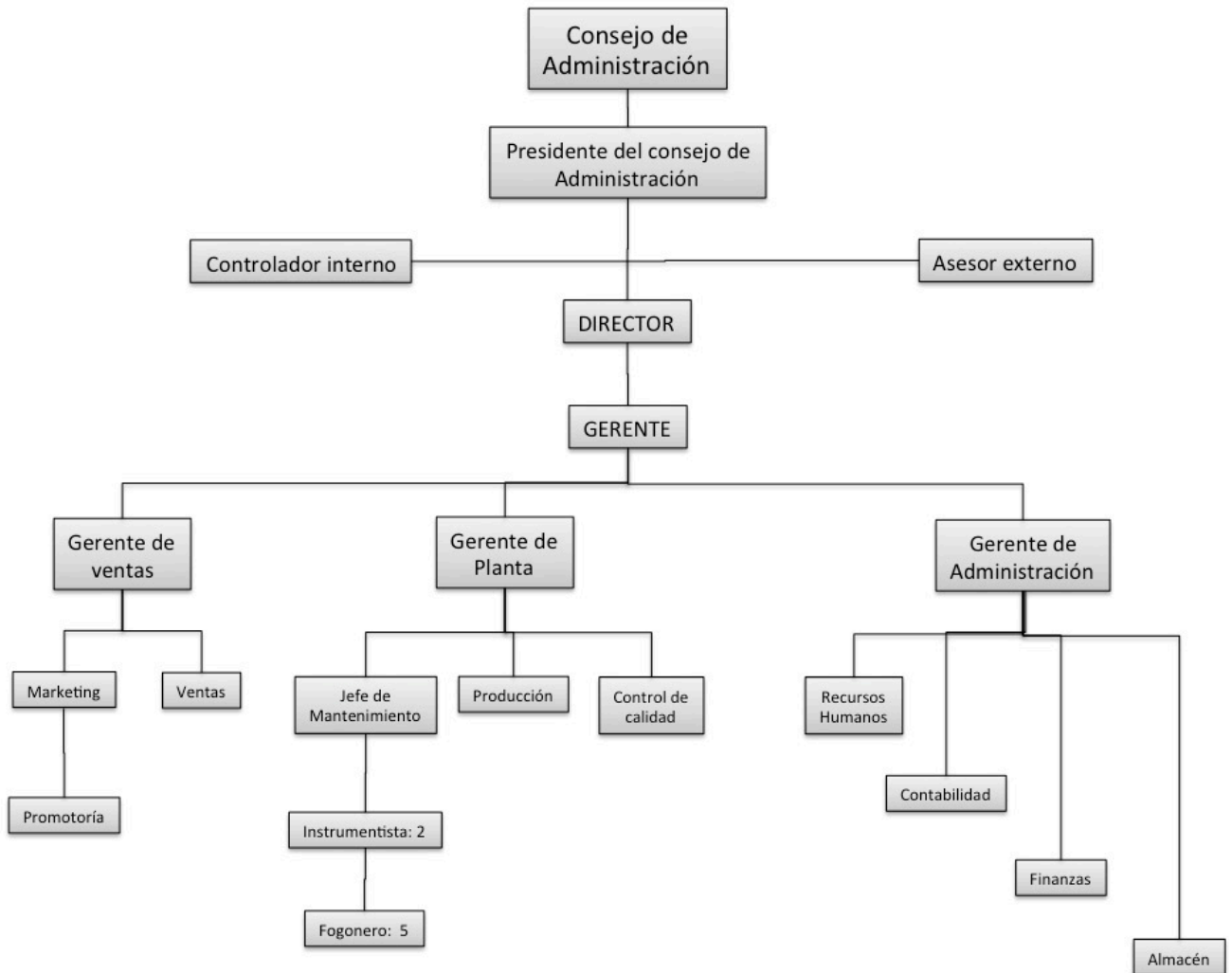


Fig.No.2.- Organigrama de la empresa.

1.5 PROBLEMAS A RESOLVER

- ✓ Los problemas son frecuentes en la TCBP 70, por lo tanto se necesita la máquina auxiliar para dotar del tiempo necesario para que el personal de mantenimiento realice las operaciones de reparación pertinente a la TCBP 70.

- ✓ Cuando ocurre un paro inesperado en la empacadora de briks, se tiene como resultado una acumulación excesiva de los briks en la línea de transporte, esta se ve saturada y si no es liberada de tal saturación el problema puede llegar a extenderse hasta la TBA poniendo en peligro la producción entera.

- ✓ Es latente la problemática de necesitar un mayor número de personal emergente en el área cuando un problema de paro se presenta, descuidando sus actividades para poder ayudar en el área de empaclado.

- ✓ Al presentarse este tipo de problemas el personal tiene que ocuparse del armado manual de las cajas wrap around, esto con ayuda de pistolas que aplican el pegamento Hot Melt, el tiempo y la calidad de armado de las cajas se ve afectado, por lo cual la producción se ve afectada también.

1.6 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO

Alcances

Entre los alcances en el desarrollo de este proyecto, se consultaron fuentes bibliográficas y de internet para el desarrollo de los cálculos y del diseño. Cotizaciones de los materiales para la elaboración de los mecanismos y de los elementos neumáticos que se implementaron en la maquina.

Se realizo una estancia en la empresa Lácteos de Chiapas S.A. de C.V. para conocer las necesidades a cubrir, conocer acerca de los procesos y recabar la información necesaria para la elaboración del proyecto.

El proyecto alcanzara a cubrir una necesidad de la empresa que surge eventualmente en el área de empackado.

Limitaciones

Una de las grandes limitantes del proyecto, es el tiempo de evaluación para conocer la viabilidad del mismo, ya que esto es tomado a consideración del gerente de planta, sin la aprobación no se tendrá la destinación de los recursos tanto humanos como económicos para la elaboración del mismo.

De ser aprobado el proyecto, otra limitante seria el tiempo en el que llegaran todos los materiales necesarios para su construcción.

También la falta de tiempo del asesor externo para apoyarnos y proporcionarnos la información necesaria para el desarrollo del proyecto.

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Generalidades

En esta parte se hablara de la relevancia correspondiente a los temas de ingeniería mecánica que sirvieron como base fundamental para el pleno desarrollo y finalización del proyecto, esto se hace con la finalidad de poder tener una mejor comprensión acerca de los cálculos realizados, y poder así tener una mejor idea de cómo se realizo el diseño que se presenta como solución a la problemática anteriormente planteada.

Para tener una idea mas generalizada, no esta de mas mencionar las asignaturas cursadas a lo largo de la carrera de ingeniería mecánica de las que nos hemos apoyado para poder realizar los cálculos pertinentes en este proyecto de residencia profesional; algunas de estas fueron:

- Estática
- Mecánica de materiales
- Mecanismos
- Dinámica
- Circuitos hidráulicos y neumáticos
- Circuitos lógicos programables (PLC).
- Flujo de fluidos
- Diseño 1 y 2.
- Mantenimiento

2.2 Principios fundamentales de la mecánica

Comenzamos definiendo que la mecánica es una ciencia física puesto que estudia fenómenos físicos. Sin embargo, algunos la asocian con las matemáticas y otros difieren considerándolo un tema de ingeniería. Entonces podemos definirla como la ciencia que describe y predice las condiciones de reposo o movimiento de los cuerpos bajo la acción de fuerzas. Se divide en tres partes primordiales: la mecánica de cuerpos rígidos, la mecánica de cuerpos deformables y la mecánica de fluidos.

La mecánica de cuerpos rígidos se divide en estática y dinámica; la primera estudia los cuerpos en reposo y la segunda los cuerpos en movimiento. En esta parte del estudio de la mecánica se supone que los cuerpos son perfectamente rígidos. Sin embargo, las estructuras y las máquinas reales nunca lo son y se deforman bajo las cargas a las que están sometidas. Estas deformaciones casi siempre son muy pequeñas y no afectan de forma apreciable las condiciones de equilibrio o de movimiento de la estructura en consideración. Pero es fundamental cuando se tiene en cuenta la resistencia de la estructura a las fallas y se estudian en la mecánica de materiales, que es una parte de la mecánica de cuerpos deformables.

La mecánica de fluidos se subdivide en el estudio de los fluidos incompresibles y compresibles. La hidráulica es una división de las más importantes de estudios de los fluidos ya que esta directamente ligada a los fluidos incompresibles y trata problemas relativos a los líquidos.

2.3 Conceptos básicos de la mecánica

Los conceptos básicos que se emplean en la mecánica son *espacio*, *tiempo*, *masa* y *fuerza*. Cada uno de estos conceptos no tienen una definición exacta.

El concepto de *espacio* se asocia con la noción de posición de una partícula o punto, dicha posición de éste puede definirse por tres longitudes medidas desde un punto de referencia u origen, en tres direcciones dadas. Estas longitudes se denotan como coordenadas del punto.

Para poder definir un evento, no es suficiente con saber su posición en el espacio si no que también es indispensable saber el *tiempo* en el que está sucediendo el evento, en el SI utiliza como unidad de tiempo el segundo ya que esta tiene aceptación mundial en la ciencia y en la industria como unidad de tiempo.

El concepto de *masa* tiene la función de caracterizar y comparar los cuerpos con base a ciertos experimentos mecánicos fundamentales, pero de una manera fácil de explicarlo la masa es la medida, en kilogramos o gramos e incluso toneladas para el SI, de una cierta cantidad de materia. La unidad de medida de masa es el kilogramo, también se usa el gramo, donde un gramo es la milésima parte de un kilogramo ($1 \text{ gr} = 0,001 \text{ kg}$).

Una fuerza representa la acción de un cuerpo sobre otro y puede ser ejercido por tacto real o a una cierta distancia, como en el caso de la fuerza gravitatoria que es fundamental en nuestros cálculos y las no tan utilizadas en este proyecto las fuerzas magnéticas. Una fuerza se caracteriza por su punto de aplicación, magnitud y dirección y se representa como un vector como se puede apreciar en la siguiente imagen ilustrativa.

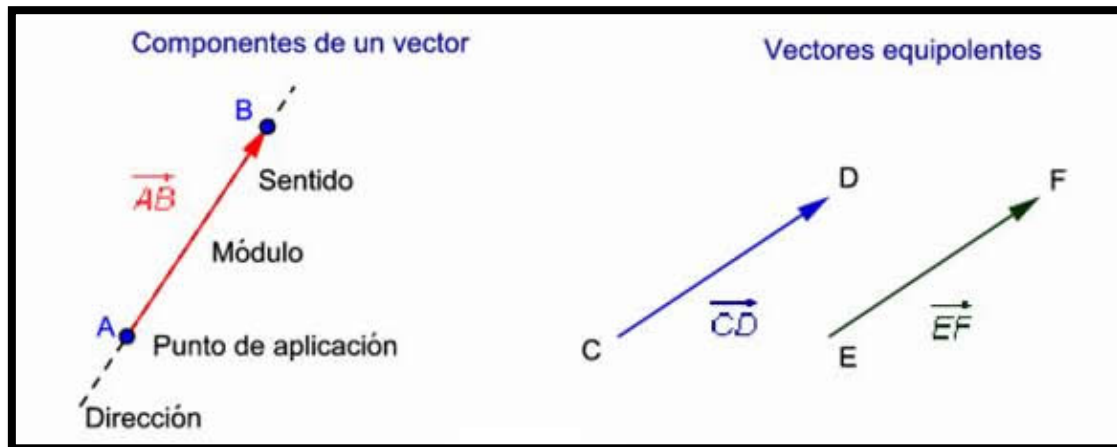


Fig. No. 3.- Representación de un vector fuerza.

2.4 Ley de paralelogramo para adición de fuerzas.

Establece que dos fuerzas que actuando sobre una partícula pueden ser sustituidas por una sola fuerza llamada resultante, que es obtenida al dibujar la diagonal del paralelogramo que tiene lados iguales en magnitud a las fuerzas dadas.

2.5 Principio de transmisibilidad

Este principio establece que las condiciones iniciales de equilibrio o de movimiento de un cuerpo rígido permanecerán inalteradas siempre y cuando una fuerza que actúa en un punto del cuerpo se sustituya por otra fuerza de la misma magnitud y la misma dirección, que siempre y cuando actúen sobre la misma línea de acción.

2.6 Leyes fundamentales de Newton

Estas importantes leyes fueron formuladas y postuladas por Sir Isaac Newton a finales del siglo XVII y son enunciadas de la siguiente manera:

Primera ley. Si la fuerza resultante que actúa sobre una partícula es cero, la partícula permanecerá en reposo esto si la partícula estaba originalmente en reposo, de lo contrario se moverá con velocidad constante en línea recta si esta originalmente estaba en movimiento.

Segunda ley. Si la fuerza resultante que actúa sobre una partícula no es cero, la partícula tendrá una aceleración proporcional a la magnitud de la resultante y en la dirección de ésta. Se expresa matemáticamente de la siguiente forma.

$$F = m * a \dots\dots\dots (ec. 1)$$

Donde F, m y a, respectivamente representan la fuerza que actúa sobre la partícula, la masa de la misma y la aceleración que posee dicha partícula, expresada en Newtons, kilogramos masa y metros sobre segundo al cuadrado como unidades del SI.

Tercera ley. Dice que las fuerzas de acción y reacción de los cuerpos en contacto tienen la misma magnitud, la misma dirección pero en sentidos opuestos.

2.7 Ley de gravitación de Newton

Dicha ley establece que dos partículas de masa M y m se atraen mutuamente con fuerzas iguales y opuestas F y -F, de magnitudes F dada por la siguiente formula

$$F = G * \frac{M*m}{r^2} \dots\dots\dots (ec. 2)$$

Donde r = La distancia entre las dos partículas

G = La constante universal llamada *constante de gravitación*

Bajo acción de la fuerza de gravedad se obtiene la magnitud W del peso de una partícula de masa m se expresa como:

$$W = m * g \dots\dots\dots (ec. 3)$$

Donde: W = peso de la partícula

M = masa de la partícula

g = valor que toma la gravedad que es de 9.81 m/s² o 32.2 ft/s²

2.8 Presión absoluta y relativa.

Presión relativa, es el valor de la presión indicado por un manómetro, tomando como referencia cero la presión atmosférica (P_{atm}) en la que está inmerso; presión absoluta es la que soporta un cuerpo o superficie por acción de un fluido, su valor es la suma de la presión relativa más la presión atmosférica.

$$P_{abs} = P_{rel} + P_{atm} \dots\dots\dots (ec. 4)$$

$$P_{rel} = P_{abs} - P_{atm} \dots\dots\dots (ec. 5)$$

La presión de un gas contenido en un conducto o depósito puede medirse con un manómetro. Este como hemos dicho no mide presión absoluta (P_{abs}) sino la presión relativa (P_{rel}). Esto es así por qué en realidad el manómetro lo que hace es medir la diferencia de presiones entre un punto 1 y otro 2, donde el punto 2 siempre está sometido a una presión atmosférica, y el punto 1 a la presión del recipiente o conducto al que se encuentra conectado.

2.9 Mecanismos

En la cinemática un mecanismo es un medio para transmitir, controlar o limitar el movimiento relativo, por medio de una combinación de piezas de materiales resistentes cuyas partes tienen movimiento relativos restringidos, es decir, es una combinación de cuerpos resistentes conectados por medio de articulaciones móviles, para formar una cadena cinemática cerrada con un eslabón fijo y cuyo propósito es transformar el movimiento.

La cinemática estudia el movimiento considerando el tiempo, pero independientemente de las causas que lo produce, es decir estudia la posición, el desplazamiento, la rotación y la rapidez con la que efectúan los cambios de posición, (velocidad y aceleración), en cualquier cuerpo.

Cuando el movimiento de un elemento o parte de un mecanismo es plano, se adopta el convenio de representar generalmente a los cuerpos rígidos por un segmento AB, sin entrar en consideraciones sobre las formas más o menos complejas que tengan en la realidad. Tal simplificación reduce considerablemente el tiempo de representación y no resta generalidad a las soluciones que se encuentran.

De tal modo como se menciona con anterioridad un mecanismo consiste en un conjunto de partes rígidas que gozan de un movimiento relativo entre sus miembros.

Cada una de las partes con las cuales están conformadas dichos mecanismos se denominan como eslabones y estos se unen entre si por medio de los pares cinemáticos lo cuales les dan la libertad de movimiento relativo con el eslabón anterior conectado.

El eslabón se define como un cuerpo rígido que tiene dos o más elementos de enlace, por medio de los cuales puede conectarse a otros cuerpos, con el único objetivo de transmitir un movimiento o fuerza. Dichos eslabones pueden hallarse fijos, giratorio o flotante cada una con características que lo diferencian de los demás. Dos piezas de una máquina que se mueven solidariamente, son un único eslabón cinemático.

Una cadena cinemática se describe como la unión de eslabones conectados mediante pares cinemáticos, estos se suelen identificar fácilmente mediante el número de eslabones que la componen. A veces los eslabones son designados como barras o segmentos para su fácil identificación. Sea cual sea la magnitud de las fuerzas o momentos torsionante que actúen sobre los eslabones o barras, se admitirá siempre que permanezcan indeformables, tal como se mencionan con anterioridad.

Las cadenas cerradas son otro tipo de eslabonamiento, este se da cuando cada eslabón esta conectado al menos con otros dos y la cadena forma uno o más circuitos cerrados. Cuando esto no ocurre la cadena se le llama de tipo abierta.

2.9.1 Par cinemático

Para la correcta funcionalidad de un mecanismo, es necesario garantizar el movimiento entre los eslabones, ya que este movimiento no puede ser arbitrario, estos también deben ser restringidos para poder producir los movimientos relativos para los cuales han sido diseñados y construidos. Los eslabones pueden ser conectados entre si de varias formas. Estas formas son:

- ✓ En un punto
- ✓ A lo largo de una línea
- ✓ Una superficie

La parte donde los dos eslabones se unen entre si es conocida generalmente como par de elementos o par cinemático como lo hemos estado mencionando con anterioridad, y del mismo modo estos se clasifican en dos clasificaciones importantes las cuales son:

Pares inferiores. Son aquellos en los cuales el contacto entre dos elementos se realiza a través de una superficie. Estos pueden ser visualizados en la tabla 1.

Pares superiores. Son aquellos pares en los cuales el contacto entre dos eslabonamientos o más son efectuados mediante una línea de acción o un solo punto de contacto como se muestra en la tabla número 2.

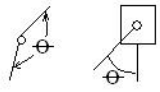
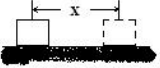
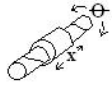
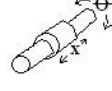
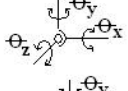
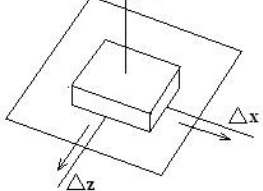
Tipo	Diagrama cinemático	Movimiento	Variable	Grado de libertad
Revoluta		Rotación	θ	1
Prismático		Traslación	x	1
Helicoidal		Rotación o traslación	θ o x	1
Cilíndrico		Rotación y traslación	θ y x	2
Globular		Rotación	$\theta_x, \theta_y, \theta_z$	3
Planar		Rotación y traslación	$\Delta x, \Delta z, \theta_y$	3

Tabla No. 1.- Clasificación de los pares cinemático de tipo inferior.

Par giratorio o de revoluta. Solo permite rotación relativa y se caracteriza por poseer un solo grado de libertad.

Par prismático. Este tipo solo permite movimiento relativo de deslizamiento y posee un solo grado de libertad.

Par de tornillo o helicoidal. Cuenta con un solo grado de libertad por que los movimientos de deslizamiento y rotación están relacionados por el ángulo de hélice de la rosca.

Par cilindro. Permite tanto rotación angular como movimiento de deslizamiento; este tipo de par cuenta con dos grados de libertad.

Par esférico. Dicho par es una articulación de rotula, posee tres grados de libertad, una rotación en torno a cada uno de los ejes coordenados.

Par plano. Permite dos desplazamientos y una rotación, por lo tanto tiene tres grados de libertad.

Dentro de los pares superiores se pueden mencionar los siguientes ejemplos generales:

- ✓ Una leva con un seguidor
- ✓ Una bola que rueda sobre una superficie plana
- ✓ Una rueda sobre un riel
- ✓ Dientes de engranes acoplados

Componente	Forma típica	Representación cinemática
Par prismático		
Par cinemático de leva		
Par cinemático de engrane		

Tabla No. 2.- Pares cinemáticos superiores.

2.9.2 Movilidad

El primer paso para el análisis o diseño de un mecanismo es encontrar el número de grados de libertad o movilidad de un mecanismo. Los grados de libertad de un mecanismo es el número de parámetros de entrada que se deben controlar independientemente con el fin de llevar el mecanismo a una posición en particular.

Podemos encontrar una relación que nos permitirá encontrar la movilidad de un mecanismo para esto se tomara en cuenta los siguientes puntos:

- Un eslabón de un mecanismo plano posee tres grados de libertad antes de conectarse.
- Un mecanismo siempre por defecto cuenta con un eslabón fijo.

- Llevando como primicia los dos puntos anteriores, un mecanismo de n eslabones tiene $3(n-1)$ grados de libertad antes de conectarse.
- Podemos conectar dos eslabones usando un par con un grado de libertad, cuando esto sucede se aplican dos restricciones entre los eslabones conectados.
- Al conectar dos eslabones usando un par con dos grados de libertad, se proporciona una restricción.
- Cuando las restricciones de todas las articulaciones se restan del total de grados de libertad de los eslabones no conectados se encuentra la movilidad final del mecanismo conectado.

Para poder denotar estos valores de números de pares de con un solo grado de libertad (conocidos del mismo modo como juntas complejas) como j_1 y al número de pares de dos grados de libertad como j_2 , la movilidad resultante m de un mecanismo de n eslabones está dado por la siguiente ecuación:

$$m = 3(n - 1) - 2j_1 - j_2 \dots\dots\dots (ec. 6)$$

2.9.3 Mecanismos de eslabones articulados.

Los mecanismos articulados más comunes son:

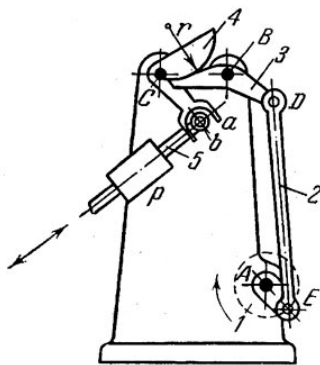


Fig. No. 4.- Mecanismo de palanca.

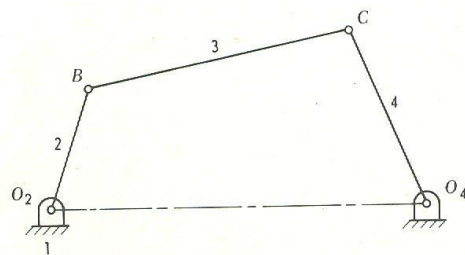


Fig. No. 5.- Mecanismo típico de cuatro barras

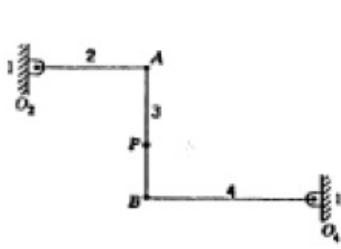


Fig. No. 6.- Mecanismo de línea recta de Watt.

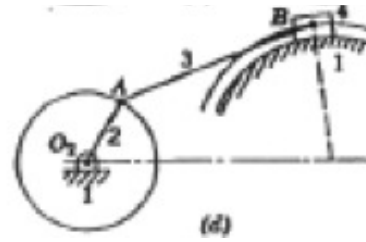


Fig. No. 7.- Otra configuración de mecanismo de cuatro barras.

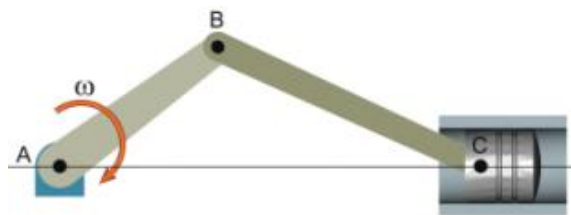


Fig. No. 8.- Biela- manivela – corredera.

2.9.4 Mecanismos de retorno rápido:

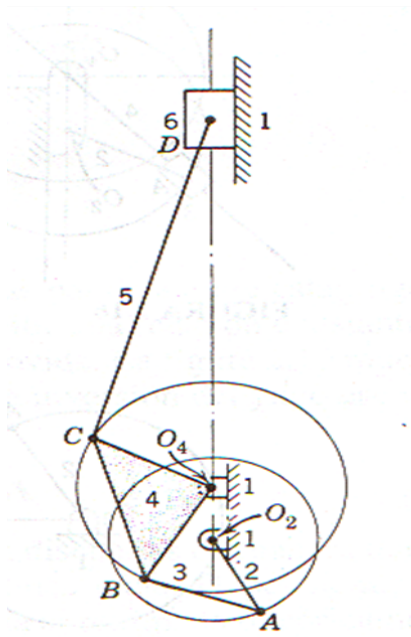


Fig. No. 9.- Eslabón de arrastre.

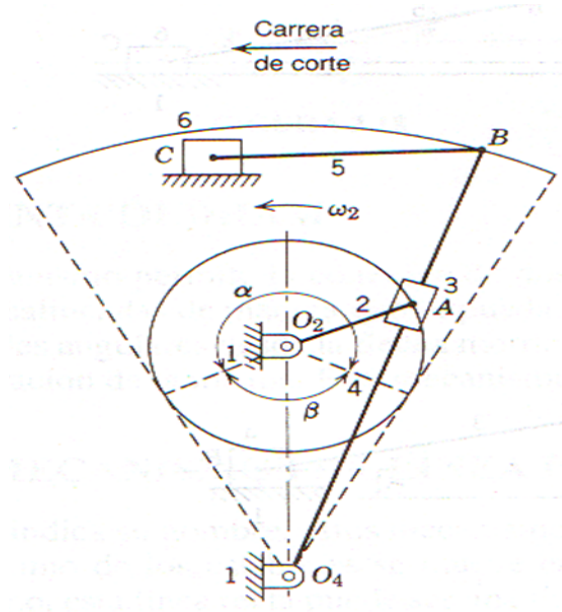


Fig. No.10.- Mecanismo de cepillo.

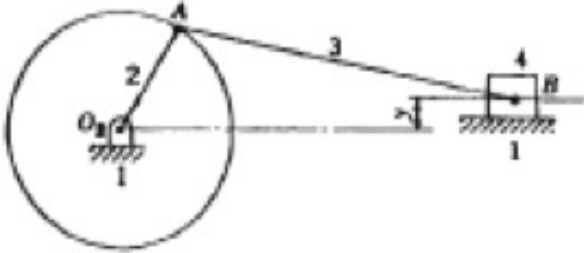


Fig. No.11.- Biela – manivela – descentrado.

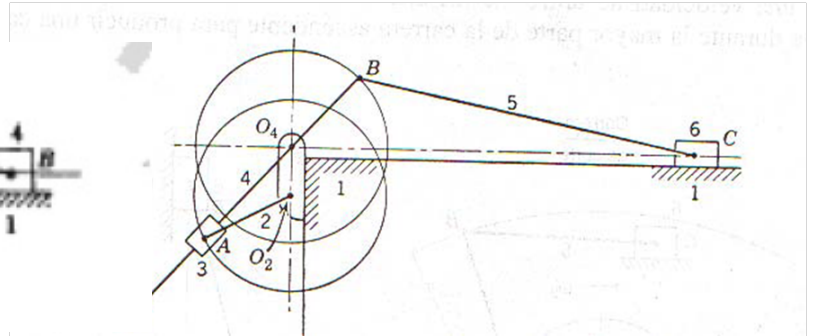


Fig.No.12.- Whitworth.

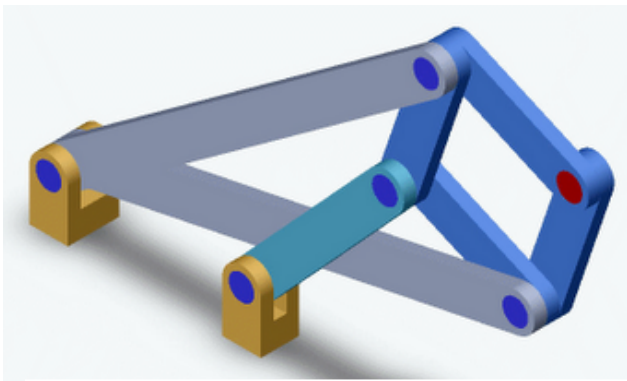


Fig. No.13.- Mecanismo en línea recta de Peaucellier.

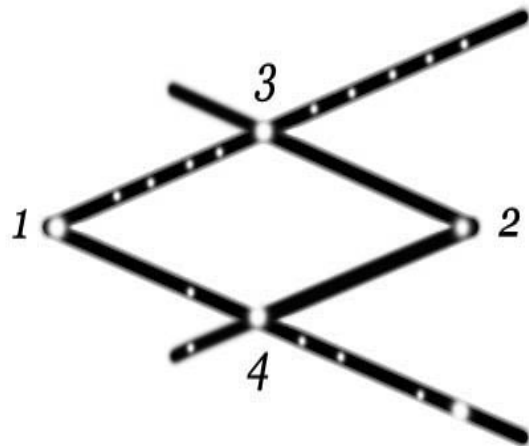


Fig. No. 14 Pantógrafo

2.10 Engranés

Los engranes son piezas mecánicas que se utilizan para transmitir, movimiento y fuerza. Se tienen cuatro tipos principales de engranes: rectos, helicoidales, cónicos y sin fin. Las fuerzas transmitidas entre engranes acoplados suministran momentos torsionales a los ejes para transmisión de movimiento y potencia, además de crear fuerzas y momentos que afectan al eje y sus cojinetes.

Tipos de engranes

2.10.1 Engranes rectos

Tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo. De todos los engranes es el más sencillo de diseñar pero no menos importante. En las fig. No.15 y No. 16 observamos unos engranes rectos:



Fig. No. 15.- Engranes Rectos



Fig. No. 16.- Engranes Rectos

2.10.2 Los engranes helicoidales

Poseen dientes inclinados con respecto al eje de rotación, y se utilizan para las mismas aplicaciones que los engranes rectos y, cuando se utilizan de esta forma no son tan ruidosos, debido al engranado más gradual de los dientes durante el acoplamiento. Asimismo, el diente inclinado desarrolla cargas de empuje y pares de flexión que no están presentes en los engranes rectos. En ocasiones, los engranes helicoidales se usan para transmitir movimiento entre ejes no paralelos.



Fig. No. 17.- Engranés helicoidales paralelos Fig. No. 18.- Helicoidales cruzados

2.10.3 Engranés cónicos

Presentan dientes formados en superficies cónicas, se emplean sobre todo para transmitir movimiento de rotación entre ejes que se intersecan. Se tienen *engranés cónicos* de dientes rectos y *espirales*. Los cónicos en espiral se cortan de manera que el diente no sea recto, si no que forme un arco circular. Los engranes *hipoides* son muy similares a los engranes cónicos en espiral, excepto por el hecho de que los ejes están desplazados y no se intersecan.



Fig. No. 19.- Engranés cónicos rectos

Fig. No. 20.- Cónicos en espiral

2.10.4 Tornillo sinfín o de gusano

Representa el cuarto tipo de engrane básico. Como se indica, el gusano se parece a un tornillo. El sentido de rotación del gusano, también llamado corona de tornillo sinfín, depende del sentido de rotación del tornillo sinfín y de que los dientes del gusano se hayan cortado a la derecha o a la izquierda. Los engranes de tornillo sinfín también se

hacen de manera que los dientes de uno o de ambos elementos se envuelva de manera parcial alrededor del otro. Dichos engranes se llaman de *envolvente simple o doble*. Los engranes de sinfín se emplean sobre todo cuando las relaciones de velocidad de los dos ejes son muy altas, digamos de 3 o más.



Fig. No. 21.- Tornillos sinfín



Fig. No. 22.- Tornillo sinfín

2.10.5 Nomenclatura de los engranes

Los engranes rectos son los más sencillos de analizar, por tal motivo se utilizan para el estudio de la nomenclatura. En la fig. No. 23 se tiene un engrane así como sus respectivas especificaciones para poder analizarlo.

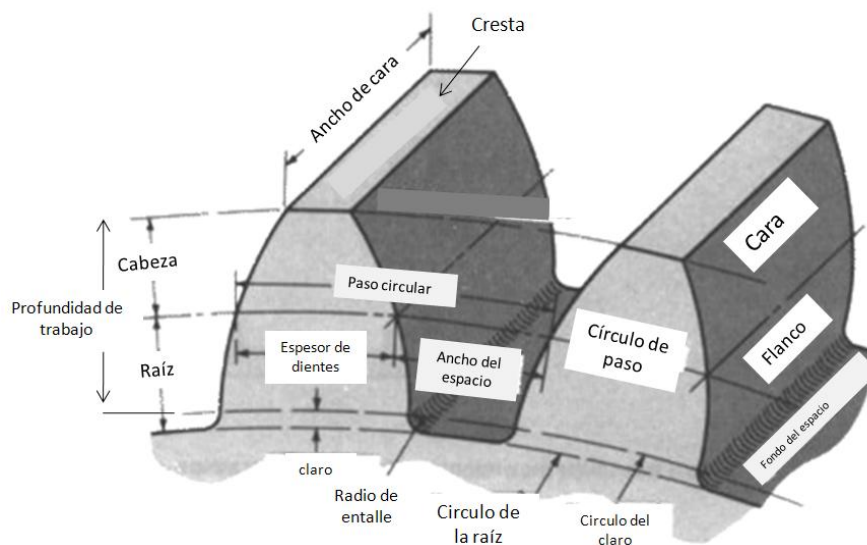


Fig. No. 23.- Nomenclatura de los dientes de engranes rectos

El círculo de paso es un círculo teórico en el que por lo general se basan todos los cálculos; su diámetro es el diámetro de paso. Los círculos de paso de un par de engranes acoplados son tangentes entre sí.

El *paso circular* p es la distancia, medida sobre el círculo de paso, desde un punto en un diente a un punto correspondiente en un diente adyacente. De esta manera, el paso circular es igual a la suma del espesor del diente y del ancho del espacio.

El *módulo* m representa la relación del diámetro de paso con el número de dientes. La unidad de longitud que suele emplearse es el milímetro. El módulo señala el índice del tamaño de los dientes en unidades SI.

El *paso diametral* P está dado por la relación del número de dientes en el engrane respecto del diámetro de paso. Por lo tanto, es el recíproco del módulo. Debido a que el paso diametral se utiliza solo con unidades del sistema inglés, se expresa en dientes por pulgada.

La *cabeza* a se determina por la distancia radial entre la *cresta* y el círculo de paso y es equivalente a una vez el módulo. La *raíz* b equivale a la distancia radial desde el fondo hasta el círculo de paso. La *altura*, o *profundidad total* h , es la suma de la cabeza y la raíz.

El *círculo del claro* es un círculo tangente de la raíz del engrane acoplado. El *claro* c está dado por la cantidad por la que la raíz en un engrane dado excede la cabeza de su engrane acoplado. De tal manera que la profundidad de trabajo h_k es igual a dos veces la cabeza del engrane. De igual manera se puede deducir que $h = h_k + c$.

Relaciones comúnmente usadas en los engranes:

$$P = \frac{N}{d} \quad \dots\dots\dots \text{(ec. 7)}$$

$$m = \frac{d}{N} \quad \dots\dots\dots \text{(ec. 8)}$$

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad \dots\dots\dots \text{(ec. 9)}$$

$$Pp = \pi \quad \dots\dots\dots \text{(ec. 10)}$$

Donde P = paso diametral, dientes por pulgada
 N = número de dientes
 d = diámetro de paso, pulg

- m = módulo, mm
- d = diámetro de paso, mm
- p = paso circular

2.10.6 Análisis de los engranes cónicos rectos

Cuando los engranes se usan para transmitir movimiento entre ejes que se intersecan, se requiere algún tipo de engrane cónico. En la fig. No. 24 se muestra un par de engranes cónicos. Aunque por lo general estos engranes se hacen para un ángulo del eje de 90° , se producen casi para cualquier ángulo.

La terminología de engranes cónicos se ilustra en la fig. No. 24 El paso de engranes cónicos se mide en el extremo mayor del diente y tanto el paso circular como el diámetro de paso se calculan de la misma manera que en los engranes rectos. Observe que el claro es uniforme. Los ángulos de paso se definen por los conos de paso que se unen en el ápice, como se muestra en la fig. No. 24 y están relacionados con los números de dientes como se indica a continuación:

$$\tan \gamma = \frac{N_P}{N_G} \dots\dots (\text{ec.11})$$

$$\tan \Gamma = \frac{N_G}{N_P} \dots\dots (\text{ec. 12})$$

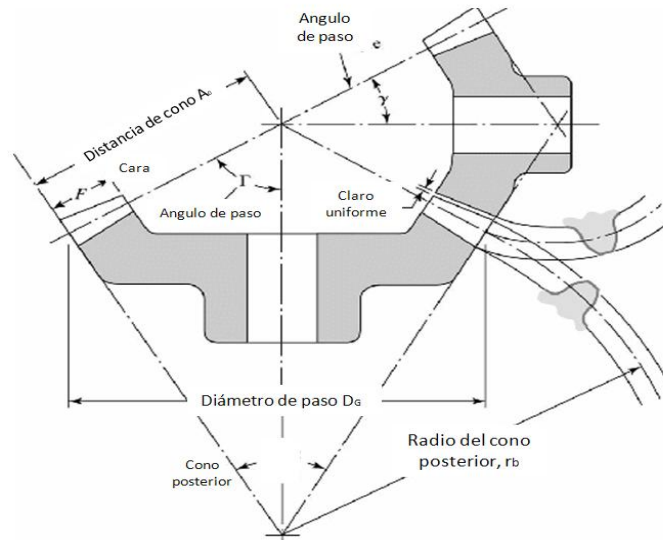


Fig. No.24.- Engranes cónicos

Donde los subíndices P Y G se refieren al piñón y a la corona, respectivamente, y donde γ y Γ son, respectivamente, los ángulos de paso del piñón y la rueda.

En la fig. No. 24 se ilustra la forma de los dientes. Cuando se proyecta en el cono posterior, ésta es la misma que en un engrane recto con un radio igual a la distancia al cono posterior r_b . Esto se conoce como aproximación de Tredgold. El número de dientes en dicho engrane imaginario es:

$$N' = \frac{2\pi r_b}{p} \quad \dots\dots\dots \text{(ec. 13)}$$

Donde N' es el numero virtual de dientes y p es el paso circular medido en el extremo mayor de los dientes. Los engranes cónicos de dientes rectos estándares se cortan con un ángulo de presión de 20° ; su cabeza y su raíz son desiguales y sus dientes son de profundidad completa. Esto incrementa la relación de contacto, evita el rebaje e incrementa la resistencia del piñón.

Item	Formula										
Profundidad de trabajo	$h_k = 2.0/P$										
Claro	$c = [0.188/P] + 0.002 \text{ in}$										
Cabeza de engrane	$a_G = \frac{0.54}{P} + \frac{0.460}{P[m_{\varphi 0}]^2}$										
Relación de engranes	$m_G = N_G/N_P$										
Relación equivalente a 90°	$m_{\varphi 0} = m_G \text{ when } \Gamma = 90^\circ$ $m_{\varphi 0} = \sqrt{m_G \frac{\cos \gamma}{\cos \Gamma}} \text{ when } \Gamma \neq 90^\circ$										
Ancho de cara	$F = 0.3A_0 \text{ or } F = \frac{10}{P}, \text{ whichever is smaller}$										
Número mínimo de dientes	<table border="1"> <tr> <td>Pinion</td> <td>16</td> <td>15</td> <td>14</td> <td>13</td> </tr> <tr> <td>Gear</td> <td>16</td> <td>17</td> <td>20</td> <td>30</td> </tr> </table>	Pinion	16	15	14	13	Gear	16	17	20	30
Pinion	16	15	14	13							
Gear	16	17	20	30							

Tabla No. 3.- Proporciones de dientes de engranes cónicos rectos a 20°

2.10.7 Análisis de fuerzas: engranes cónicos.

Para determinar las cargas en el eje y en los cojinetes para aplicaciones de engranes cónicos, la práctica habitual consiste en utilizar la carga tangencial o transmitida que ocurriría si todas las fuerzas estuvieran concentradas en el punto

medio del diente. Aunque la resultante real se presente en algún lugar entre el punto medio y el extremo mayor del diente, sólo hay un pequeño error cuando se hace este supuesto. En el caso de la carga transmitida, esto da:

$$W_t \frac{T}{r_{\text{prom}}} \dots\dots (\text{ec. 14})$$

Donde T es el par de torsión y r_{prom} es el radio de paso en el punto medio del diente del engrane bajo consideración.

Las fuerzas que actúan en el centro del diente se muestran en la fig. . La fuerza resultante W tiene tres componentes: una fuerza tangencial W_t , una fuerza radial W_r y una fuerza axial W_a de la trigonometría de la figura.

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \gamma \dots\dots (\text{ec. 15})$$

$$W_a = W_t \tan \phi \sin \gamma \dots\dots (\text{ec. 16})$$

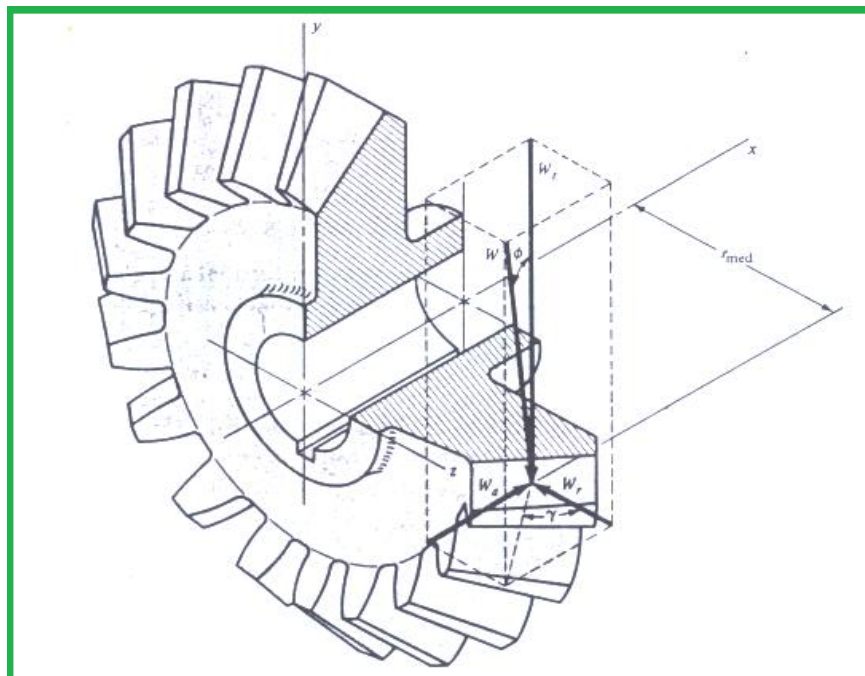


Fig. No. 25.- Fuerzas que actúan en los dientes de un engrane cónico.

2.11 Circuitos neumáticos

Podemos clasificar a cuatro tipos de elementos básicos de los cuales esta conformado un circuito neumático.

A).- Elementos generadores de energía

Son aquellos que comprimen el aire aumentando su presión por encima de 1 atm y reduciendo su volumen, por lo que son llamados compresores; estos pueden emplear motores eléctricos o de combustión interna para su funcionamiento, teniendo como accesorios: un deposito el cual tiene como objetivo acumular el aire comprimido, un manómetro el cual nos indica la presión relativa que esta presente en el deposito, y termómetro el cual se encarga de medir la temperatura a la que se encuentra el aire comprimido en el deposito.

Se caracterizan por su caudal (Q) y su relación de compresión (Rc), que deben ser adecuadas al consumo de aire que se requiere para el funcionamiento del circuito neumático.

Los compresores se clasifican en dos ramas las cuales así mismo tienen más sub clasificaciones según su principio de funcionamiento, los cuales podemos ver en el siguiente mapa.

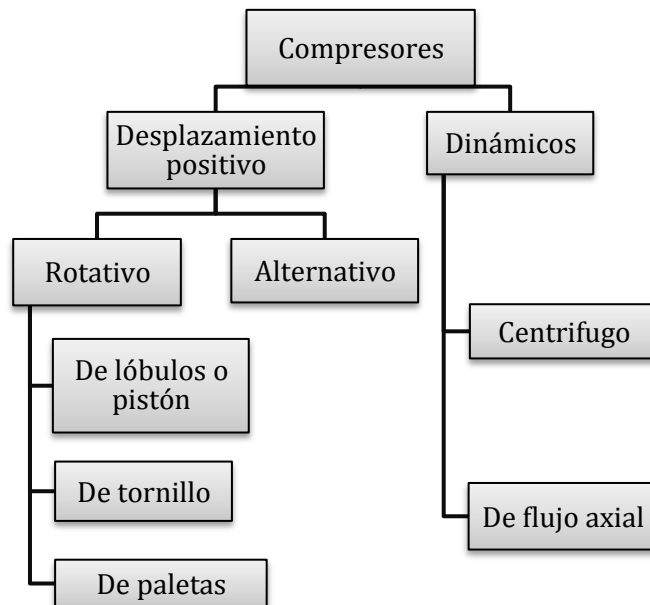


Fig. No.26.- Clasificación de los compresores de aire.

B).- Elementos de tratamiento de aire.

El aire comprimido proveniente del depósito debe estar exento de humedad, de partículas de polvo y conviene que tenga un cierto contenido de aceite lubricante para de este modo proteger a las válvulas y actuadores. Además la presión de trabajo debe estar regulada y no tener variaciones de presión las cuales pueden ser perjudiciales para los elementos del circuito.

Es indispensable tener una unidad de mantenimiento de aire la cual esta conformada por un filtro de aire el cual tiene como tarea eliminar partículas sólidas y agua por medio de centrifugado, un regulador de presión que mantiene constante la presión de trabajo dependiendo del requerimiento del circuito y un lubricador el cual aporta aceite pulverizado por efecto Venturi esto para mantener lubricado el circuito.

A continuación, se presenta los accesorios de una unidad de mantenimiento.




<i>Nombre del dispositivo</i>	<i>Simbología</i>
<i>Filtro</i>	
<i>Regulador de presión</i>	
<i>Lubricador</i>	

Tabla No 4.- Dispositivos elementales para el tratamiento de aire comprimido.

2.11.1 Filtro de aire comprimido con regulador de presión

El filtro tiene la misión de extraer del aire comprimido circulante todas las impurezas y el agua condensada. Con el paso del tiempo en cualquier proceso de automatización se tiene como objetivo diseñar circuitos neumáticos mas simple y de menor tamaño esto a causa de problemas de espacio, es por eso que es indispensable tener un buen filtro ya que se podría omitir el uso de los lubricadores, gracias a que el aire tendría un mayor nivel de pureza, por tanto el filtro tiene por misión:

- ✓ Detener las partículas sólidas
- ✓ Eliminar la humedad del aire.

La figura número 27 nos ayudara a comprender mejor como funciona un filtro de aire, el aire entra en el recipiente (1), el cual tiene que atravesar la chapa deflectora (2) provista de ranuras directrices, como consecuencia se somete a un movimiento de rotación. Los componentes líquidos y las partículas grandes de suciedad se desprenden por el efecto de la fuerza centrífuga y se acumulan en la parte inferior del recipiente.

En el filtro sintetizado (4) [ancho medio de poros, 40 mm] sigue la depuración del aire comprimido.

Dicho filtro (4) separa otras partículas de suciedad, al darle mantenimiento debe ser sustituido o limpiado de vez en cuando, según el grado de ensuciamiento del aire comprimido. El aire limpio pasa entonces por el regulador de presión y llega a la unidad de lubricación y de aquí a los consumidores.

Los filtros se fabrican en diferentes modelos y deben tener drenajes accionados manualmente, semiautomática o automáticamente.

Los depósitos deben construirse de material irrompible y transparente. Generalmente pueden limpiarse con cualquier detergente.

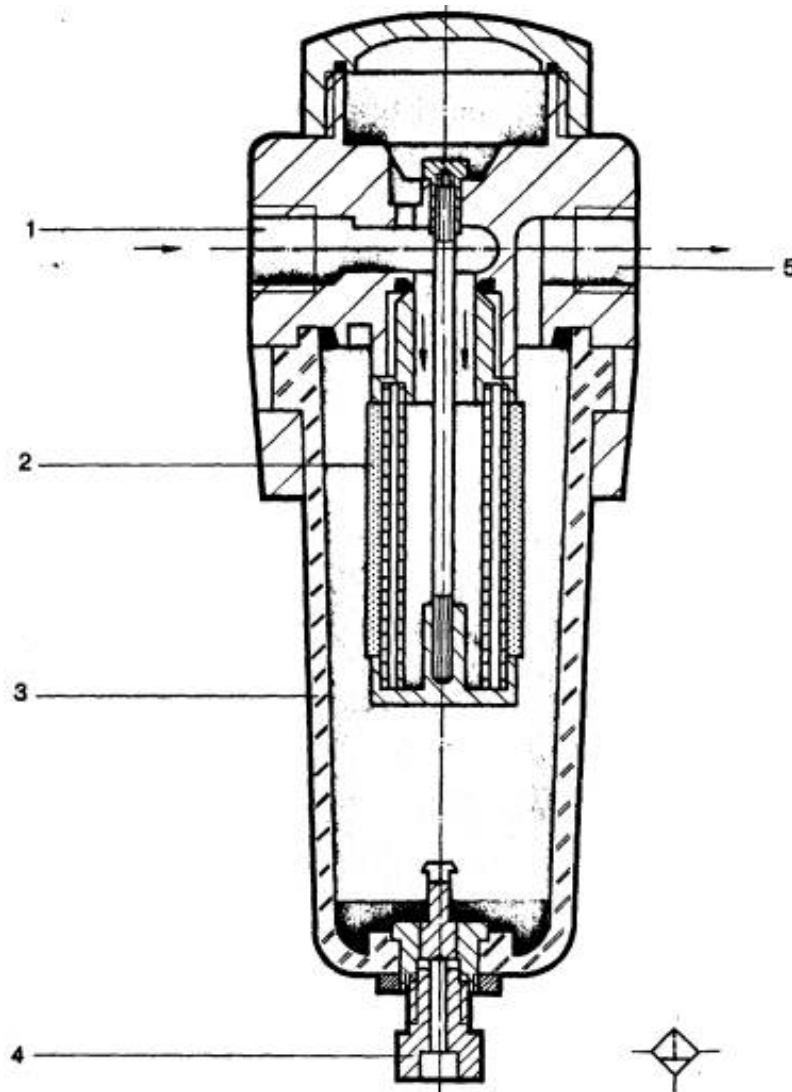


Fig. No.27.- Filtro finísimo de aire comprimido.

C).- Elementos de mando y control

Estos elementos tienen como misión conducir de forma adecuada el aire en el circuito, están compuestos por las tuberías y válvulas. Las tuberías suelen ser de acero en grandes instalaciones, aunque también de plástico flexible en determinados tramos que necesiten aire a baja presión. El cálculo del diámetro de las tuberías se realiza mediante tablas y gráficos, teniendo en cuenta fundamentalmente el caudal, las pérdidas de presión; estas últimas no deben sobrepasar las 0.1 atm desde el depósito hasta dichos elementos. Es frecuente que la red principal sea un circuito cerrado con el fin de garantizar alimentaciones uniformes.

Respecto de las válvulas, conviene entender la simbología de las de control de caudal; se las nombra con dos números; por ejemplo válvula 3/2 quiere decir que tiene 3 orificios o vías y 2 posiciones. Se dibujan tantos cuadros como posiciones tiene y en cada uno de ellos se representa mediante flechas el estado o forma de comunicarse dichos orificios. Veamos algunos de los ejemplos más utilizados:

La válvula 2/2 es normalmente cerrada y retorno por muelle. Frecuentemente se acciona por pulsador, pedal o palanca como llave de paso.

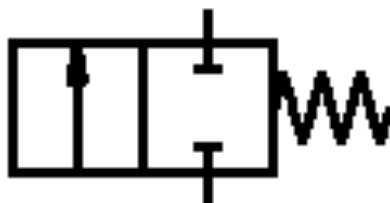


Fig. No. 28.- Válvula 2/2.

La válvula 3/2 es de acción normalmente cerrada y de retorno por muelle, frecuentemente se acciona por un pulsador, pedal o palanca con llave de arranque.



Fig. No. 29.- Válvula 3/2.

La válvula 5/2 Normalmente cerrada y retorno por muelle. Frecuentemente se acciona por pulsador, pedal o palanca como llave de paso.



Fig. No.30.- Válvula 5/2.

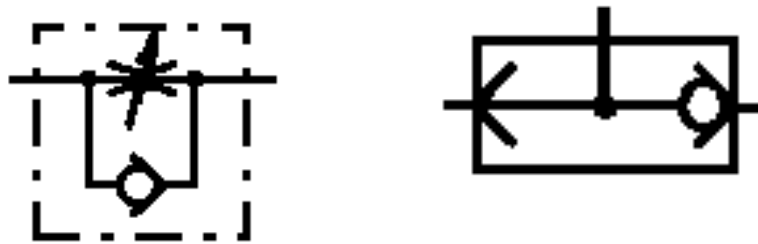


Fig. No. 31.- Otras válvulas.

Físicamente están formadas por un “cuerpo” donde se ubican los conductos internos y orificios de salida y un “elemento móvil” que puede ser de asiento o corredera que nos va a dar las distintas posiciones de la válvula. Todas llevan algún tipo de accionamiento:

- ✓ Manual: general, pulsador seta, palanca y pedal.
- ✓ Mecánico: palpador, muelle, rodillo y rodillo abatible unidireccional.
- ✓ Neumático: por presión de aire.
- ✓ Eléctrico: por un electroimán.

Tabla con los principales Accionamientos.					
	Por mando manual		Por pulsador		Por final de carrera
	Por palanca		Por llave		Por rodillo escamoteable
	Por pedal		Por enclavamiento		Pilotaje por presión
	Por leva		Por resorte		Pilotaje eléctrico.

Tabla No 5.- Tipos de accionamientos.

El código de las vías responde a la siguiente tabla:

Conductos	ISO	CETOP
Presión	P	1
Trabajo	A, B, C,...	2, 4, 6,...
Escapes	R, S, T,...	3, 5, 7,...
Pilotajes	Z, X, Y,...	12, 14, 16,...

Tabla No. 6.- Códigos para circuitos neumáticos.

D).- Elementos actuadores

Se encargan de transformar la energía de presión del aire en energía mecánica. Pueden ser cilindros de movimiento alternativo, o motores de movimiento rotativo.

2.11.2 Cilindro de simple efecto

Para actuadores lineales de simple efecto con retorno por muelle, se tiene una distribución de fuerzas como se muestra en la figura número 32, esto para tener en equilibrio las fuerzas sobre el émbolo.

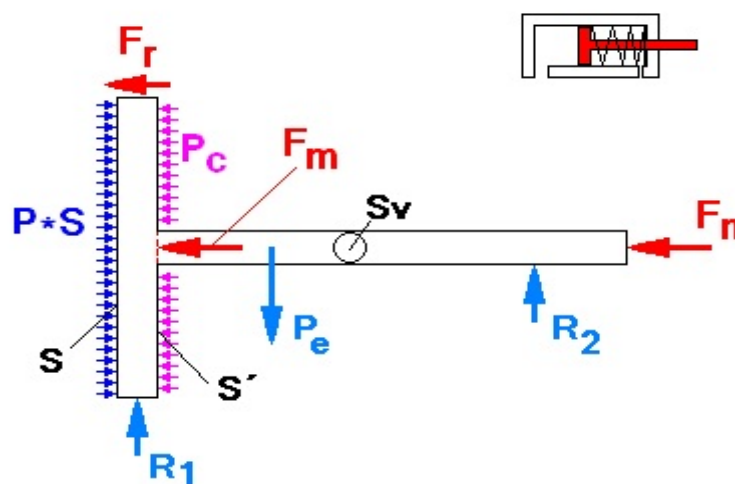


Fig.No.32 Distribución de fuerzas en actuador de simple efecto.

Donde:

- P es la presión en la cámara posterior.
- P_c es la presión en la cámara anterior.
- S es la superficie del émbolo en la cámara posterior.
- S^1 es la superficie del émbolo en la cámara anterior.
- S_v es la superficie de la sección del vástago.
- P_e es el peso del émbolo.
- R_1 y R_2 son las reacciones del émbolo con la camisa debidas a P_e .
- F_r es la fuerza de rozamiento en el émbolo debida a R_1 y R_2 .
- F_n es la fuerza a vencer.
- F_m es la reacción del muelle.

Tenemos que el equilibrio en el émbolo esta dado por la siguiente ecuación:

$$F_n = P \times S - F_m - P_c \times S^1 - F_r \dots\dots (\text{ec. 17})$$

Siendo:

$$S = S^1 \times S_v \dots\dots (\text{ec. 18})$$

$$P_e = R_1 + R_2 \dots\dots (\text{ec. 19})$$

$$F_r = \mu \times (R_1 + R_2) \dots\dots (\text{ec. 20})$$

$$F_m = K \times \Delta x \dots\dots (\text{ec. 21})$$

Donde: K es la constante elástica del resorte.

Δx es la elongación del resorte.

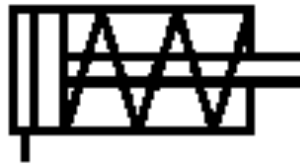


Fig. No.33.- Simbología de un cilindro de simple efecto.

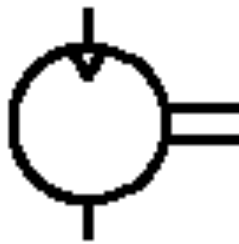


Fig. No. 34.- Motor neumático con un sentido de giro.

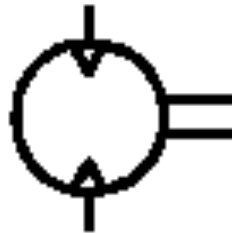


Fig. No. 35.- Motor con doble sentido de giro.

2.11.3 Cilindro de doble efecto

Por otra parte, si el cilindro es de doble efecto no existe F_m y suponemos que P_c es despreciable, experimentalmente se obtiene que F_n es aproximadamente $0.95 P \cdot S$.

Otra manera de encontrar la F_n de un cilindro de doble efecto es con la siguiente ecuación:

$$F_n = D^2 \left(\frac{\pi}{4} \right) P \dots \dots \text{(ec. 22)}$$

Donde: D = diámetro del embolo.

P = presión de trabajo.

Así mismo, para obtener a tensión a la que esta sometido el vástago:

$$\sigma = \frac{F_n}{S_V} \dots\dots (\text{ec. 23})$$

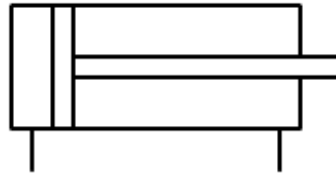


Fig. No. 36.- Simbología de un cilindro de doble efecto.

2.11.4 Fundamentos de la estática en aplicaciones neumáticas

La estática es la parte de la mecánica que estudia los cuerpos en reposo o equilibrio.

- Las fuerzas obligan a los cuerpos a moverse.
- Las fuerzas deforman los cuerpos.

Cuando ejercemos una fuerza sobre un cuerpo, éste se mueve. Al entrar aire comprimido en el cilindro sale el vástago que, ejerciendo una fuerza, empuja a un móvil cambiándole la posición.

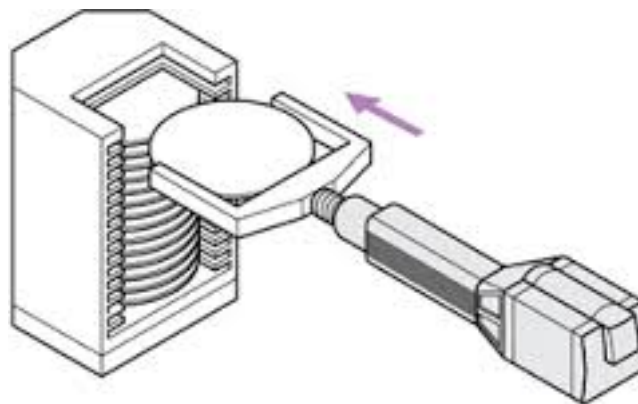


Fig. No. 37.- Cilindro neumático en acción.

2.11.5 Cálculo del consumo de aire de un cilindro neumático.

Otra característica importante es la cantidad de aire a presión necesaria para el funcionamiento de un cilindro. La energía del aire comprimido que alimenta los cilindros se consume en forma de trabajo y, una vez usado, el aire se expulsa a la atmósfera por el escape. El consumo teórico de aire de un cilindro es el volumen consumido por ciclo de trabajo.

Un ciclo de trabajo se refiere al desplazamiento del émbolo desde su posición inicial hasta el final de su carrera de trabajo, más el retorno a su posición inicial. Dimensionado el actuador o actuadores del circuito, se podrá definir la cantidad de aire requerida. Esta cantidad de aire es función del tiempo de duración de cada fase o de la frecuencia de realización de una determinada tarea (movimiento lineal de una carga) o la velocidad de giro requerida (movimiento rotativo). Se debe tener en cuenta que la cantidad de aire requerido se encuentra a una cierta presión. Por tanto, se habla de cantidad de aire en “Condiciones Normales, pasando el aire a presión atmosférica.

Para un cilindro de doble efecto, se requiere conocer la relación de compresión, que es la relación que existe entre la presión atmosférica y la presión de trabajo, descrita de la siguiente manera:

$$R.C. = \frac{P_{atm} + P_{trabajo}}{P_{atm}} \dots\dots\dots (ec. 24)$$

Habiendo encontrado la relación de compresión, este valor se utiliza para encontrar el consumo de aire del cilindro, de la siguiente manera:

$$V = \left[s \left(\frac{D^2 \pi}{4} \right) + s \left(\frac{(D^2 - d^2) \pi}{4} \right) \right] n * R.C. \dots\dots\dots (ec. 25)$$

Donde: V= consumo de aire

S = carrera del cilindro (cm)

D = diámetro del embolo (cm)

d = diámetro del vástago (cm)

n = numero de ciclos por minuto

R.C. = relación de compresión

2.11.6 Calculo de carga crítica de pandeo

Conocido el valor de la fuerza (o par) que se necesita en el cilindro, se dimensiona el mismo atendiendo a criterios estructurales. En general se usa el criterio de minimización (actuador más pequeño que soporta la carga existente), con el fin de ahorrar costos, con lo que se debe calcular el límite de uso de cada actuador, fijado por su carga de pandeo.

Las principales razones para la limitación de las carreras son la disponibilidad comercial de los materiales para la fabricación de piezas largas y la proporción entre la longitud del vástago y su diámetro. Si esta es grande, existe el riesgo de pandeo en compresión, y por esta razón es necesario calcular el valor del pandeo para el vástago y, consecuentemente, la longitud máxima permisible del vástago. Para el cálculo de la carga crítica de pandeo debe tomarse por base la fórmula de Euler:

$$F_{pandeo} = \frac{\pi^2 E I}{L^2} \dots\dots (ec. 26)$$

Donde: E = modulo de elasticidad del material

I = Momento de inercia del vástago

L = Longitud del vástago

2.11.7 Ventosas

Una ventosa, es un objeto que utiliza la presión negativa del fluido del aire o agua para adherirse a las superficies no porosas. La cara "pegable" de la ventosa tiene una superficie curva. Cuando el centro de la ventosa se presiona contra una superficie plana y no porosa, el volumen del espacio entre la ventosa y la superficie plana se reduce, lo que causa que el líquido entre ésta y la superficie sea expulsado más allá del borde de la copa circular.

Cuando el usuario deja de ejercer presión física en el centro de la parte exterior de la ventosa, la sustancia elástica de la cual está hecha la ventosa hace que la misma tienda a recuperar su forma original, curva. Debido a que toda la presión ya ha sido forzada a salir del interior de la ventosa, la cavidad que tiende a desarrollarse entre ésta y la superficie plana contiene poco o nada de fluido, y por lo tanto la presión que ejerce sobre la ventosa es despreciable. La diferencia de presión entre la atmósfera en el exterior de

la ventosa, y la cavidad de baja presión en el interior de la estructura, es lo que mantiene la ventosa adherida a la superficie.

La duración del efecto de succión depende principalmente de cuánto tiempo toma que el fluido se filtre de nuevo en la cavidad entre la ventosa y la superficie, igualando la presión con la atmósfera circundante. Esto depende de la porosidad y rugosidad de la superficie y del borde de la ventosa.

Se cree que las ventosas artificiales han sido utilizadas por primera vez en el siglo III a.C., y estaban hechas de calabazas. Se utilizaban para succionar la "mala sangre" de los órganos internos a la superficie. Se atribuye a Hipócrates la invención de este procedimiento. Las ventosas se utilizan en dardos y también se pueden encontrar en los émbolos.

En el caso de las ventosas neumáticas, la presión de vacío es generada por un dispositivo generador de vacío como lo es una bomba de vacío, y no es necesario ejercer una fuerza en el centro de la ventosa contra la superficie, ya que la presión de vacío que genera la bomba produce una fuerza de aspiración.

La fuerza de aspiración que producen se calcula, dependiendo del movimiento que tendrá la ventosa una vez que este adherida a la superficie porosa. Si el movimiento es vertical, la ecuación para encontrar la fuerza de aspiración es la siguiente:

$$F_{ASP} = N_s * m (g + a) \dots (ec. 27)$$

Donde: N_s = factor de seguridad

m = masa del cartón

g = constante gravitatoria

a = aceleración / desaceleración del objeto.

Si el movimiento de la ventosa será de manera horizontal hay que tomar en cuenta otras variables. Las aceleraciones que se producen en movimiento horizontal provocan un esfuerzo cortante entre la ventosa y la superficie adherida que puede hacer que ambas se separen. La fuerza de rozamiento existente entre las superficies tiene que ser suficiente para que esto no ocurra. Entonces la ecuación es la siguiente:

$$F_{ASP} = N_s * m \left(\frac{a}{\mu} + g \right) \dots\dots (ec. 28)$$

Donde:

μ = coeficiente de fricción.

Una vez calculada la fuerza de aspiración, se procede a elegir el diámetro de la ventosa por medio de tablas que los fabricantes manejan.

2.12 PLC

Un autómata programable industrial (API) o Programable logic controller (PLC), es un equipo electrónico, programable en lenguaje no informático, diseñado para controlar en tiempo real y en ambiente de tipo industrial, procesos secuenciales.

Un PLC trabaja en base a la información recibida por los captadores y el programa lógico interno, actuando sobre los accionadores de la instalación.

2.12.1 Estructura

Este punto está dedicado a conocer al autómata en su parte física o hardware, no sólo en su configuración externa, sino también y fundamentalmente en la parte interna.

El autómata esta compuesto de diferentes elementos como CPU, fuente de alimentación, memoria, E/S, etc. que están colocados de diferente forma y modo según la estructura externa del autómata.

En el apartado dedicado a la estructura externa veremos donde y como se colocan los diferentes elementos que componen el autómata programable.

En el apartado dedicado a la estructura interna veremos la función que desempeña cada uno de los diferentes elementos como CPU, E/S, fuente de alimentación, etc.

3 PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS

3.1 Diseño del brazo de aspiración del cartón

Se diseñó un brazo de acero inoxidable 1.4000X6Cr13 formado por 3 piezas fundamentalmente, primeramente una viga con las siguientes dimensiones: 45 cm de largo, 4 cm de profundidad y 2 cm de altura, como puede apreciarse en las fig. número 38 de la vista isométrica del brazo.

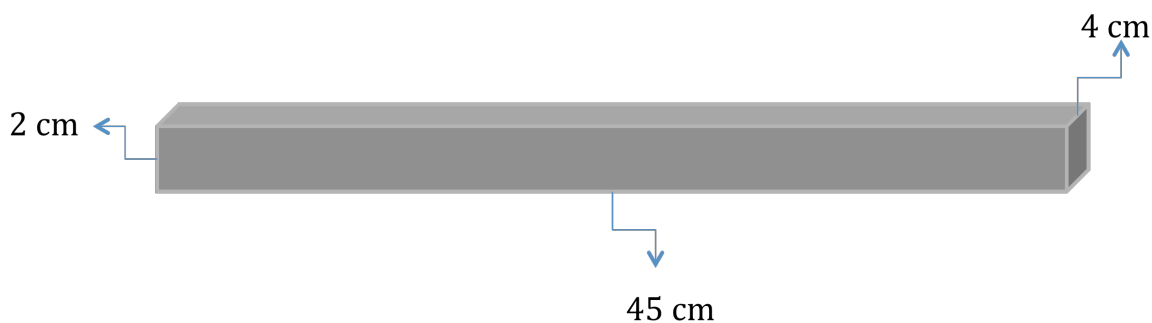


Fig. No. 38.- Vista isométrica de la viga del brazo de aspiración.

A esta viga se le ensamblaron dos placas de 14 cm de largo, 4 cm de profundidad y 1 cm de altura como se ve en la fig. número 39, en estas placas es donde van colocadas las ventosas que se van a adherir al cartón.

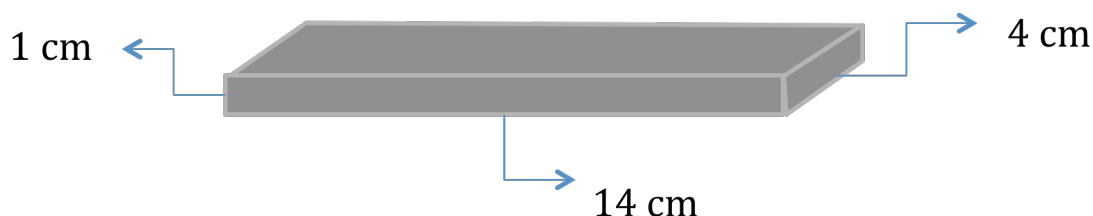


Fig. No. 39.- Vista isométrica de una de las placas para el brazo

Una vez que se ensamblaron las placas y la viga, se le colocaron las ventosas que están hechas de silicona, y la viga se articulo a una base por medio de un pasador, con el cual el brazo tiene la libertad de rotar a través de ese eje, el brazo queda ensamblado como puede observarse en la fig. número 40.

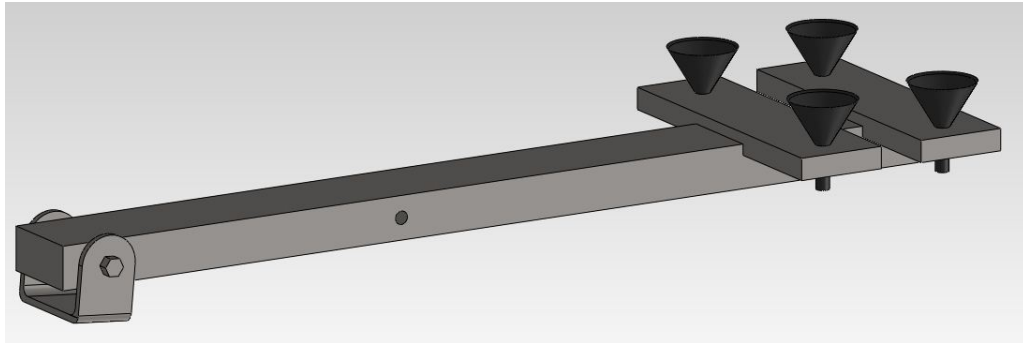


Fig. No. 40.-Vista isométrica del brazo de aspiración.

Las piezas son solidas, y con la ayuda del software Solid Works calculamos la masa de todo el ensamble, que es de $m= 3.634 \text{ Kg}$. Con uso de la ec. 3 encontramos el peso del ensamble:

$$W = m * g = 3.634 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$$

Por lo tanto:

$$W = 35.649 \text{ N}$$

Este es el peso total del brazo, con ayuda del software Solid Works se encontró el centro de masa, que está ubicado a 23.37 cm sobre eje "y" y a -0.1 cm sobre el eje "x", tomando como punto de referencia el apoyo (perno sin fricción).

El cilindro se coloco a 15 cm del origen, y ese es el punto donde ejercerá la fuerza para levantar el brazo. Se hizo el análisis estático de fuerzas para saber que fuerza es necesaria que produzca el cilindro para levantar el brazo. Como se trata de un apoyo de perno sin fricción (o bisagra) puede observarse en la tabla de *Reacciones de los apoyos y conexiones para un sistema bidimensional* (véase anexo E) en el apoyo existe una reacción en "x" y otra en "y".

En la fig. número 41 puede verse el diagrama de cuerpo libre donde se analizan las fuerzas que actúan en el brazo cuando esta de manera estática.

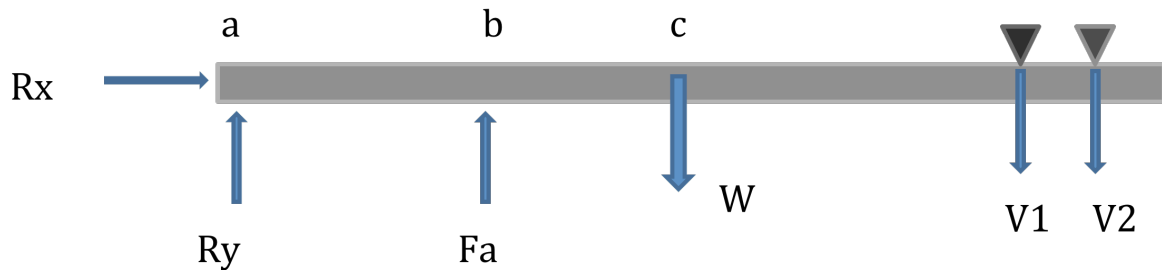


Fig. No. 41.- Diagrama de cuerpo libre del brazo.

Donde:

R_x = reacción en el eje x

R_y = reacción en el eje y

F_a = Fuerza del cilindro

W = peso del brazo

a = origen

b = punto a 15 cm del origen

c = centroide, a 23.37 cm del origen

Nota: en el diagrama de cuerpo libre se pueden observar las fuerzas aplicadas de las ventosas, pero se excluyen del análisis de fuerzas efectuado para la primer fase, debido a que en esta posición de la barra, no existe en las ventosas una barrera que haga que dichas fuerzas entren en acción.

Haciendo el análisis estático para encontrar las reacciones en los apoyos y la fuerza del cilindro:

$$\sum F_x = 0 \quad R_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_y + F_a = 35.649 \text{ N}$$

$$\sum M_a = 0 \quad 15 \text{ cm } F_a = 23.37 \text{ cm } (35.649 \text{ N})$$

Por lo tanto: $F_a = 55.374 \text{ N}$ $R_y = -19.725 \text{ N}$

Ahora se debe conocer a que ángulo actúa el cilindro cuando el vástago ha recorrido toda su carrera, y que fuerza debería estar actuando cuando el brazo ya está en su posición final. Esta fuerza debe ser menor, ya que la mayor parte del peso queda ahora sobre el

apoyo. Para estos cálculos, nos apoyamos en los diagramas de cuerpo libre de la fig. número 42 y la fig. número 43 que son los diagramas de cuerpo libre del brazo cuando el vástago esta dentro del cilindro y cuando el vástago ha recorrido toda su carrera, respectivamente.

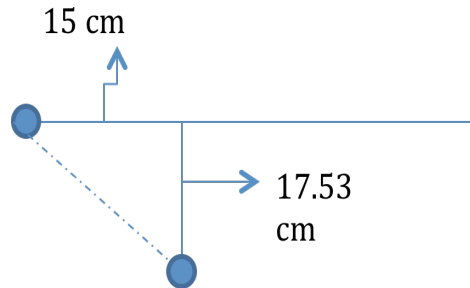


Fig. No. 42.- Diagrama del brazo con el vástago dentro del cilindro.

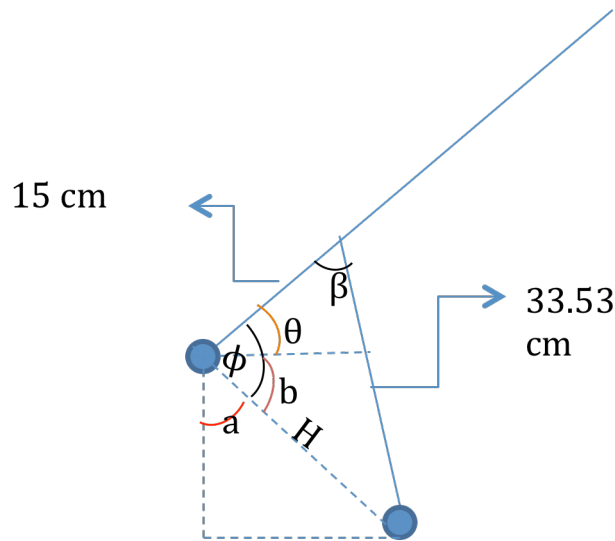


Fig. No. 43.- Diagrama del brazo con el vástago en final de carrera.

Para encontrar el valor de H, se usa el teorema de Pitágoras, sabiendo que el cateto opuesto y el adyacente del triangulo rectángulo formado por las líneas punteadas son de 15 cm y 17.53 cm respectivamente.

$$H = \sqrt{(15)^2 + (17.53)^2}, H=23.07 \text{ cm.}$$

Haciendo uso de herramientas trigonométricas como las leyes de senos y cosenos, encontramos el valor de cada uno de los ángulos.

$$a = \tan^{-1}\left(\frac{15}{17.53}\right) = 40.55^\circ \quad b = 90^\circ - a = 49.45^\circ$$

$$\beta = \cos^{-1} \frac{33.53^2 + 15^2 - 23.048^2}{(2(33.53) * 15)} = 35.58^\circ$$

$$\varphi = \cos^{-1} \frac{23.048^2 + 15^2 - 33.53^2}{(2(23.048) * 15)} = 122.60^\circ$$

$$\theta = 122.60 - 49.45 = 73.15^\circ$$

Conociendo todos los ángulos, encontramos la fuerza que ejerce el vástago cuando está en final de carrera de la siguiente manera:

$$(15 \cos(72.71) \sin(71.71) * Fa) + (15 \sin(72.71) \cos(71.71) * Fa) = 23.3 \cos(72.71)W + 37(11.88) + 43(11.88)$$

Encontrando que $Fa = 137.18$ N, actuando a un ángulo de 72.71° respecto de la horizontal.

El cilindro requiere una fuerza máxima de 55.374 N para iniciar a mover el brazo hasta la posición deseada a un ángulo de 72.71° , y en el retroceso el mecanismo efectúa una fuerza de 137.18 N sobre el cilindro.

3.1.1 Calculo de cilindro neumático para el levantamiento del brazo.

Como se vio anteriormente, la fuerza requerida para levantar el brazo que succionara el cartón por medio de ventosas colocándolo en la primera posición, es de:

$$F = 55.374 \text{ N.}$$

La presión de trabajo que alimentara al sistema neumático es de 5.5 bar, esa es la presión que genera el compresor del área de producción. La fuerza de avance (F_A) es la

fuerza necesaria que requerimos para levantar el brazo, que es igual al peso de el mismo. Por otro lado tenemos que el mecanismo efectúa una fuerza de 137.18 N sobre el cilindro en el retroceso, pero esta fuerza no se utiliza para la selección del cilindro ya que actúa de manera positiva al movimiento que se requiere en el retroceso. Por lo tanto la fuerza a considerar en la selección de mecanismo es la siguiente:

$$F_A = F = 55.374 \text{ N}$$

La fuerza de avance de un cilindro se calcula con la ec.22, despejando de esta ecuación a D para encontrar el diámetro del embolo, tenemos que:

$$D = \sqrt{\frac{4 F_A}{\pi P}}$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$D = \sqrt{\frac{4 (55.374 \text{ N})}{\pi (550 \text{ KPa})}} = 0.01132 \text{ m}$$

Esto quiere decir que el diámetro del embolo de nuestro cilindro debe de ser de 11.32 mm, pero buscando en los catálogos de los distribuidores no se encontró un cilindro con esas medidas, por lo cual se tomo la decisión de seleccionar un cilindro con un diámetro de embolo superior inmediato al de la medida calculada.

Se seleccionó un mini cilindro serie MNI marca Rexroth del catalogo (véase anexo F), con las siguientes características:

Diámetro del embolo (D)	12 mm
Diámetro del vástago (d)	6 mm
Carrera (s)	160 mm
Fuerza de avance (F_A)	58 N
Fuerza de retroceso (F_R)	45 N
Rosca del vástago	M4 o M5

Tabla No. 7.- características del mini cilindro Rexroth serie MNI

Ahora se calcula el consumo de aire que tiene este cilindro, estimando que tendrá un número de 4 ciclos por minuto y estará trabajando a la presión de trabajo. Primeramente hay que encontrar la relación de compresión con la ec.24.

Tomando el valor de la $P_{atm} = 101.3$ KPa y sustituyendo el valor de la presión de trabajo:

$$R. C. = \frac{101.3 + 550}{101.3} = 6.429$$

El consumo de aire de un cilindro a razón de (Lts/min) se encuentra con la ecuación 25. Sustituyendo los datos conocidos y tomando los valores de s , D y d en centímetros, tenemos como resultado:

$$V = \left[16 \text{ cm.} \left(\frac{(1.2 \text{ cm.})^2 \pi}{4} \right) + 16 \text{ cm.} \left(\frac{((1.2 \text{ cm.})^2 - (0.6 \text{ cm.})^2) \pi}{4} \right) \right] 4 * 6.429$$

$$V = 814.355 \text{ cm}^3 / \text{min} = 0.814 \text{ N Lts/min}$$

Habiendo seleccionado el cilindro y conociendo la magnitud de la fuerza que requerirá, así como la carrera del vástago, se tiene que calcular el pandeo del cilindro, para saber si el vástago soportara la carga a la que será sometida, de lo contrario, tendrá que seleccionarse un cilindro diferente que si pueda hacerlo.

La ecuación para calcular la fuerza crítica de pandeo es la ec. 26. El cilindro neumático esta hecho de Acero al Carbono no aleado, este material tiene un modulo elástico de 210 GPa. El momento de inercia se calcula con la ecuación que se encuentra en la tabla de *centroides y momentos de inercia* (véase anexo G), seleccionándola con la forma geométrica de la sección transversal del vástago.

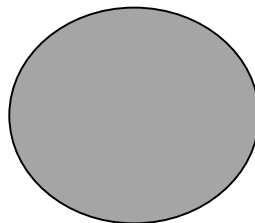


Fig. No. 44.- Sección transversal del vástago

Al tener una sección transversal con geometría circular, el momento de Inercia es el siguiente:

$$I_X = I_Y = \frac{\pi r^4}{4}$$

Sustituyendo el valor del r , que es el radio del vástago, tenemos como resultado:

$$I_X = I_Y = \frac{\pi(0.003)^4}{4} = 6.4 \times 10^{-11} \text{ m}^4$$

Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación 26, de la carga crítica de pandeo:

$$F_{pandeo} = \frac{\pi^2 (210 \text{ GPa})(6.4 \times 10^{-11} \text{ m}^4)}{(0.16 \text{ m})^2}$$
$$F_{pandeo} = 5.181 \text{ KN}$$

Como la fuerza crítica de pandeo es muy superior que la carga a la cual será sometido el cilindro, no existirá un pandeo que llegue a afectar la funcionalidad del cilindro, por lo cual se conserva la elección que se había hecho respecto al cilindro.

3.1.2 Selección de ventosas

Para la selección de las ventosas que se utilizaran en el brazo, que tendrán la función de adherirse a la caja y bajarla hasta la primera posición, se tuvo que calcular la Fuerza de aspiración necesaria para adherirse a la caja de cartón. Esto se hizo con la ec.28.

Considerando la masa del cartón igual a 0.15 Kg, un factor de seguridad de 2 y sabiendo el valor de la constante gravitatoria (9.81 m/s^2). Se puede suponer que la aceleración / deceleración es constante durante el tiempo de arranque / parada. Normalmente su valor se puede estimar considerando que se pasa de 0 m/s a 1 m/s o viceversa en una décima de segundo, por lo que $a = 10 \text{ m/s}^2$. Sustituyendo esos valores en la ec. 28, tenemos que:

$$F_{ASP} = 2 * 0.15 \text{ Kg} \left(9.81 \text{ m/s}^2 + 10 \text{ m/s}^2 \right) = 5.943 \text{ N}$$

La fuerza de aspiración necesaria es de aproximadamente 5.943 N (0.605 Kgf) considerando el movimiento vertical de la caja y que el peso de la misma esta en dirección y sentido a favor del movimiento del brazo.

Se seleccionaron ventosas de la marca Vuototecnia, de su catalogo (véase anexo H) se selecciono el art. 01 30 15, con mezcla de silicona. Estas ventosas tienen un diámetro de 30 mm. Y son capaces de tener una fuerza de aspiración de 1.7 Kgf

A este tipo de ventosas le corresponden unos soportes como los del art. 00 08 05 de la tabla de soportes del anexo H, están hechos de latón y tienen un peso de 10 gr. La ventosa ya con su soporte se puede apreciar en la fig. número 45.



Fig. No. 45.- Ventosa de silicona con soporte de latón.

3.1.3 Selección de una bomba de vacío para el sistema de ventosas

Para el sistema de ventosas del brazo, que tiene como funciona adherirse a la caja, bajarla y colocarla en la primera posición, se selecciono una bomba de vacío de uno de los catálogos del proveedor. El proveedor es EDCOMEX, y se selecciono una bomba de base dual con válvula de control de la marca EDCO, serie ML200X320.

Para la bomba se selecciono que el material de sellado fuera de etileno-propileno (EPDM) que trabaja en un rango de temperaturas de -20 C° a 110 C°.

Esta bomba es del tipo Multi-características, proporciona una presión máxima de vacío de 93.1 Kpa y es suministrada por un presión de entre 4 y 6 bar; como la presión de trabajo con la que la maquina funcionara es de 5.5 bar, esta bomba cumple con esa característica. Las características más específicas como las dimensiones y el peso de la bomba pueden verse en el Anexo I.

Seleccionamos esta marca también por las siguientes razones:

- Es más compacto debido a que solo *utiliza una combinación de 2 toberas* una llamada de alto vacío bajo flujo y bajo vacío bajo flujo.
- La *forma interna de sus toberas ó venturi* permite que el aire inducido se expanda de una manera más óptima ayudando a tener: tiempos de evacuación menores ya que aumenta el flujo de vacío, con su correspondiente aumento en el nivel de vacío.
- El *consumo de energía* se reduce y el desempeño aumenta ya que el equipo es apilable para aumento en la potencia del mismo.
- Los materiales son metálicos siendo el de mayor uso el *Aluminio Grado Aeronáutico*.

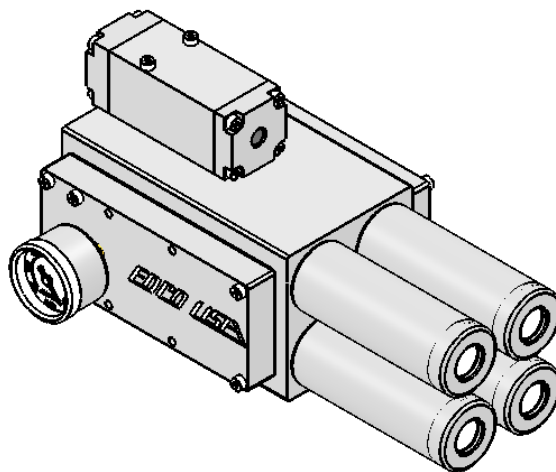


Fig. No. 46.- Bomba de vacío con válvula de control marca EDCO

3.2 Sistema de engranes para el cierre de las pestañas laterales

En la fig. número 47 se presenta el diseño del mecanismo, el cual servirá para el cierre de las pestañas laterales en el preformado de las cajas wrap around.

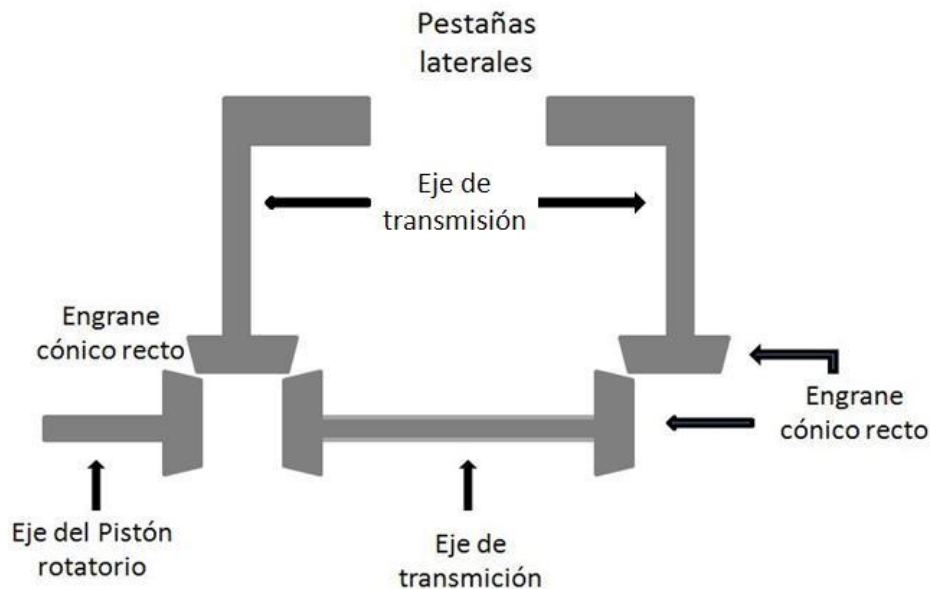


Fig. No. 47.- Mecanismo para el cierre de pestañas

Consideración para el mecanismo:

1. En este caso no es tan importante la transmisión de velocidad y torque, ya que la función a cumplir del mecanismo será únicamente transmitir un giro de 90° .
2. Para lograr que durante todo el mecanismo se conserve el giro de 90 grados, se necesita una relación de engranes $m_G = 1$; para este caso se obtiene de la tabla x que el valor de N_G y N_P debe ser de 16 dientes.
3. El espacio donde se realizara la instalación del sistema cuenta con una longitud de 26.3 cm, por lo cual se necesitan engranes de una medida considerable de tal manera que no obstruya los demás mecanismos instalados. Debido a esta consideración se toma $P = 10$ dte/pulg para lograr que el diámetro de paso del engrane no pase de los 5cm.

Cálculo realizando para la obtención de medidas del engrane:

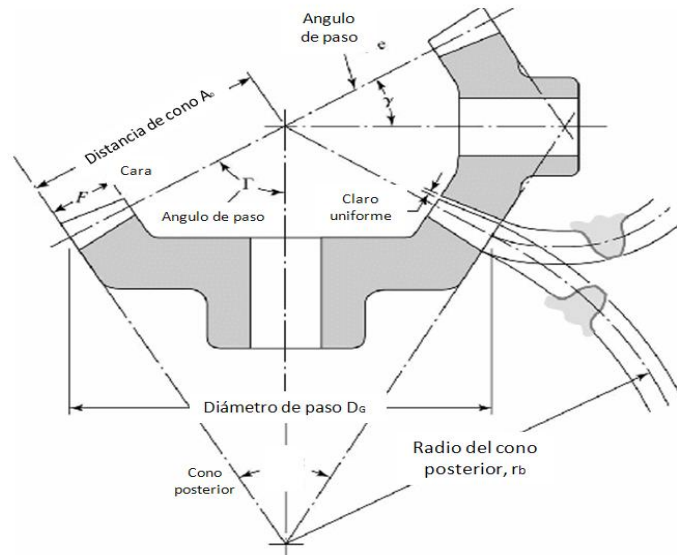


Fig. No. 48.- Engranés cónicos rectos.

DATOS:

$$P = 10 \text{ dte/pulg}$$

$$N_p = 16 \text{ dte}$$

$$N_G = 16 \text{ dte}$$

- Con los datos obtenemos el diámetro de paso:

$$d = D_G = D_p = \frac{16}{10} = 1.6 \text{ pulg} = 4.064 \text{ cm}$$

- se calcula los ángulos de paso con la ec. 11 y la ec. 12:

$$y = \tan^{-1} \frac{16}{16} \text{ Esto es esencial para una relación 1:1}$$

$$\gamma = 45^\circ$$

$$\Gamma = 45^\circ$$

- Con los diámetros de paso calculamos A_0 :

$$A_0 = \sqrt{\frac{D^2}{2}}$$

$$A_0 = 1.13137 \text{ pulg}$$

- Con A_0 calculamos el ancho de la cara del engrane con la ecuación de la tabla 3:

$$F = \frac{10}{10} = 1 \quad \text{O} \quad F = 0.3 * A_0 = 0.3394 \text{ pulg} = 0.862 \text{ cm}$$

- Con el diámetro de paso y el numero de dientes calculamos el modulo con la ec. 8

:

$$m = \frac{1.6}{16} = 0.1 \text{ pulg} = 0.254 \text{ cm}$$

- Con el modulo obtenido calculamos el adendo o cabeza del engrane:

$$a = 1 * m$$

$$a = 0.254 \text{ cm}$$

- Calculamos la profundidad de trabajo:

$$h_k = 2 * m = 2(0.254)$$

$$h_k = 0.508 \text{ cm}$$

Calculo de los ejes de transmisión:

En la fig. número 49 se observa el eje de transmisión horizontal del mecanismo. Se calculara la longitud de dicho eje de transmisión así como su diámetro.

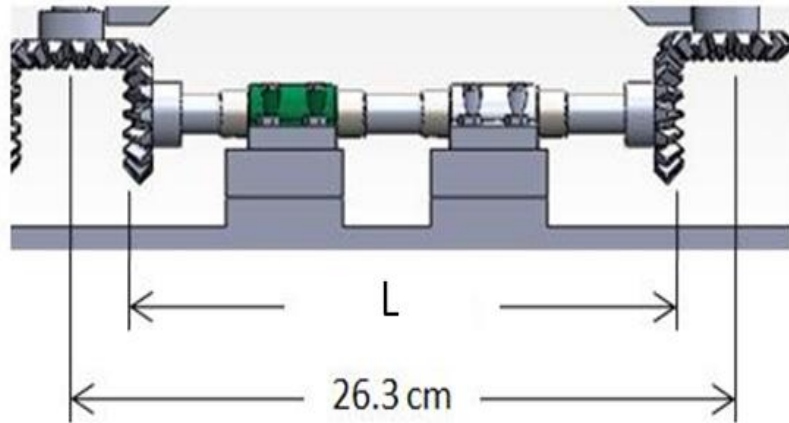


Fig. No. 49.- Imagen del ensamble horizontal del mecanismo

La medida estipulada entre los centros de los ejes de transmisión verticales es 26.3 cm, esto se diseño tomando en cuenta el ancho de la caja preformada que es 20.3 cm y se le dio un espacio de 3 cm para cada lado, donde están colocados los centros de los ejes de transmisión verticales.

Para calcular la distancia L, se tiene que tomar la longitud total de 26.3 cm y restarle dos veces "c", el cual es el espacio medido desde el centro del engrane hasta la cara de contacto del siguiente engrane.

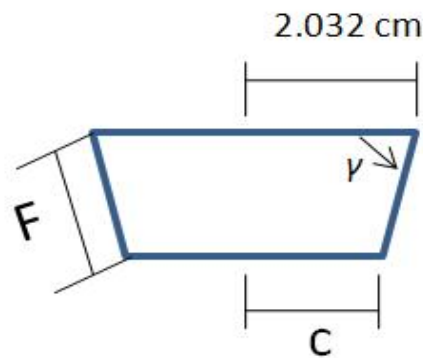


Fig. No. 50.- Vista de un engrane cónico y el área efectiva de contacto

$$C = 2.032 - F \cos \gamma$$

$$C = 2.032 - 0.862 \cos 45^\circ$$

$$C = 1.42247 \text{ cm}$$

$$L = 26.3 - 2C$$

$$L = 26.3 - 2(1.42247)$$

$L = 23.455 \text{ cm}$

Eje vertical:

En el eje vertical se establecen medidas en base a la longitud de la caja preformada, en la fig. número 51 se muestra la longitud de las pestañas laterales, sobre las cuales actuara el mecanismo.

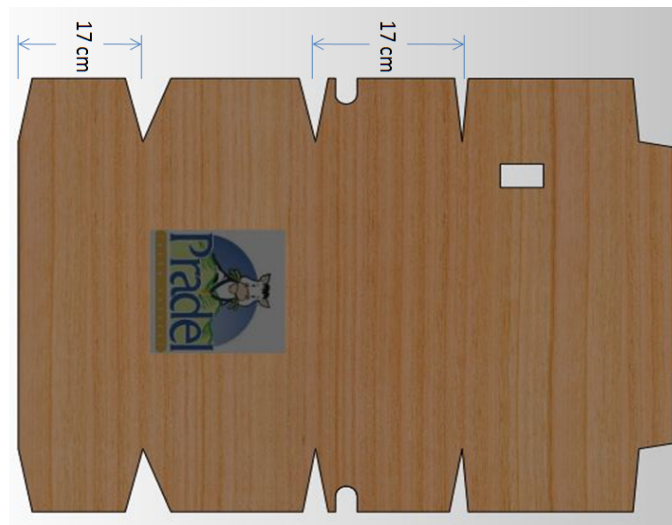


Fig. No. 51.- Vista superior de la caja wrap around

Analizaremos la fig. número 51 en base a las medidas de las pestañas laterales de la caja preformada, de la parte superior a la inferior. Tenemos que el primer tramo será de longitud 12 cm, el cual comprende la parte superior del eje hasta la base donde estará asentada dicha caja, se toma una distancia de 12 cm ya que el pegamento para formar la caja está ubicado a 6 cm de la base y con los 12 cm utilizados se logra una distancia de seguridad de 6 cm, así evitara que las paletas interfieran en el área de pegado.

Posteriormente se toma una distancia de 6 cm, partiendo de la base donde se asienta la caja hasta la ubicación del primer cojinete donde el eje de transmisión está instalado.

El siguiente tramo es de 10 cm, el cual marca la distancia entre el primer y segundo cojinete sobre el cual está instalado el eje. El tramo final tiene un longitud de 3.609 cm, el cual comprende desde el segundo cojinete hasta la cara final del engrane. Todas las medidas fueron analizadas de manera que se acomoden a la base de todo el mecanismo, logrando así una longitud total del eje de 31.609 cm.

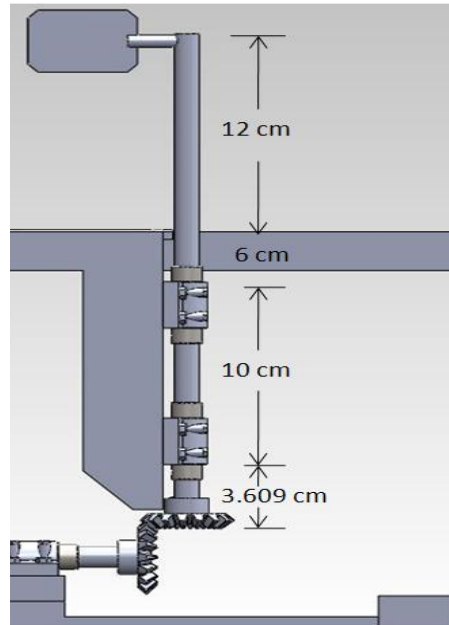


Fig. No. 52.- Eje de transmisión vertical

3.2.1 Calculo de las fuerzas que actúan en el engrane y cojinetes

Por razones de diseño se selecciona un actuador rotatorio con un torque de 3.97 N.m, debido al diseño del sistema, solo se requiere la transmisión de un giro de 90^0 , ya que el diseño del mecanismo se enfoca en la transmisión del ángulo mencionado y con el torque seleccionado es capaz de mover al mecanismo para realizar el cierre de las pestañas laterales.

En base a un catalogo de actuadores rotatorios (véase el anexo J) se obtienen las especificaciones del actuador seleccionado en base al torque:

Angulo de giro	90^0
Torque teórico a 6 bar	3.97 N.m
Frecuencia máxima de funcionamiento	2 Hz
Tiempo de rotación	0.19 s
Consumo de aire por ciclo	45 cm^3
tolerancia	$\pm 0.02^0$
peso	1682 g

Tabla No. 8.- Características del actuador rotativo GIMATIC serie RT-25

Con los datos obtenidos del actuador rotatorio, se procede a realizar el cálculo de las fuerzas que actúan en el engrane. En la fig. número 53 se observa el punto de aplicación de dichas fuerzas sobre el engrane.

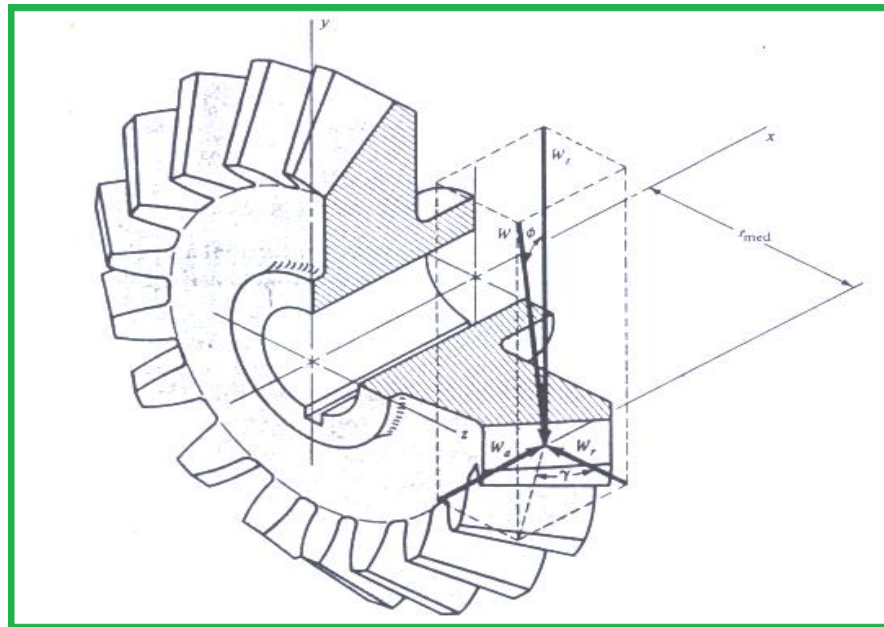


Fig. No. 53.- Fuerzas que actúan en los dientes de un engrane cónico

Utilizando las ecuaciones del cálculo de fuerzas, obtenemos:

$$W_t = \frac{T}{r_{prom}}$$

$$r_{prom} = \frac{d}{2}$$

$$W_t = (3.97 \text{ N.m}) / (0.02032 \text{ m})$$

$$W_t = 195.374 \text{ N}$$

Una vez obtenida la fuerza W_t se procede a calcular W_r y W_a con las ecuaciones 15 y 16:

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \gamma$$

$$W_r = 195.374 \text{ N} \tan 20^\circ \cos 45^\circ$$

$$W_r = 50.2825 \text{ N}$$

$$W_a = W_t \tan \phi \sin \gamma$$

$$W_a = (195.374 \text{ N}) \tan 20^\circ \sin 45^\circ$$

$$W_a = 50.2825 \text{ N}$$

Con los datos obtenidos de las fuerzas que actúan sobre el radio medio del engrane, procedemos a calcular las reacciones de los cojinetes.

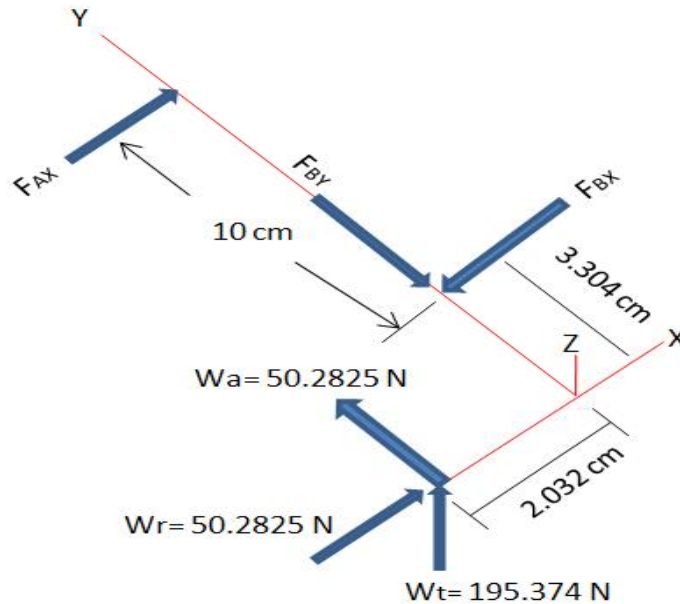


Fig.No.54.- Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre el mecanismo

En base al diagrama de cuerpo libre de la fig. número 54, calculamos momentos sobre el punto A:

$$\sum M_A = 0$$

$$W_r(3.304) - W_a(2.032) - F_{AX}(10) = 0$$

$$F_{AX} = [50.2825(3.304) - 50.2825(2.032)]/10$$

$$F_{AX} = 6.3959 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{BX} = W_r + F_{AX}$$

$$F_{BX} = 50.2826 \text{ N} + 6.3959 \text{ N}$$

$$F_{BX} = 56.6784 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{BY} = W_a$$

$$F_{BY} = 50.2825 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

No se puede realizar la sumatoria de fuerzas en el eje z, ya que la fuerza W_t que actúa sobre el eje z, provoca un giro o momento sobre el eje Y, SIN encontrar fuerza que lo contrarreste debido a que el eje de transmisión está instalado sobre un par de cojinetes y dejar el libre giro sobre el eje Y.

3.2.2 Calculo de los diámetros de los ejes de transmisión así como sus respectivos cojinetes.

En base a las fuerzas que actúan en las posiciones A y B de los cojinetes, se procede a seleccionar del catalogo de chumaceras 58232379 NTN Corporation (véase anexo K).



Fig. No. 55.- Chumaceras NTN corporation

Las chumaceras **NTN** de la serie de acero inoxidable se caracterizan por los rodamientos de bolas que hay insertados en los alojamientos fabricados de acero inoxidable proporcionando una mayor resistencia contra la corrosión si los comparamos con las unidades estándar de hierro fundido. Esta serie es especialmente útil en una variada gama de aplicaciones debido a sus propiedades antioxidantes del alojamiento.

Los materiales utilizados para los anillos interiores, anillos exteriores y bolas de los rodamientos insertados son más duros y apropiados, debido a las fuerzas grandes de compresión y repetitivas de presión en una superficie pequeña de contacto. En general se utiliza acero laminado en frío para las cajas. Para aplicaciones especiales, acero inoxidable está también disponible para ser utilizado en los rodamientos de inserto.

En base a la información que proporciona el catalogo de chumaceras, se procede a seleccionar una Chumacera tipo puente, alojamiento de acero fundido con tornillo de fijación (Prisionero) con diámetro de $\frac{1}{2}$ pulgada = 1.27 cm, UCP201-008D1.

Por lo tanto el diámetro de los ejes de transmisión tanto horizontal como vertical serán de $\frac{1}{2}$ pulgada = 1.27 cm, para poder instalarlos en las chumaceras seleccionadas.

En la fig. número 56 se puede observar el sistema de engranes ya diseñado para el cierre de pestañas laterales, con sus respectivas medidas y consideraciones de diseño.

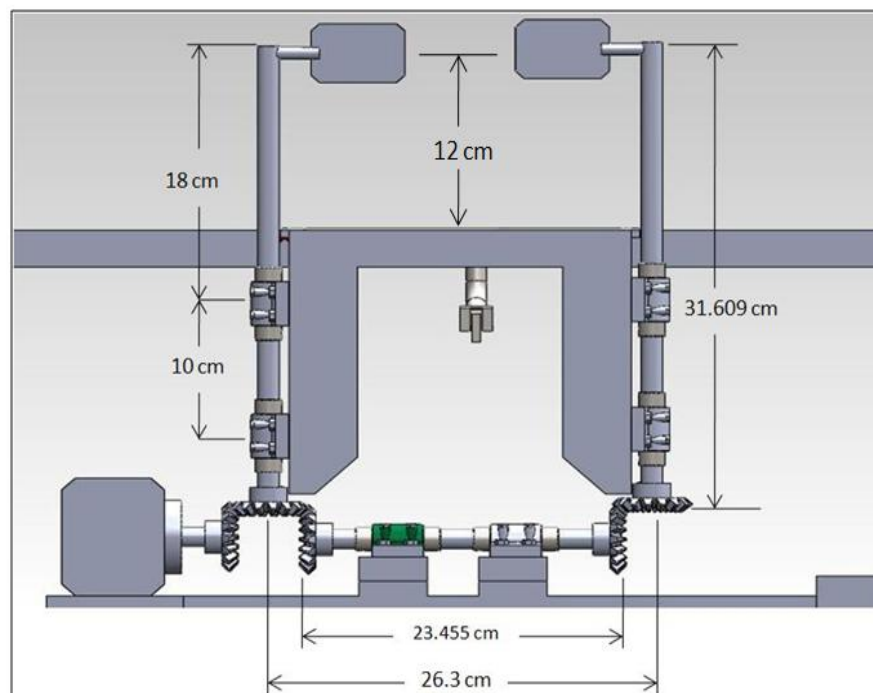


Fig. No. 56.- Sistema de engranes para el cierre de pestañas laterales.

3.3 Diseño de mecanismo de tijera para cerrado de pestañas inferiores

Para el cierre de las pestañas inferiores que serán colocadas después de que el pegamento haya sido vertido en la superficie de las primeras pestañas, se diseñó un mecanismo en forma de tijera, con unas placas unidas por medio de bisagras a la base donde el cartón es bajado por el brazo, como se aprecia en la figura número 57.

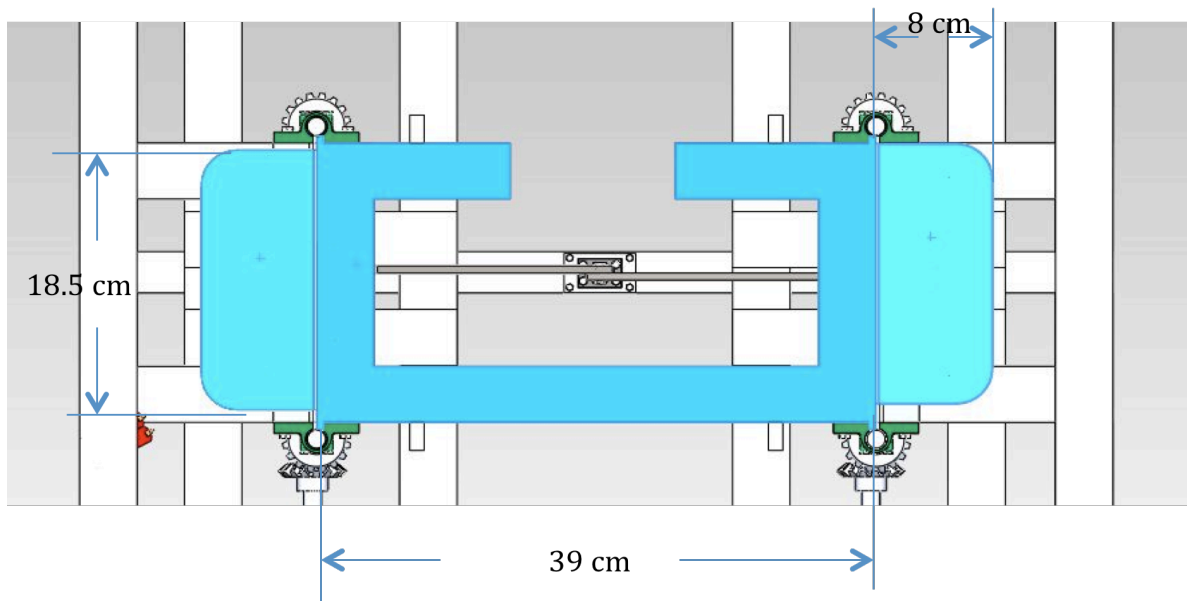


Fig. No. 57 Vista superior de la base con las placas del mecanismo de tijera.

Como se puede ver, las placas tienen un largo de 18.5 cm y un ancho de 8 cm además de un espesor de 0.2 cm las placas y las otras partes del mecanismo están hechas de acero Inoxidable 1.4000X6Cr13.

Estas placas están unidas cada una a una estructura en forma de escuadra, a 6 cm de distancia de su base. En la figura número 58 puede verse un diagrama de la vista lateral de la placa unida a la escuadra, sobre un plano “x y”, para analizar el desplazamiento que sufre la escuadra por la rotación de las placas de estar a 0° a 90°. el punto D es fijo, es donde están las bisagras. Las líneas punteadas representan la nueva ubicación de la escuadra cuando la placa ya ha rotado.

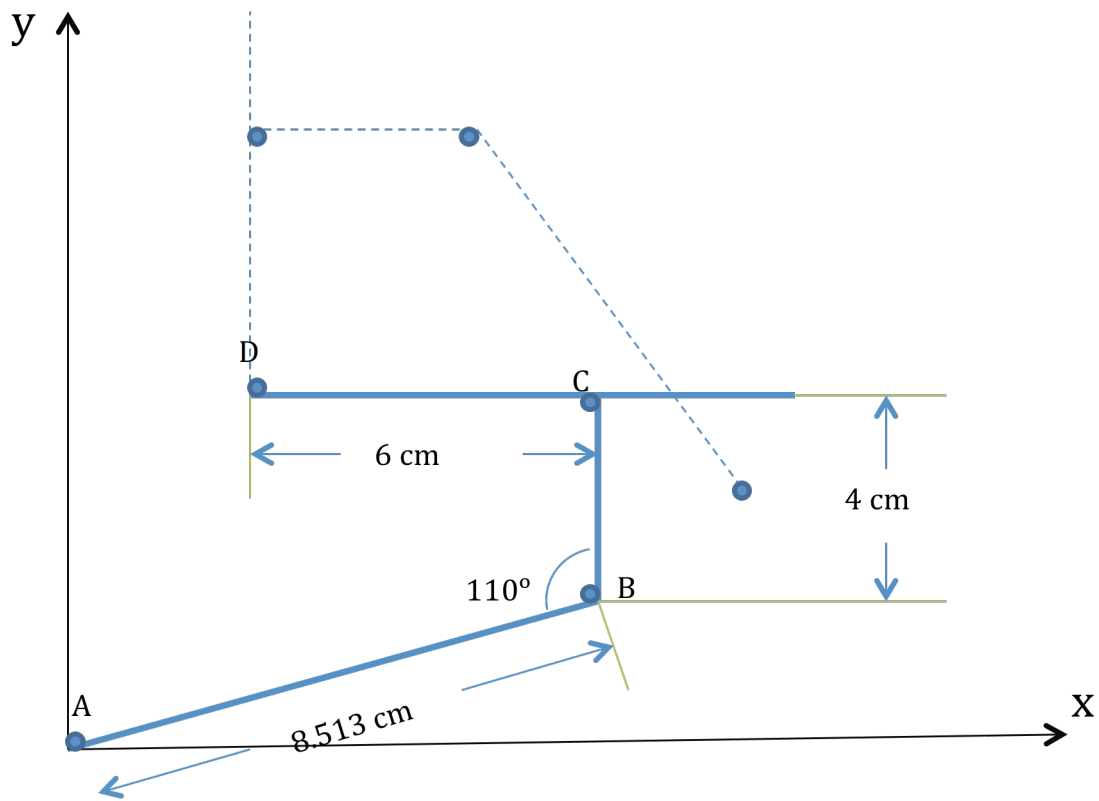


Fig. No. 58.- Diagrama en un plano "x y" de la escuadra unida a la placa

Analizando el diagrama de manera grafica, se encuentra que el punto A se traslada 9.1 cm sobre el eje x y 4.8 cm sobre el eje y, ambos de manera positiva.

Los eslabones largos miden 34.5 cm, esta medida se dio para que las placas pudieran llegar a los 90° sin que la carrera del cilindro fuera tan larga y ni los eslabones tan largos, así como que tampoco pudieran tener contacto con alguna de las partes de la base. En la figura número 59 se puede ver que la distancia entre los puntos es de 12.5 cm, que es la distancia vertical que el mecanismo necesita moverse para alcanzar el ángulo deseado de las placas.

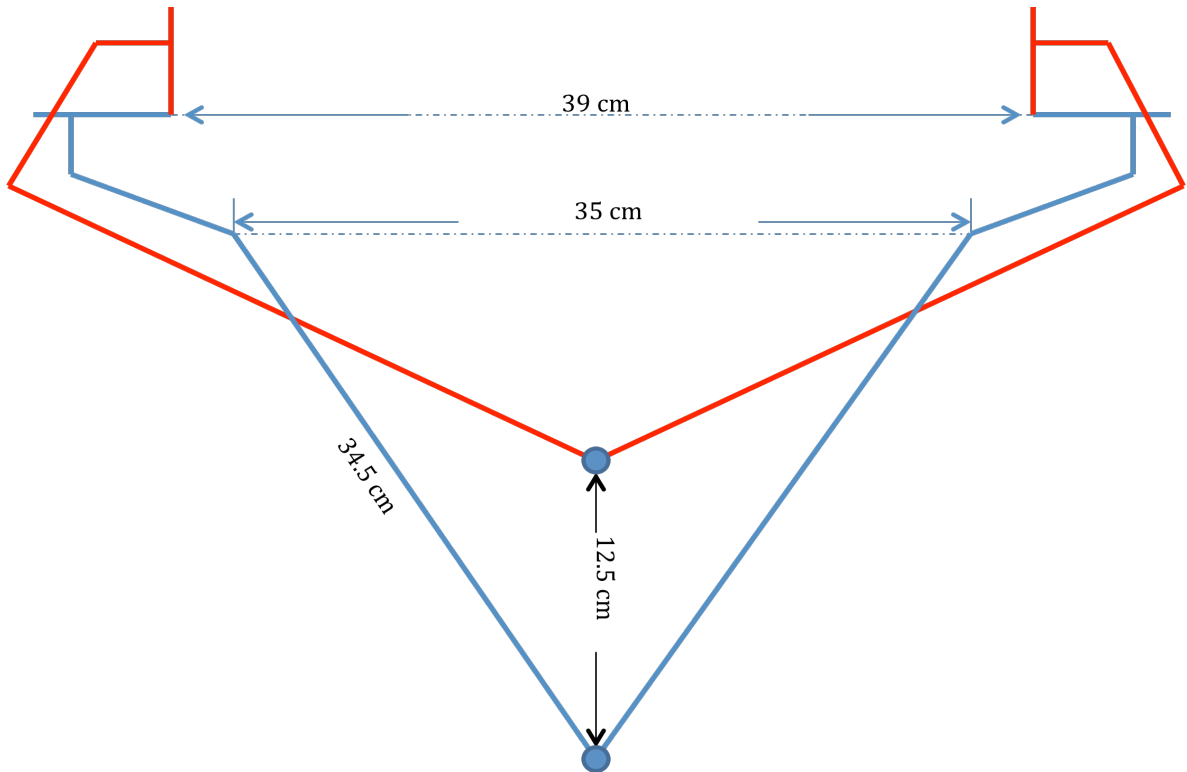


Fig. No. 59.- Diagrama del mecanismo de tijera completo a 0° y 90°

El color rojo representa el mecanismo con las placas a 90° y el color azul el mecanismo con las placas a 0°. los eslabones largos miden 34.5 cm de largo, 2 cm de alto y 0.5 cm de espesor.

Utilizando la ecuación número 6 para conocer la movilidad o grados de libertad del mecanismo, teniendo 5 eslabones, 5 juntas completas y ninguna semijunta, se obtiene:

$$m = 3(5 - 1) - 2(5) - 0 = 2.$$

El mecanismo de tijera tiene 2 GDL (grados de libertad).

El mecanismo ya ensamblado puede verse en la fig. número 60 los eslabones y las placas están hechos de acero Inoxidable 1.4000X6Cr13, con ayuda del software SolidWorks se pudo calcular la masa total del mecanismo que es de 1.447 kg.

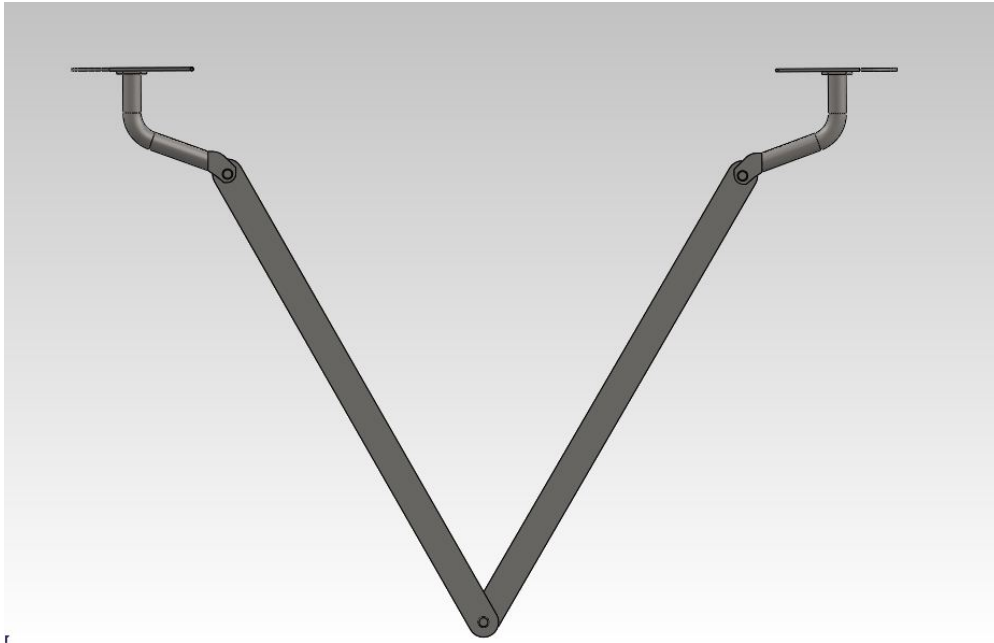


Fig. No. 60.- Mecanismo de tijera para el cerrado de pestañas inferiores

Al ser una figura simétrica, el centroide del mecanismo queda ubicado justo en el centro de la unión de los dos eslabones largos, que es donde se aplicara la fuerza para mover el mecanismo. Entonces se calcula el peso del mecanismo con la ec. 3

$$W = 1.447 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 14.195 \text{ N}$$

El peso del mecanismo es la fuerza de avance que el cilindro deberá aplicar para moverlo hasta el final de carrera.

3.3.1 Calculo de cilindro neumático para el mecanismo de tijera.

Para el mecanismo de tijera es necesaria generar una fuerza que sea igual al peso del mecanismo, esta fuerza seria de:

$$F = 14.195 \text{ N}$$

La presión de trabajo que alimentara al sistema neumático es de 5.5 bar, esa es la presión que genera el compresor. La fuerza de avance (F_A) es la fuerza necesaria que requerimos para mover el mecanismo, que es igual al peso de el mismo.

$$F_A = F = 14.195 \text{ N}$$

La fuerza de avance de un cilindro se calcula con la ecuación 22. Despejando de esta ecuación a D para encontrar el diámetro del embolo, tenemos que:

$$D = \sqrt{\frac{4 F_A}{\pi P}}$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$D = \sqrt{\frac{4 (14.195 \text{ N})}{\pi (550 \text{ KPa})}} = 0.005732 \text{ m}$$

Esto quiere decir que el diámetro del embolo de nuestro cilindro debe de ser de 5.372 mm, pero buscando en los catálogos de los distribuidores no se encontró un cilindro con esas medidas, por lo cual se tomo la decisión de seleccionar un cilindro con un diámetro de embolo superior inmediato al de la medida calculada.

Se seleccionó un cilindro marca Parker serie P1A-S010DS-0125 del catalogo (véase anexo L), con las siguientes características:

Diámetro del embolo (D)	10 mm
Diámetro del vástago (d)	4 mm
Carrera (s)	125 mm
Fuerza de avance (F_A)	47 N
Fuerza de retroceso (F_R)	40 N
Rosca del vástago	M5

Tabla No. 9.- Características del cilindro serie P1AS010DS-0125 marca Parker.

Ahora se calcula el consumo de aire que tiene este cilindro, estimando que tendrá un número de 4 ciclos por minuto y estará trabajando a la presión de trabajo. Primeramente hay que encontrar la relación de compresión con la ecuación 24.

Tomando el valor de la $P_{atm} = 101.3$ KPa y sustituyendo el valor de la presión de trabajo:

$$R. C. = \frac{101.3 + 550}{101.3} = 6.429$$

El consumo de aire de un cilindro a razón de (Lts/min) se encuentra con la ecuación 25.

Sustituyendo los datos conocidos y tomando los valores de s , D y d en centímetros, tenemos como resultado:

$$V = \left[12.5 \text{ cm.} \left(\frac{(1 \text{ cm.})^2 \pi}{4} \right) + 16 \text{ cm.} \left(\frac{((1 \text{ cm})^2 - (0.4 \text{ cm})^2) \pi}{4} \right) \right] 4 * 6.429$$

$$V = 464.537 \text{ cm}^3 / \text{min} = 0.464 \text{ NLts/min}$$

Habiendo seleccionado el cilindro y conociendo la magnitud de la fuerza que requerirá, así como la carrera del vástago, se tiene que calcular el pandeo del cilindro, para saber si el vástago soportara la carga a la que será sometida, de lo contrario, tendrá que seleccionarse un cilindro diferente que si pueda hacerlo.

La ecuación para calcular la fuerza crítica de pandeo es la ec. 26. El cilindro neumático esta hecho de Acero Inoxidable DIN 1.4305 (X10CrNiS 18-9), este material tiene un modulo de elasticidad de 190 GPa. El momento de inercia se calcula con la ecuación que se encuentra en la tabla *centroides y momentos de inercia* (véase anexo G), seleccionándola con la forma geométrica de la sección transversal del vástago.

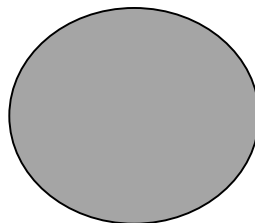


Fig. No. 61.- Sección transversal del vástago.

Al tener una sección transversal con geometría circular, el momento de Inercia es el siguiente:

$$I_X = I_Y = \frac{\pi r^4}{4}$$

Sustituyendo el valor del r , que es el radio del vástago, tenemos como resultado:

$$I_x = I_y = \frac{\pi(0.002)^4}{4} = 1.3 \times 10^{-11} \text{ m}^4$$

Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación... de la carga crítica de pandeo:

$$F_{pandeo} = \frac{\pi^2 (190 \text{ GPa})(1.3 \times 10^{-11} \text{ m}^4)}{(0.125 \text{ m})^2}$$

$$F_{pandeo} = 1.724 \text{ KN}$$

Como la fuerza crítica de pandeo es muy superior que la carga a la cual será sometido el cilindro, no existirá un pandeo que llegue a afectar la funcionalidad del cilindro, por lo cual se conserva la elección que se había hecho respecto al cilindro.

3.4 Selección de accesorios del sistema neumático

3.4.1 Tubería neumática

Seleccionamos tubería neumática de Nylon recto de la marca Nycoil (véase anexo M) la serie 0208004-4, 61230 de 5/32" color azul. Esta tubería cuenta con las siguientes características:

- Temperatura máxima de trabajo :93°C
- Presión máxima de ruptura de 1000 psi
- En rollos de 30.5 mts.
- Uso en cilindros, controles neumáticos, etc.

3.4.2 Válvula de estrangulación y antirretorno

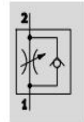
Se seleccionaron válvulas de estrangulación y antirretorno de la marca Festo, GR/GRA con rosca interior metálica, como la de la fig. número 62. Estas válvulas trabajan en un rango de temperaturas que van de los -20°C a los 75°C, y con presiones de 0.1 a 15 bar.

Válvulas de estrangulación y antirretorno GR/GRA, montaje en el tubo

FESTO

Hoja de datos: rosca interior metálica

Función de estrangulación
y antirretorno



- Caudal
29,5 ... 3 300 l/min
- Temperatura
-20 ... +75 °C
- Presión
0,1 ... 15 bar



Fig. No 62.- válvula de estrangulación y antirretorno marca Festo

Los datos técnicos pueden observarse en la tabla de datos técnicos generales sacado del catalogo de Festo (véase anexo N).

3.4.3 Unidad de mantenimiento

Justo antes de que el aire comprimido alimente los elementos neumáticos, debe ser tratado de nuevo, para mejorar sus condiciones. Es necesario sacar el agua que haya podido condensarse en el último tramo antes de llegar al punto de utilización. El aire comprimido procedente de la red general, además de las pequeñas partículas que no han sido retenidas, en el filtro de aspiración del compresor, contiene otras impurezas procedentes de la red de tuberías tales como residuos de la oxidación, polvo cascarillas.

Gran parte de estas impurezas se separan en los recipientes condensación con una adecuada instalación de la red general, pero las partículas pequeñas son arrastradas en forma de suspensión por la corriente de aire.

Además se producen fluctuaciones de presión en la corriente de aire Sin embargo, los consumidores deben poder trabajar siempre con misma presión de aire; a lo anterior hay que añadir que las partes móviles de los elementos neumáticos también necesitan una lubricación

Las impurezas y el agua en suspensión se retienen mediante un filtro: cuando el aire comprimido entra en el filtro, se dirige a través de deflectores direccionales y

origina una corriente centrífuga. Las partículas pesadas, líquidas y sólidas, son impulsadas hacia la pared interior del depósito por la fuerza centrífuga.

El condensado desciende hasta el fondo del depósito donde es eliminado por la purga automática o normal. Luego el aire pasa a través del elemento filtrante para eliminar las partículas sólidas. Una pantalla separadora mantiene un «zona de calma» en la parte inferior del depósito que impide que la turbulencia del aire haga retornar hacia la corriente de aire el líquido obtenido.

Después del filtro, el aire comprimido pasa al regulador o reductor de presión, mediante el cual se regula la presión del aire al nivel requerido.

Cuando no hay presión sobre el muelle de regulación, la válvula del regulador está cerrada. Cuando se gira el tornillo de regulación, se aplica una presión al muelle que es transmitida a la válvula, por la membrana flexible, abriéndola.

El aire pasa entonces al circuito secundario y ejerce una presión contra la membrana. Si la máquina a alimentar está en reposo, el circuito secundario se llena y la presión se equilibra cerrándose el regulador. Si la máquina utiliza el aire, la válvula del regulador permanece abierta y admite el aire necesario para equilibrar la presión del muelle.

Finalmente, se efectúa la incorporación de aceite al aire mediante lubricador, una parte fluye por una válvula, presurizando el depósito. La mayor parte del aire de entrada pasa a través del lubricador por un sensor de flujo que permite que el lubricador mantenga automáticamente una densidad constante de aceite.

La combinación del depósito de aceite presurizado y la diferencia de presión producida por el sensor de flujo, hacen que el aceite suba por el tubo sifón. Todo el aceite que pasa queda convertido en una niebla de densidad constante y continua hasta el punto de aplicación.

Por estas razones tuvimos que seleccionar una unidad de mantenimiento para la máquina diseñada, que fuera la entrada del aire comprimido antes de entrar a todo el sistema neumático. Se seleccionó una unidad de mantenimiento de la serie D, ejecución de polímero de la marca Festo, tipo FRC-DB; a partir de un catálogo de el distribuidor. Las características de dicha unidad de mantenimiento pueden verse en el anexo Ñ.

3.5 Diseño de circuito neumático en Automation Studio

Antes de todo es de gran importancia resaltar que Automation Studio es un software de sistemas a la simulación pasando por la animación de componentes, el cual ofrece un gran número de herramientas que ayudan a la resolución de problemáticas referente a las tecnologías hidráulicas, neumáticas, API, eléctricas y de control.

Automation Studio permite dibujar esquemas hidráulicos y neumáticos que respetan la norma ISO 1219 –1. Las informaciones visualizables son recomendadas por las normas ISO 4413 y ISO 4414.

El código componente ISO es definido de la manera siguiente:

- Bombas y compresores : P
- Cilindros : A
- Motores : M
- Sensores : S
- Válvulas : V
- Otros aparatos : Z

Para las válvulas neumáticas, podemos encontrar una nomenclatura específica la cual indicara el número de vías y el número de posiciones de las cuales consta la válvula.

Dentro de la representación se distingue entre vías y posiciones; las vías corresponde al numero de orificios y las posiciones son las que puede adoptar el distribuidor para dirigir el flujo por una u otra vía, según sea requerido.

Por ejemplo en una Válvula 5/3, indica que el número 5 es referente al numero de vías, y el 3 a las posiciones en la que se pueden ubicar.

En la figura número 63 podemos observar todo lo necesario para poder obtener una línea de aire comprimido, comenzando por el compresor y continuando con su unidad de mantenimiento.

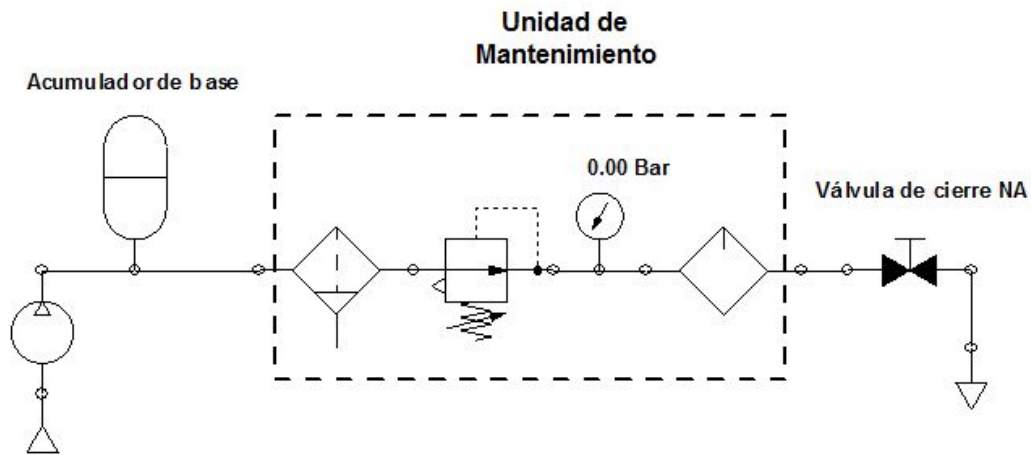


Fig. No 63.- Unidad de aire comprimido y accesorios.

Teniendo la parte del suministro de aire comprimido podemos proceder al diseño y simulación de nuestro circuito neumático, como siguiente paso se procede a realizar la animación de los distintos componentes de los cuales constará el proyecto.

Para poder proceder con el diseño del circuito primero se es necesario elaborar un diagrama de pasos, el cual describe mediante una secuencia de pasos los movimientos que realizan los actuadores del circuito, en los anexos A y B podemos observar los diagramas de pasos que se desarrollan en el circuito neumático.

Se seleccionó el brazo acomodador de cartón como la primera operación que se llevara acabo obteniendo el siguiente diseño que se aprecia en la siguiente figura.

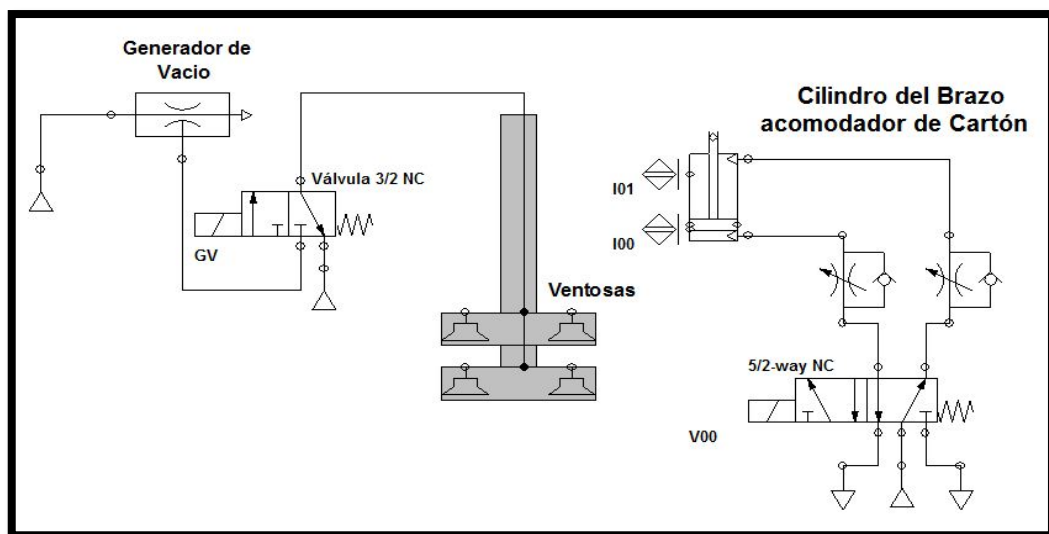


Fig. No 64.- Modelo de parte del sistema neumático.

Esta parte consta de un generador de vacío, válvulas 3/2, 5/2, ventosas, reguladores de flujo y un cilindro de doble efecto. Se colocaron las respectivas entradas y salidas de aire comprimido del sistema.

Cabe mencionar que Automation Studio consta de una biblioteca de componentes de distintas ganancias, de los cuales hemos tomado lo necesario para poder diseñar los circuitos lo más parecido a lo real, esto nos da una mejor perspectiva acerca de funcionamiento del mismo antes de fabricar el circuito.

La segunda parte del diseño consta de los actuadores rotativos, con sus respectivas válvulas 5/3, con los reguladores de flujo.

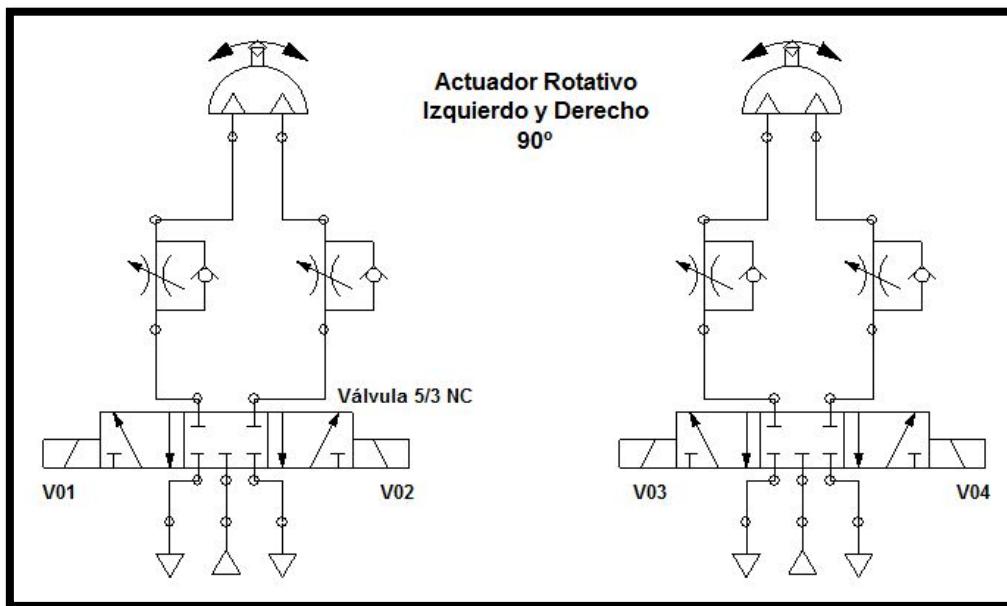
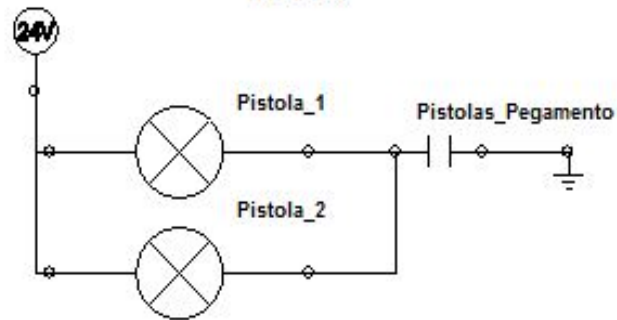


Fig. No 65.- Esquema neumático para los actuadores rotativos.

A diferencia de un cilindro de doble efecto, estos actuadores no pueden ser controlados mediante válvulas 5/2 por la naturaleza del actuador, al contrario necesitan de una válvula con el mismo número de vías pero con tres posiciones, en la primera el cilindro no recibe flujo alguno manteniéndose estático, al activar el pilotaje de la válvula se puede controlar el sentido en el que gira el actuador.

Pistolas de pegamento Hot Melt



Cilindro para el Mecanismo de Tijera

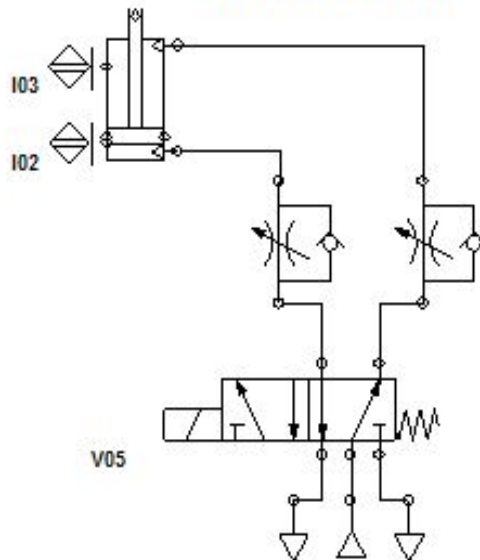


Fig. No 66.- Actuador para el mecanismo de tijera y pistolas aplicadores de pegamento Hot Melt.

En la imagen anterior podemos ver la representación de la parte neumática con la cual funciona el mecanismo de tijera el cual consta de un solo cilindro doble efecto con sus respectivos sensores magnéticos de posición. Por otra parte es de vital importancia mencionar que en la biblioteca neumática con consta de dispositivos aplicadores de pegamento por lo cual se decidió representar la acción del mismo por medio de una lámpara para poder tener una idea del funcionamiento y el lugar que lleva en la secuencia del circuito neumático.

Para proceder con la elaboración simulación es de vital importancia hacer un una secuencia de pasos el cual es llamado diagrama de escalera, el cual indica mediante variables internas y externas, el seguimiento de acciones que debe seguir el circuito activando y desactivando las mismas. Nos apoyamos de dispositivos internos llamados "TIMERS" los cuales tienen la función de realizar operaciones en momentos determinados por el usuario.

Por ultimo tenemos un panel donde podemos localizar un así llamado panel de mando donde se encuentran los botones de accionamiento para comenzar o detener así la simulación, también localizamos sensores los cuales son activados manualmente para tener una mejor idea real del sistema.

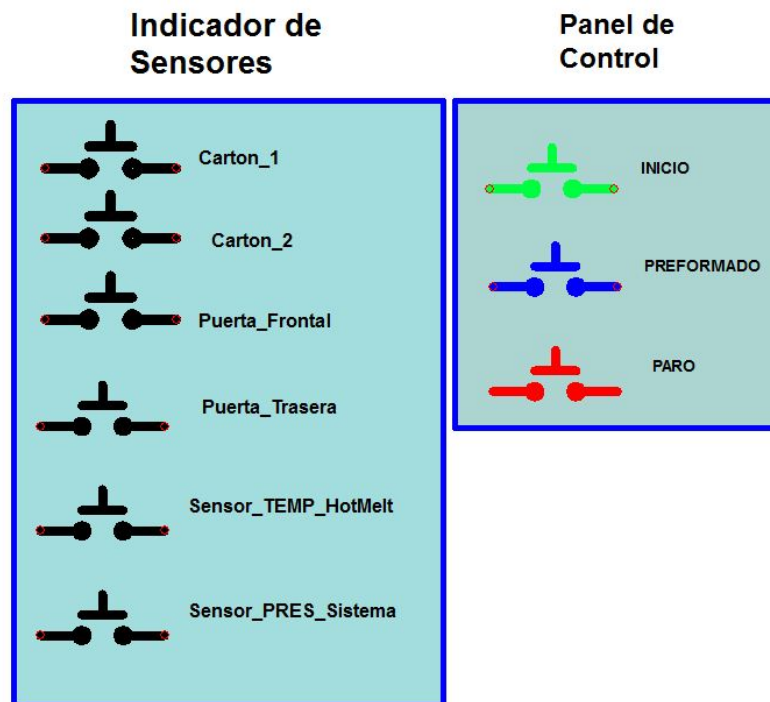


Fig. No 67.- Panel de mando.

Teniendo todos los actuadores podemos, válvulas y sensores con sus respectivas variables internas se procede a realizar el diagrama escalera que en otras palabras es un diagramas descrito con variables internas las cuales realizaran los pasos a seguir dentro del proceso neumático, todo esto previamente descrito en los diagramas de pasos, estos diagramas son el lenguaje con el cual se tiene comunicación con el PLC mediante el programa STEP 7 V3.2. Los diagramas escalera pueden ser encontrados en los anexos C y D.

3.6 Selección de válvulas direccionales

Se necesitan 3 tipos de electroválvulas para el sistema neumático descrito anteriormente: electroválvulas 3/2, 5/2 y 5/3. Para seleccionar estas válvulas se recurrió a un catalogo de actuadores neumáticos de la marca Rexroth.

Se seleccionó una electroválvula 3/2 de la serie 560 (G ½) como la que se puede ver en la fig. número 68, cuyas características pueden verse en el anexo O. también se seleccionaron electroválvulas 5/2 y 5/3 de la serie TC08 (G 1/8) como se observa en la fig. número 69 cuyas características pueden verse en el anexo P.



Fig. No 68.- Electroválvula 3/2



Fig. No 69.- Electroválvula 5/2.

CONCLUSIONES

Después de analizar la problemática planteada, existente en la empresa lácteos de Chiapas S.A. DE C.V. se optó por el diseño de una maquina formadora de cajas wrap around auxiliar a la TCBP 70 con la cual se logrará prevenir el paro del proceso de producción. La maquina fue diseñada con la finalidad de realizar una construcción futura a cargo de dicha empresa, tomando en cuenta piezas y materiales existentes en almacén.

Se llega a la conclusión que el diseño realizado, solucionara el problema y lograra una producción eficiente, por encima de la que ya se tenía. Cabe mencionar que para dicho diseño se tomó en cuenta todas las variables que pudieran influir en el funcionamiento de la maquina, así como también los materiales seleccionados y piezas diseñadas.

En el anexo R se muestran varias vistas de un prototipo de la maquina diseñada, donde pueden verse las dimensiones del prototipo, cada uno de los mecanismos diseñados, los actuadores neumáticos seleccionados y el PLC que se pretende sea utilizado.

Con el diseño de la maquina formadora de cajas wrap around se logra cumplir con las expectativas que se tenía dentro de la planta la cual era una maquina que se acomodara al espacio de trabajo, la cual impida se realice el paro del proceso en la TBA.

Con el prototipo que se diseñó en este trabajo de residencia profesional se espera cumplir con los objetivos planteados, reduciendo los gastos de producción al evitar un paro de emergencia de la TBA, ya que los briks provenientes de la envasadora seguirán siendo empacados de manera continua; la calidad del producto se garantizara del mismo modo, porque se reduce la manipulación prolongada del producto.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

G. Budynas, R. y Keith Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 8ª edición, México: The McGraw-Hill.

P. Beer, F y Russell Johnston, E. Jr. (2007). *Mecánica de materiales*. 4ª edición, México: The McGraw-Hill.

P. Beer, F y Russell Johnston, E. Jr. (2007). *Mecánica vectorial para ingenieros: Estática*. 8ª edición, México: The McGraw-Hill.

Deppert, W. y Stoll, K. (1994). *Dispositivos neumáticos*. 1ª edición. España: Marcobo Boixareu Editores.

L. Norton, R. (2009). *Diseño de maquinaria* 4ª edición. México: The McGraw-Hill.

FAMIC, Technologies Inc. *Automation Studio: Guía del usuario* [en línea]. Canadá. 2010. Disponible en web: < <http://xurl.es/gxl9u> >

Parker Hannifin Ind. *Tecnología neumática industrial* [en línea]. Brazil. Disponible en web: < <http://xurl.es/yxmql> >

Galeon: página personal del Ing. Alejandro Guillen [en línea]. México. Disponible en web: < <http://recorta.com/4ee390> >

Página sobre la Neumática de la Universidad Carlos III de España [en línea]. España. Disponible en web: < <http://recorta.com/cbdda3> >

Tecnum. Laboratorio de Neumática y Oleohidráulica. Cálculos de actuadores neumáticos. [PDF]

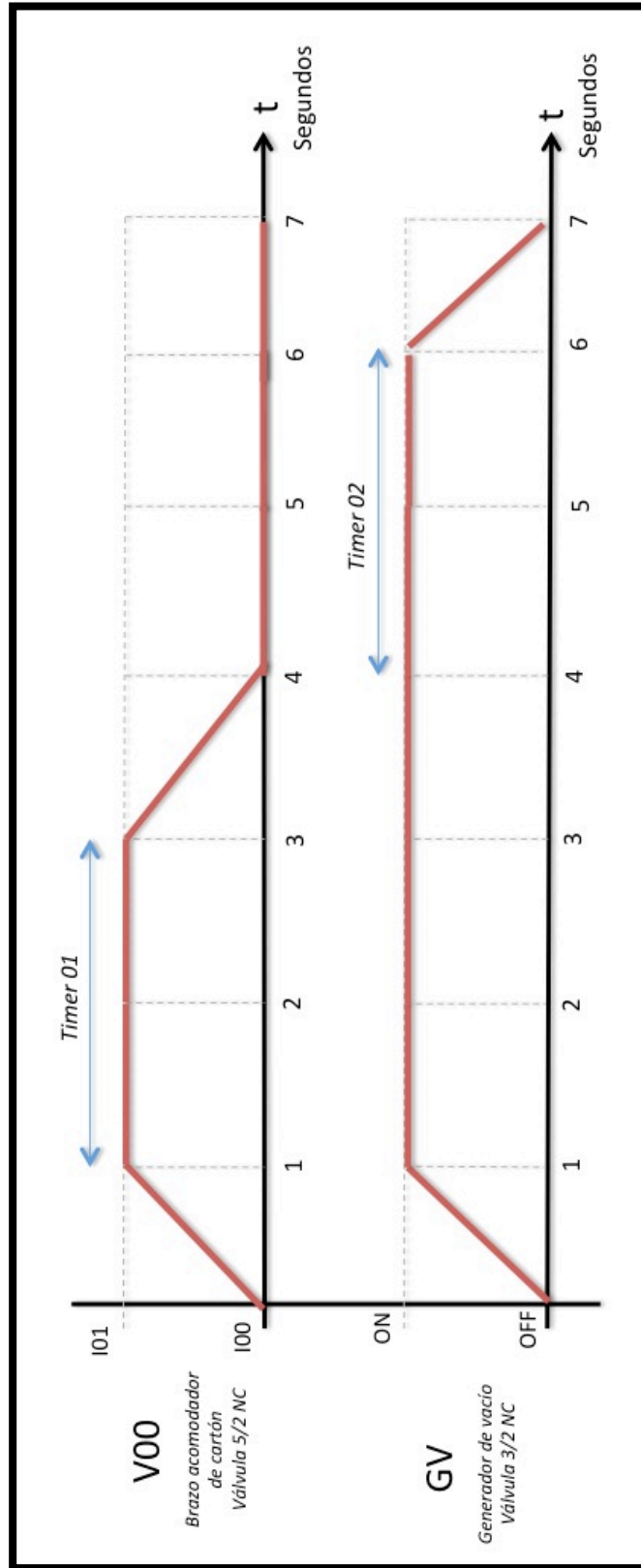
Marciano Vázquez, L. Apuntes de Diseño II



ANEXOS

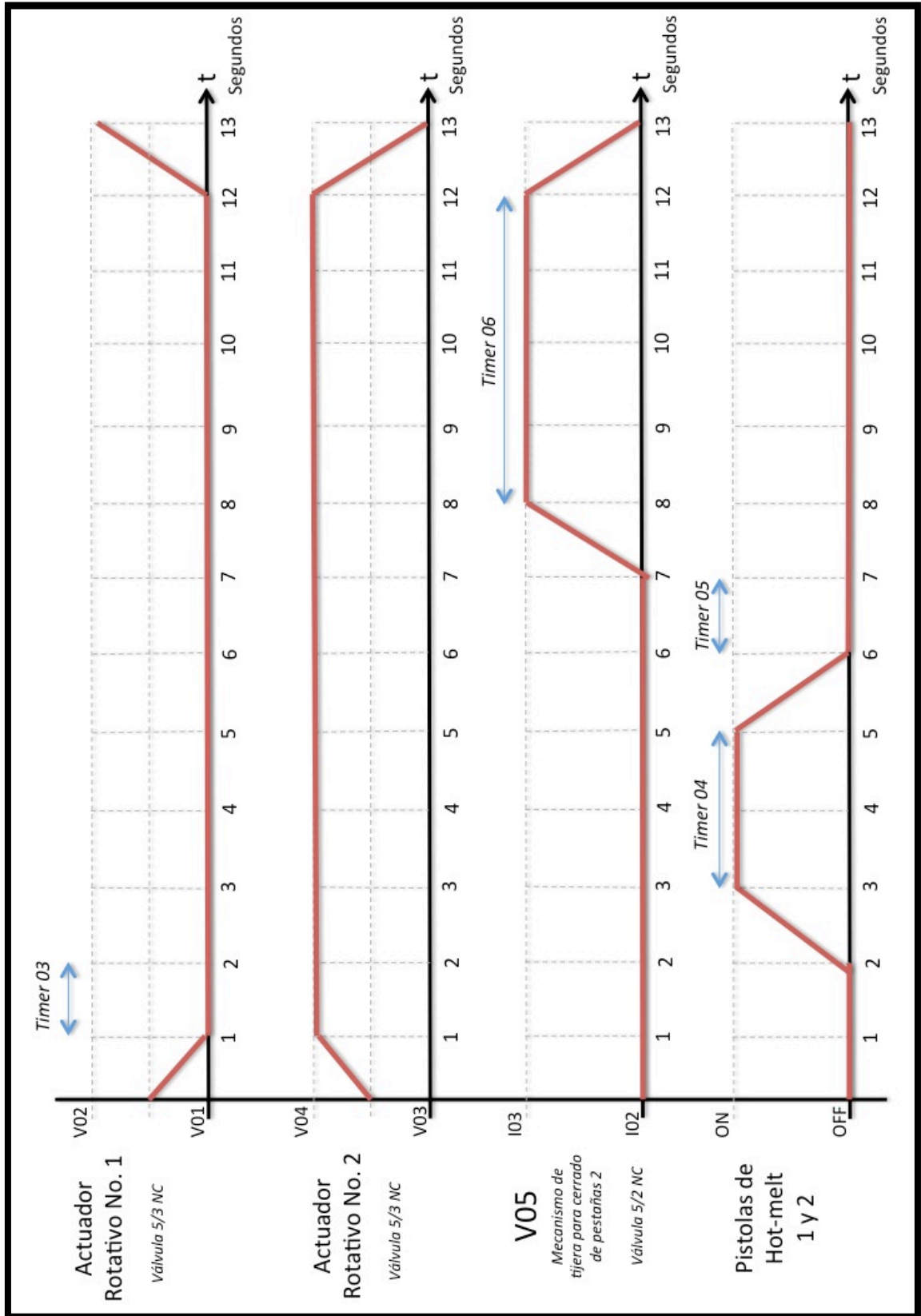
ANEXO A

Diagrama de pasos del primer proceso.



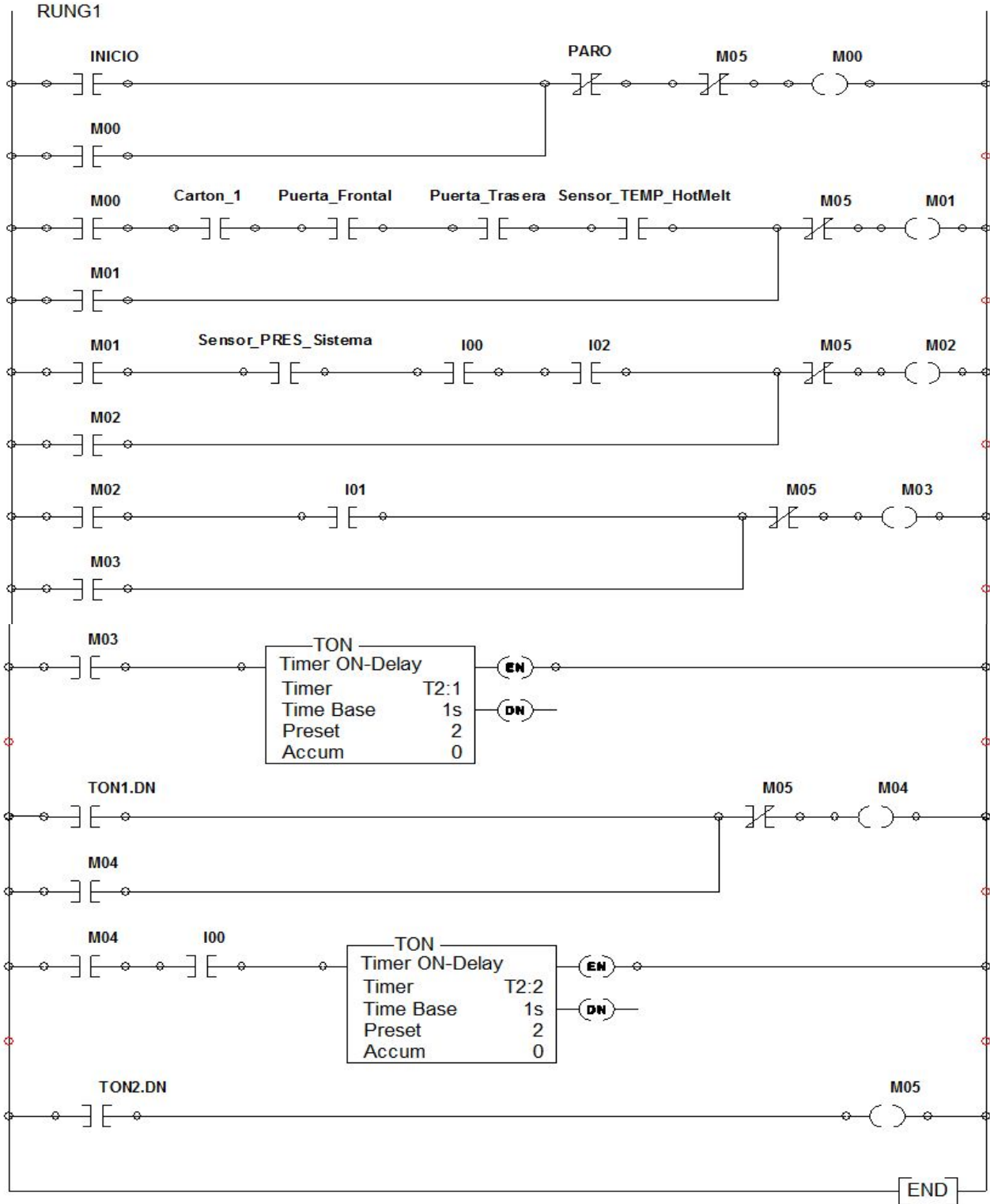
ANEXO B

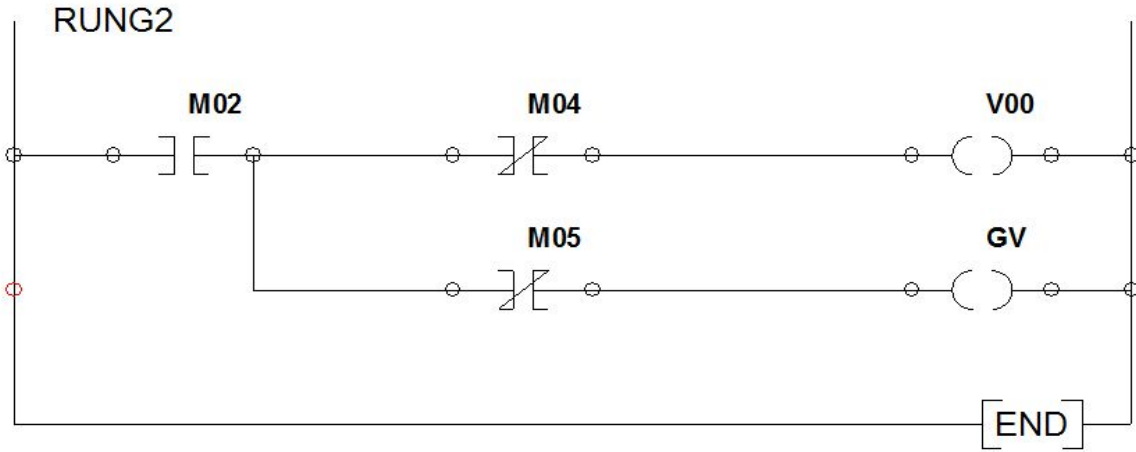
Segundo diagrama de pasos para el preformado de la caja.



ANEXO C

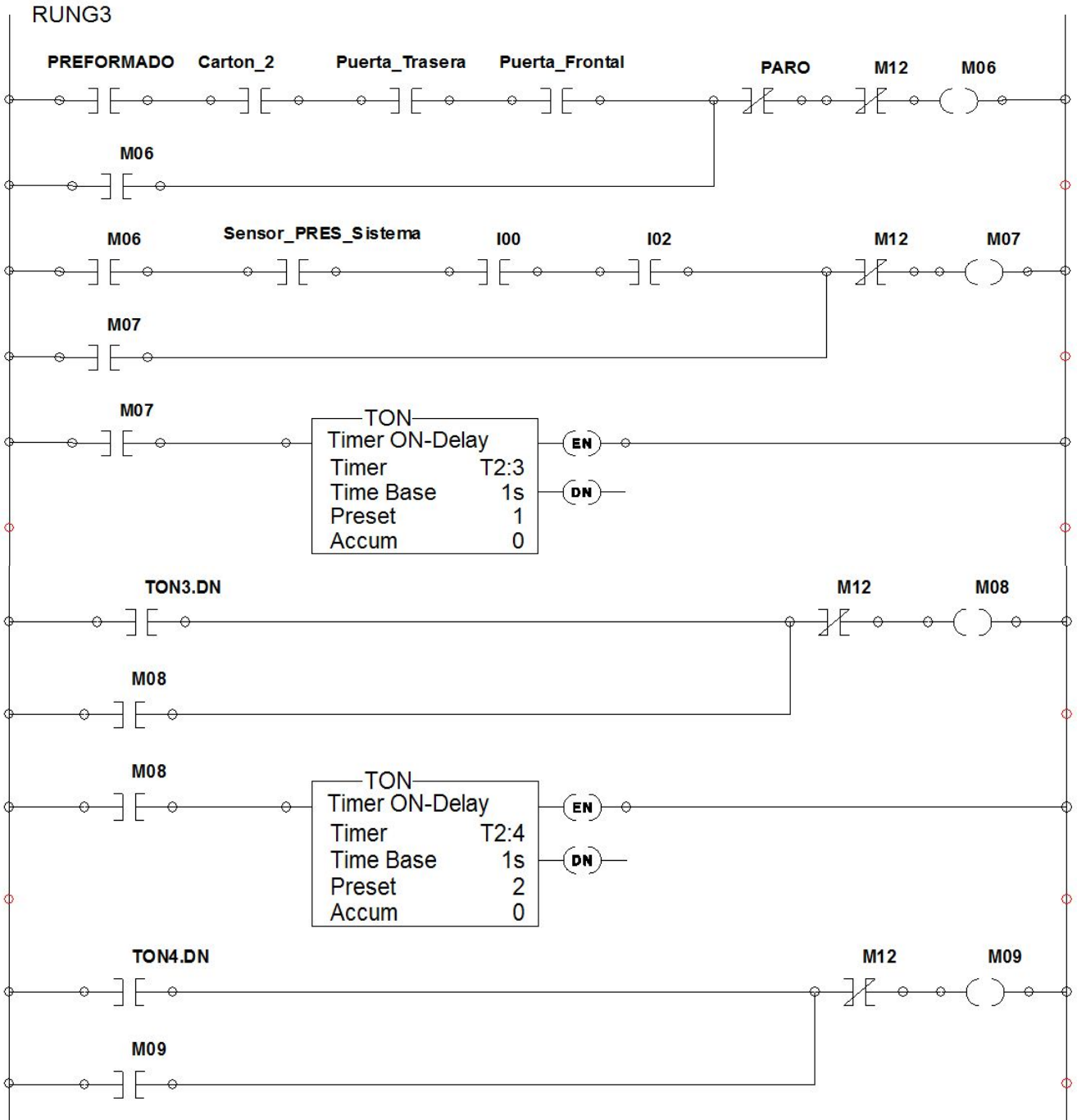
Diagrama escalera del primer proceso de preformado.

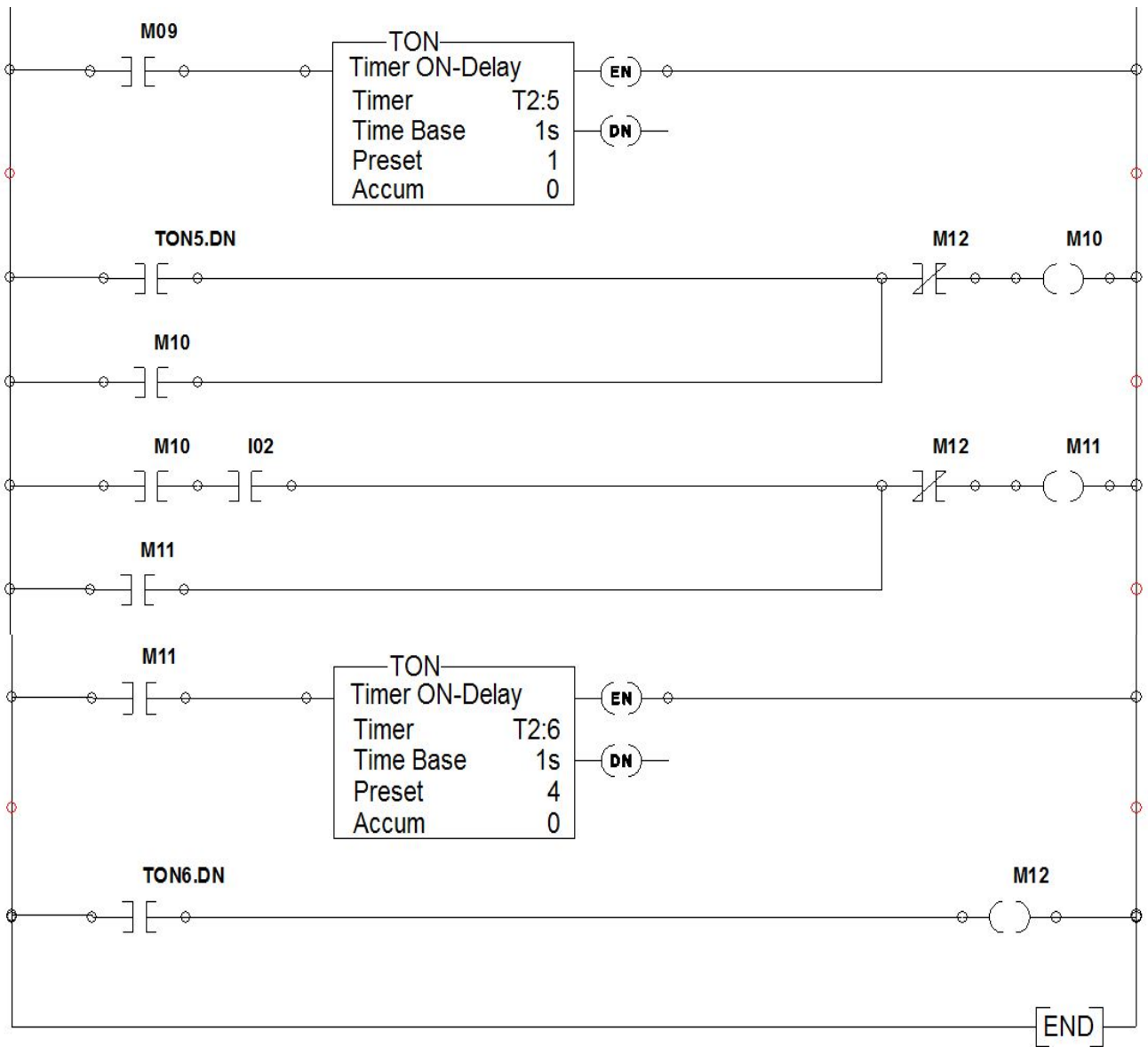


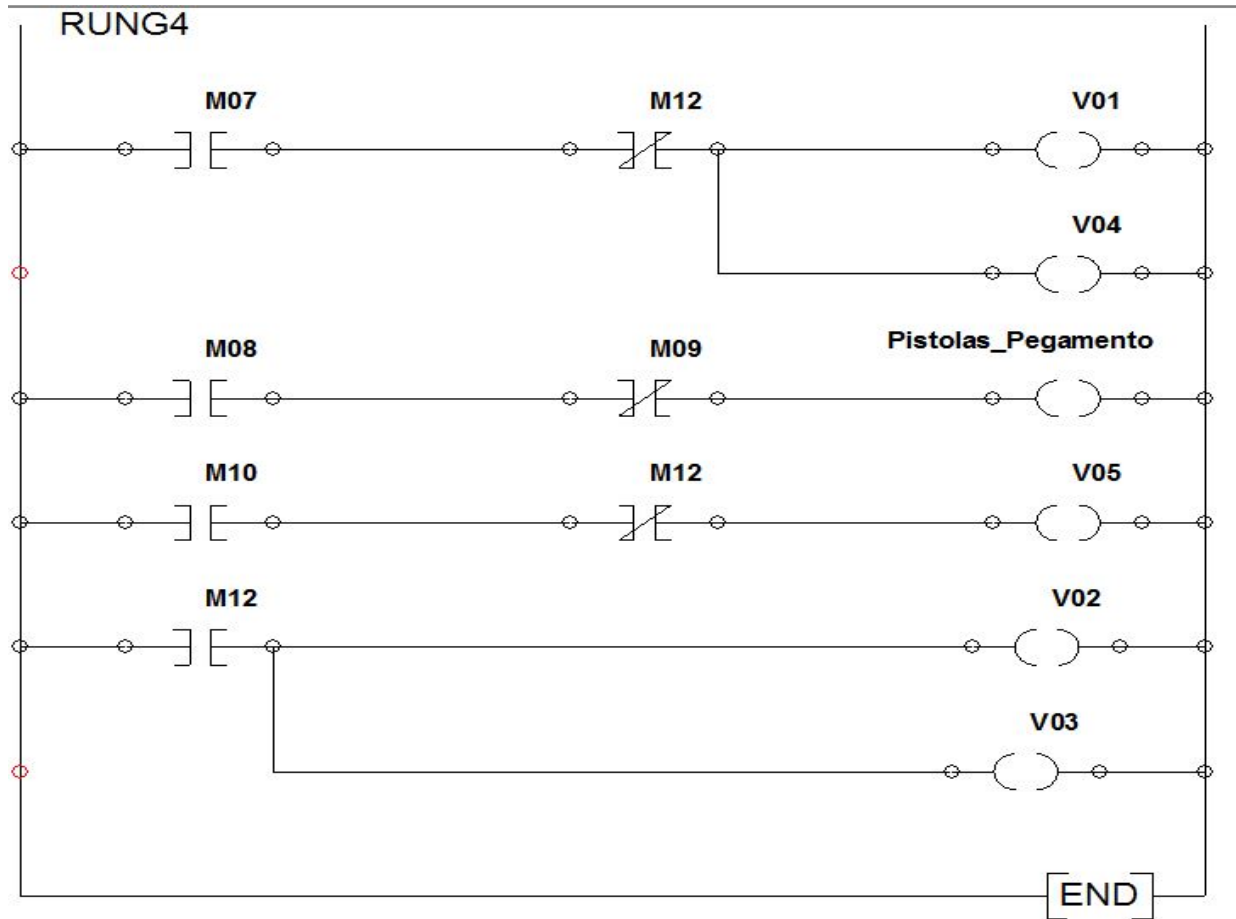


ANEXO D

Diagrama escalera del segundo proceso de preformado.







ANEXO E

Tabla de reacciones de los apoyos y conexiones para un sistema bidimensional.

Apoyo o enlace	Reacción	Número de incógnitas
<p>Rodillos Balancín Superficie lisa</p>	<p>Fuerza con recta soporte conocida</p>	1
<p>Cable Biela</p>	<p>Fuerza con recta soporte conocida</p>	1
<p>Corredora o cursor Pasador en ranura lisa</p>	<p>Fuerza con recta soporte conocida</p>	1
<p>Articulación Superficie rugosa</p>	<p>Fuerza de dirección desconocida</p>	2
<p>Empotramiento</p>	<p>Fuerza y par</p>	3

Fig. 4.1. Reacciones en soportes y uniones.

ANEXO F

Catalogo de mini-cilindros serie MNI marca Rexroth.

Mini cilindro Serie MNI

Doble efecto, vástago con rosca macho y pistón magnético, Ø 10-25 mm.



Datos técnicos

Estandar	diá. 10-25 mm según ISO 6432
Presión de servicio máx.	1-10 bar
Intervalo de temperatura ambiental	-25 °C a +80 °C
Fluido	Aire comprimido, lubricado o no
Materiales	
Vástago	Acero inoxidable, laminado
Tubo del cilindro	Acero inoxidable
Culatas	Aluminio anodizado

Area de aplicación

Vida útil muy larga gracias a las juntas de bajo rozamiento, componentes autolubricados y una velocidad máxima limitada.



Información técnica

Diámetro cilindro [mm]		10	12	16	20	25
Fuerza del émbolo teórica a 6 bar	Empuje [N]	42	58	106	164	259
	tracción [N]	35	45	91	137	216
Peso de cilindro [kg]	carrera de 0 mm	0,042	0,073	0,091	0,149	0,249
	ad. por cada 100 mm	0,024	0,046	0,055	0,090	0,130

Números de referencia

Diá. cilindro	10	12	16	20	25
Rosca del vástago	M 4	M 6	M 6	M 8	M 10x1,25
Orificio de conexión	M 5	M 5	M 5	G 1/8	G 1/8
Carrera					
10	0822330201	0822331201	0822332201	0822333201	0822334201
25	0822330202	0822331202	0822332202	0822333202	0822334202
50	0822330203	0822331203	0822332203	0822333203	0822334203
80	0822330204	0822331204	0822332204	0822333204	0822334204
100	0822330205	0822331205	0822332205	0822333205	0822334205
125	-	0822331206	0822332206	0822333206	0822334206
160	-	0822331207	0822332207	0822333207	0822334207
200	-	-	0822332208	0822333208	0822334208
250	-	-	-	0822333209	0822334209
320	-	-	-	0822333210	0822334210
400	-	-	-	-	0822334211
500	-	-	-	-	0822334212
Carrera opcional ¹⁾	08223302XX	08223312XX	08223322XX	08223332XX	08223342XX
Carrera máx. recom.	250	600	600	800	800

¹⁾ Cuando se pidan carreras especiales, la carrera debe especificarse en mm, por ejemplo diámetro = 10 mm, H = 60 mm: 08223302XX/H60

ANEXO G

Tabla de centroides y momentos de inercia.

Área momento de inercia		
<p>Rectángulo</p> <p>$\bar{I}_x = \frac{bh^3}{12}$ $\bar{I}_y = \frac{b^3h}{12}$ $\bar{I}_{xy} = 0$ $I_x = \frac{bh^3}{3}$ $I_y = \frac{b^3h}{3}$ $I_{xy} = \frac{b^2h^2}{4}$</p>	<p>Círculo</p> <p>$I_x = I_y = \frac{\pi R^4}{4}$ $I_{xy} = 0$</p>	<p>Media parabólica complementaria</p> <p>$\bar{I}_x = \frac{37bh^3}{2100}$ $I_x = \frac{bh^3}{21}$ $\bar{I}_y = \frac{b^3h}{80}$ $I_y = \frac{b^3h}{5}$ $\bar{I}_{xy} = \frac{b^2h^2}{120}$ $I_{xy} = \frac{b^2h^2}{12}$</p>
<p>Triángulo rectángulo</p> <p>$\bar{I}_x = \frac{bh^3}{36}$ $\bar{I}_y = \frac{b^3h}{36}$ $\bar{I}_{xy} = -\frac{b^2h^2}{72}$ $I_x = \frac{bh^3}{12}$ $I_y = \frac{b^3h}{12}$ $I_{xy} = \frac{b^2h^2}{24}$</p>	<p>Semicírculo</p> <p>$\bar{I}_x = 0.1098R^4$ $\bar{I}_{xy} = 0$ $I_x = I_y = \frac{\pi R^4}{8}$ $I_{xy} = 0$</p>	<p>Media parábola</p> <p>$\bar{I}_x = \frac{8bh^3}{175}$ $I_x = \frac{2bh^3}{7}$ $\bar{I}_y = \frac{19b^3h}{480}$ $I_y = \frac{2b^3h}{15}$ $\bar{I}_{xy} = \frac{b^2h^2}{60}$ $I_{xy} = \frac{b^2h^2}{6}$</p>
<p>Triángulo isósceles</p> <p>$\bar{I}_x = \frac{bh^3}{36}$ $\bar{I}_y = \frac{b^3h}{48}$ $\bar{I}_{xy} = 0$ $I_x = \frac{bh^3}{12}$ $I_{xy} = 0$</p>	<p>Cuarto de círculo</p> <p>$\bar{I}_x = \bar{I}_y = 0.05488R^4$ $I_x = I_y = \frac{\pi R^4}{16}$ $\bar{I}_{xy} = -0.01647R^4$ $I_{xy} = \frac{R^4}{8}$</p>	<p>Sector circular</p> <p>$I_x = \frac{R^4}{8}(2\alpha - \sin 2\alpha)$ $I_y = \frac{R^4}{8}(2\alpha + \sin 2\alpha)$ $I_{xy} = 0$</p>
<p>Triángulo</p> <p>$\bar{I}_x = \frac{bh^3}{36}$ $I_x = \frac{bh^3}{12}$ $\bar{I}_y = \frac{bh}{36}(a^2 - ab + b^2)$ $I_y = \frac{bh}{12}(a^2 + ab + b^2)$ $\bar{I}_{xy} = \frac{bh^2}{72}(2a - b)$ $I_{xy} = \frac{bh^2}{24}(2a + b)$</p>	<p>Cuarto de elipse</p> <p>$\bar{I}_x = 0.05488ab^3$ $I_x = \frac{\pi ab^3}{16}$ $\bar{I}_y = 0.05488a^3b$ $I_y = \frac{\pi a^3b}{16}$ $\bar{I}_{xy} = -0.01647a^2b^2$ $I_{xy} = \frac{a^2b^2}{8}$</p>	

ANEXO H

Catálogo de ventosas de la marca Vuototecnica.

VENTOSAS CON SOPORTES

Ventosas con la típica forma de copa, adecuadas para el agarre y la manipulación por vacío de objetos con superficie plana, ligeramente convexa o cóncava.

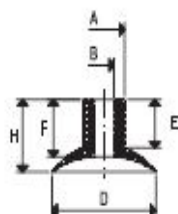
Ampliamente utilizadas, los diámetros de estas ventosas varían entre 10 y 45 mm y normalmente están disponibles en las mezclas estándar goma natural N, goma antiaceite A y sílicona S.

Pueden ser encajadas en frío, sin necesidad de cola, sobre un soporte de latón niquelado o de aluminio anodizado.

El soporte, perfilado especialmente para encajar perfectamente con la ventosa, dispone de un perno con rosca macho para facilitar su fijación al automatismo.

La sustitución de las ventosas es muy sencilla: es suficiente solicitar como repuesto la correspondiente ventosa de la tabla, de la mezcla que se desee.

Bajo pedido específico y para una cantidad mínima a concretar en cada caso, podemos suministrar las ventosas en las mezclas especiales enumeradas en la pág. 21 y los soportes en diversos materiales.



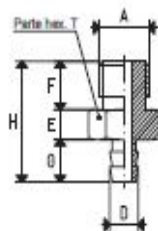
VENTOSAS

Art.	Fuerza Kg	A Ø	B Ø	D Ø	E Ø	F Ø	H
01 10 10 *	0.19	7	4.0	10	8.5	8.5	11.0
01 12 10 *	0.28	8	4.0	12	8.0	9.0	11.0
01 15 10 *	0.44	8	4.0	15	8.0	9.5	12.0
01 18 10 *	0.63	8	4.0	18	8.0	9.5	12.0
01 20 10 *	0.78	8	4.0	20	8.0	9.5	12.0
01 22 10 *	0.95	8	4.0	22	8.0	10.0	13.0
01 25 15 *	1.23	12	6.0	25	10.0	11.5	16.0
01 30 15 *	1.76	12	6.0	30	10.0	12.5	17.0
01 35 15 *	2.40	15	10.0	35	10.0	11.5	16.0
01 40 15 *	3.14	15	10.0	40	10.0	12.5	18.0
01 45 15 *	3.98	15	10.0	45	10.0	14.5	23.0

* Completar el código indicando la mezcla: A- goma antiaceite; N- goma natural; S- sílicona

SOPORTES

Art.	A Ø	D Ø	E	F	G	H	T	Material del soporte	Para ventosa art.	Peso g
00 08 03	G1/8"	5.5	5	8	7.0	20.0	12	latón	01 10 10	9
									01 12 10	
									01 15 10	
									01 18 10	
									01 20 10	
01 22 10										
00 08 05	G1/8"	7.5	5	8	9.5	22.5	12	latón	01 25 15	10
									01 30 15	
									01 20 15	
00 08 20	G1/4"	12.0	8	14	10.0	32.0	17	aluminio	01 35 15	11
									01 40 15	
									01 45 15	



tecnic@iata.net

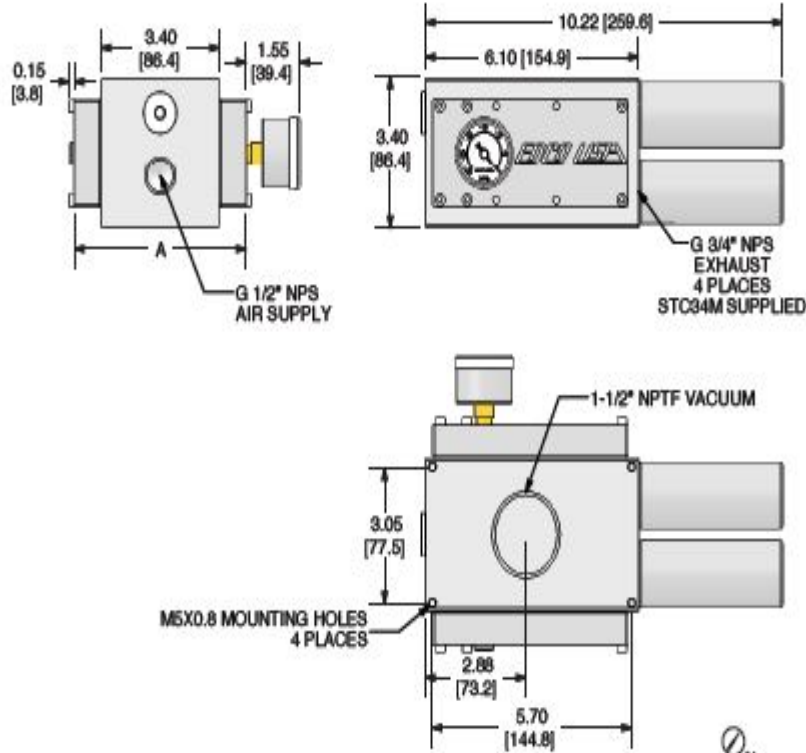
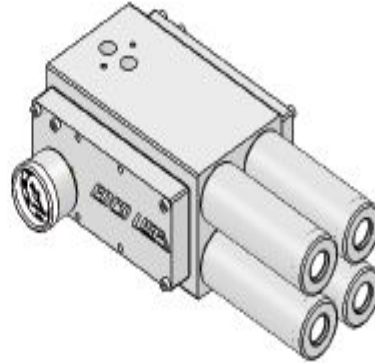
ANEXO I

Características de una bomba de base dual de la marca EDCO

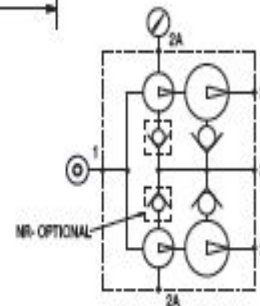
DUAL BASE PUMP

Dual-base pumps incorporate our "classic" pump modules in a very compact and cost-effective package. As always, our modular pump design allows field expansion of capacity, is fully repairable, and is available in all five nozzle series.

Both NPTF and BSPP bases are available. Refer to pump model code. Specifications & performance data on pages 9:30 – 9:36.



SERIES		WEIGHT lb. (kg)	A LENGTH in. (mm)
E, L, M, ML	X		
200	320	6.75 (3.1)	4.67 (126.2)
300	480	7.28 (3.3)	5.66 (144.3)
400	640	7.81 (3.5)	6.39 (162.3)



ANEXO J

Catálogo de actuadores rotativos marca GIMATIC

Attuatori rotanti pneumatici serie RT

- Movimento a pignone e cremagliera brevettato.
- Corsa regolabile in modo continuo.
- Grossi cuscinetti a sfera di supporto.
- Foro passante nel pignone.
- Fine corsa opzionali con gommino (FGD) o deceleratore idraulico.
- Dispositivo opzionale per l'arresto intermedio (RTD).
- Sensori magnetici opzionali.

Pneumatic swivelling units series RT

- Rack and pinion patented movement.
- Continuously adjustable stroke.
- Large ball bearings on the shaft.
- Through hole in the pinion.
- Optional rubber bumpers (FGD) or hydraulic shock-absorber.
- Optional intermediate stopper (RTD).
- Optional proximity magnetic sensors.

Caratteristiche / Features

	RT-10	RT-12	RT-20	RT-25	RT-35	RT-45	RT-63
Fluido Medium	Aria compressa filtrata, lubrificata / non lubrificata Filtered, lubricated / non lubricated compressed air						
Pressione di esercizio Pressure range	1.5 + 8 bar						
Temperatura di esercizio Temperature range	5° + 60 °C.						
Corsa angolare massima Maximum swivelling angle	190°						
Coppia di rotazione teorica a 6 bar Theoretical torque at 6 bar	28 Ncm	56 Ncm	198 Ncm	397 Ncm	779 Ncm	1669 Ncm	3926 Ncm
Frequenza max funzionamento Max working frequency	3 Hz	3 Hz	2 Hz	2 Hz	2 Hz	2 Hz	1 Hz
Tempo di rotazione senza carico Swivelling time without load	0.05 s	0.06 s	0.11 s	0.19 s	0.08 s	0.16 s	0.23 s
Consumo d'aria per ciclo Cycle air consumption	3.3 cm ³	6.3 cm ³	23 cm ³	45 cm ³	92 cm ³	230 cm ³	520 cm ³
Tolleranza massima ripetibilità con deceleratori Max repeatability tolerance with shock-absorber	±0.02°	±0.02°	±0.02°	±0.02°	±0.02°	±0.02°	±0.02°
Peso Weight	234 g	557 g	966 g	1682 g	2473 g	5252 g	8184 g

02 - Gimatic / RT HANDLING 01-2006

ANEXO K

Catalogo de chumaceras NTN



CAT. No. 9011/E

ANEXO L

Catalogo de cilindros marca Parker



- aerospace
- climate control
- electromechanical
- filtration
- fluid & gas handling
- hydraulics
- pneumatics
- process control
- sealing & shielding



Cilindros neumáticos

Serie P1A
de conformidad con ISO 6432

Catálogo PDE2564TCES-uf. Agosto 2009



ENGINEERING YOUR SUCCESS.

ANEXO M

Catalogo de tubería neumática marca Nycoil

	2	NEUMATICA	2-08-01
		TUBOS PARA CIRCUITOS NEUMATICOS	
10-04	ITALIA		

1.- TUBO NYLON RECTO, No degradable con el tiempo
La mejor solución para la circuitería neumática por su gran exhibibilidad, liviandad y colorido.

Características

Temperatura máxima de trabajo: 93°C.

Presión Ruptura: 1000 psi. / En rollos de 30,5 mts.

Uso: Cilindros, Controles Neumáticos, Fluidicos, etc.



Digito	Catálogo	∅ Exterior	Radio Curva Mínima	Espesor de pared	Color
0208001-K	61220	1/8"	1/2"	.016	Bianco
0208002-8	61222	1/8"	1/2"	.016	Rojo
0208004-4	61230	5/32"	5/8"	.025	Bianco
0208008-7	61330	3/16"	3/4"	.025	Bianco
0208012-5	61332	3/16"	3/4"	.025	Rojo
0208013-3	61333	3/16"	3/4"	.025	Azul
0208015-K	61440	1/4"	7/8"	.035	Bianco
0208017-6	61441	1/4"	7/8"	.035	Negro
0208019-2	61442	1/4"	7/8"	.035	Rojo
0208021-4	61443	1/4"	7/8"	.035	Azul
0208023-0	61550	5/16"	1"	.040	Bianco
0208025-7	61551	5/16"	1"	.040	Negro
0208028-1	61552	5/16"	1"	.040	Rojo
0208031-1	61680	3/8"	1 1/2"	.050	Bianco
0208034-6	61661	3/8"	1 1/2"	.050	Negro
0208037-0	61662	3/8"	1 1/2"	.050	Rojo
0208040-0	65663	3/8"	1 1/2"	.050	Azul
0208042-7	61880	1/2"	2 1/4"	.062	Bianco
0208043-5	61883	1/2"	2 1/4"	.062	Azul
0208044-3	61882	1/2"	2 1/4"	.062	Rojo
0208046-K	61881	1/2"	2 1/4"	.062	Negro



ANEXO N

Tabla de características generales de una válvula de estrangulamiento y anti retorno, marca Festo.

Datos técnicos generales							
Función de válvula	Función de estrangulación y antirretorno						
Conexión neumática 2	M3	M5	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$
Conexión neumática 1	M3	M5	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$
Elemento de ajuste	Tuerca moleteada						
Tipo de fijación	Orificio pasante						
	Montaje en panel frontal						
Posición de montaje	Indistinta						


· · Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1

Condiciones de funcionamiento y del entorno							
Conexión neumática 2	M3	M5	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$
Presión de funcionamiento [bar]	0,3 ... 8	0,5 ... 10	0,1 ... 10			0,3 ... 15	
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [6:4:4]	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]				Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:-:-]	
Nota sobre el fluido de trabajo/mando	Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado (lo cual requiere seguir utilizando aire lubricado)						
Temperatura ambiente [°C]	-10 ... +60	-20 ... +60	-20 ... +75			-10 ... +60	
Temperatura del fluido [°C]	-10 ... +60	-20 ... +60	-20 ... +75			-10 ... +60	
Temperatura de almacenamiento [°C]	-10 ... +40	-20 ... +60	-20 ... +75			-10 ... +60	

ANEXO Ñ

Tabla de características de una unida de mantenimiento serie D marca Festo.

Unidades de mantenimiento: Serie D, ejecución de polímero

Tipo	Conexión neumática 1	Caudal nominal	Margen de regulación de la presión	Presión de funcionamiento	Grado de filtración	Descripción
Unidad de mantenimiento FRC-DB 	G1/8, G1/4	400... 650 l/min	0,5... 7 bar		5 ... 40 µm	<ul style="list-style-type: none"> • Función filtrante, reguladora y lubricante en un solo aparato • Gran caudal y efectividad de la separación de suciedades • Buena característica de regulación con pequeña histéresis de presión • Aseguramiento de los valores introducidos mediante la inmovilización del cabezal bloqueable • Con purga de condensado manual o semiautomática • Tamaño: Mini • Internet: .../frc

ANEXO P

Características de una electroválvula 5/2 serie TC08 marca Rexroth.

Electroválvulas 5/2 y 5/3, Serie TC08, G 1/8

5/3 válvula individual, conexión eléctrica forma C / ISO 15 217



Datos técnicos

Tipo	Compacta	
Rango de presión de trabajo	-0,9 a 10 bar (-13 a 145 psi)	
Presión mínima	ver cuadro	
Caudal nominal	700 l/min (0.70 Cv)	
Rango de temperaturas	0 °C a +50 °C (+32 °F a +122 °F)	
Medio	Aire comprimido lubricado o no lubricado	
Paso	ver cuadro	

Consumo elec.	para DC	1.9 W
	para AC	50 Hz conexión 3.1 VA
	para AC	50 Hz mantenimiento 3.1 VA
Protección		IP 65

Materiales	Cuerpo	PA 66 (Poliamida)
	Juntas	PU, NBR
	Placa conex.	Zamac

Voltajes	24 V DC; 110 V AC; 230 V AC
----------	-----------------------------

Aplicaciones

Ámbito de aplicación universal. La válvula es de solapadura positiva.



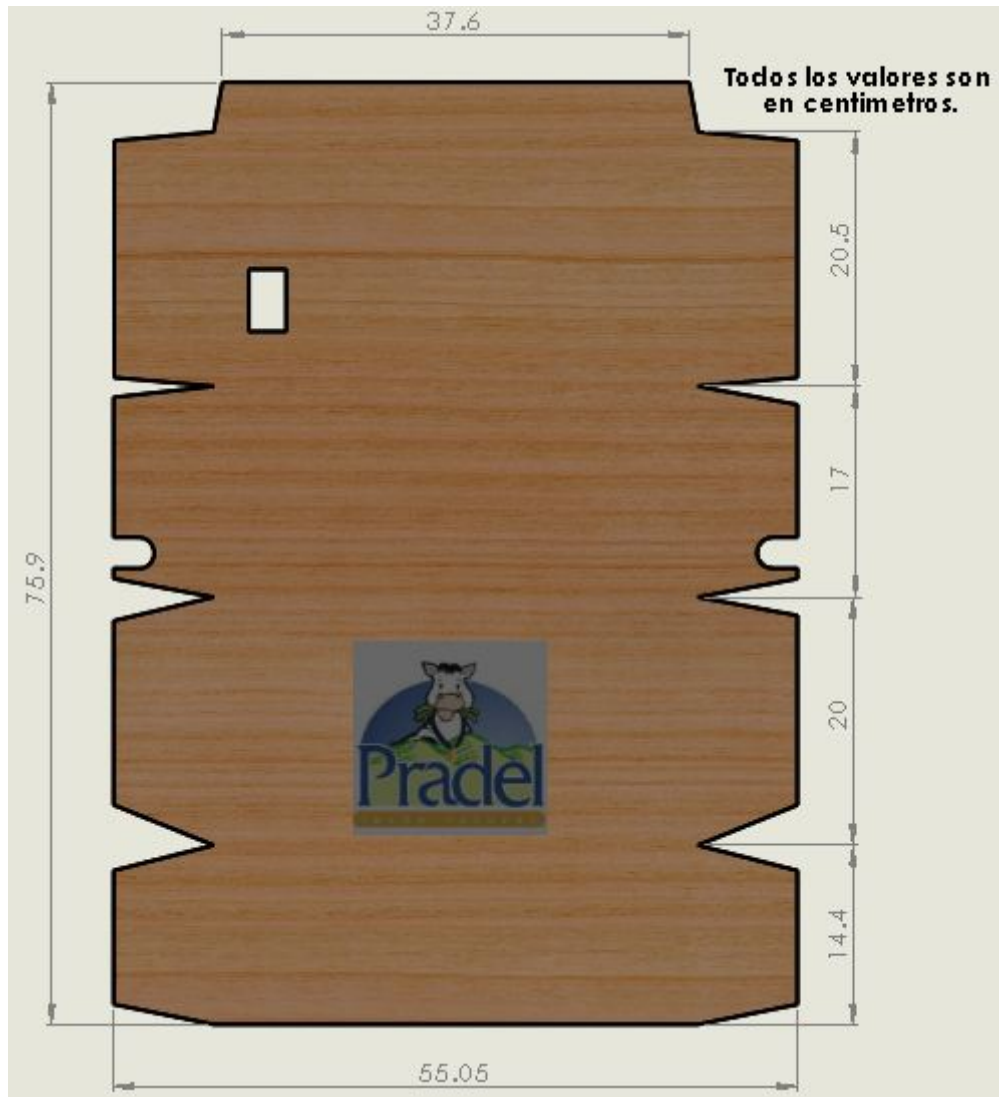
Código

	Paso [kg] (lbs)	Presión mín. [bar] (psi)	Control Externo	Voltaje y corriente	Código gnd con bloqueo	Código Pulsador
	0,178	3,0	sin	24 V DC 110 V AC 230 V AC	0820061001 0820061002 0820061003	0820061101 0820061102 0820061103
	0,178	3,0 **	con*	24 V DC 110 V AC 230 V AC	0820061051 0820061052 0820061053	0820061151 0820061152 0820061153
	0,178	3,0	sin	24 V DC 110 V AC 230 V AC	0820061011 0820061012 0820061013	0820061111 0820061112 0820061113
	0,178	3,0 **	con *	24 V DC 110 V AC 230 V AC	0820061061 0820061062 0820061063	0820061161 0820061162 0820061163
	0,178	3,0	sin	24 V DC 110 V AC 230 V AC	0820061021 0820061022 0820061023	0820061121 0820061122 0820061123
	0,178	3,0 **	con *	24 V DC 110 V AC 230 V AC	0820061071 0820061072 0820061073	0820061171 0820061172 0820061173

* válido para trabajar con vacío
** presión mín. de control

ANEXO Q

Dimensiones de una caja wrap around



ANEXO R

Vistas de la maquina auxiliar diseñada

