



18  
Zejem  
**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO DE UNA MAQUINA ESTIBADORA

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

**INGENIERO MECANICO - ELECTRICISTA**

( A R E A M E C A N I C A )

P R E S E N T A N :

**ESTEBAN AMBRIZ GUTIERREZ**

**SALVADOR ALBERTO VALVERDE ROSAS**

**MAURICIO VAZQUEZ CAMARENA**

ASESOR: M.I. LEOPOLDO GONZALEZ G.



FALLA DE ORIGEN

CIUDAD UNIVERSITARIA

NOVIEMBRE, 1995



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

***A mi madre:***

*Por su apoyo incondicional en los  
momentos más difíciles.*

*Por brindarme su cariño sin importar  
el sacrificio que represente.*

*Por impulsarme a salir adelante  
cada día.*

***A mi hermano:***

*Que con su amistad y alegría  
ha enriquecido estos años.*

***A mi padre:***

*Por formar mi carácter.*

***A mi familia***

*Abuelos, tíos y primos  
de quien he recibido apoyo y cariño.*

*Por los gratos momentos  
que he pasado junto a ellos.*

**GRACIAS**

*Esteban Ambriz Gutiérrez*

***A Dios:***

*Por toda su ayuda.*

***A mis padres:***

*Por el apoyo que siempre me han brindado para lograr mis propósitos.*

***A mis hermanos Mario y Juan Carlos:***

*Por todos los buenos momentos que hemos compartido.*

***A mis familiares y amigos***

***Salvador Valverde***

*Dedico este trabajo:*

*A mis padres, Guillermo y María de los Angeles con amor y respeto por darme siempre apoyo y confianza. Por enseñarme que solo se llega al éxito siendo honesto, responsable y tenaz..*

*Gracias por brindarme la oportunidad de llegar a ésta meta y sobre todo por darme siempre lo mejor de ustedes.*

*A mis hermanos: Manuel, Guillermo, Luis Enrique y Elizabeth por su apoyo, cariño y confianza que me han impulsado a seguir siempre adelante.*

*A Greta, por haberme brindado en todo momento amor, apoyo, confianza y comprensión.*

**Mauricio**

***A nuestros amigos y compañeros:***

*Por haber hecho más gratos estos años.*

***Al M.I. Leopoldo González G.:***

*Por su apoyo en la realización de este trabajo.*

***A nuestros profesores:***

*Por transmitirnos sus conocimientos y experiencia.*

***A nuestra Universidad:***

*Por enriquecer nuestro conocimiento y espíritu.*

---

## CONTENIDO

<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>x</b>
<b>1. LAS MÁQUINAS ESTIBADORAS</b>	<b>1</b>
1.1 Introducción.	1
1.2 Principio de operación general de una máquina estibadora.	4
1.3 Las máquinas estibadoras en la industria de la leche.	5
1.4 Situación actual.	7
<b>2. AUTOMATIZACIÓN CON NEUMÁTICA</b>	<b>15</b>
2.1 Introducción.	15
2.2 Compresores de aire.	16
2.2.1 Tipos de compresores.	16
2.2.2 Selección.	19
2.3 Distribución del aire comprimido.	22
2.3.1 Determinación del diámetro de la tubería.	22
2.3.2 Tendido de la red.	25
2.4 Preparación del aire comprimido.	25
2.4.1 Filtro.	25
2.4.2 Regulador de presión.	26
2.4.3 Lubricador.	26
2.5 Cilindros neumáticos.	27
2.5.1 Tipos de cilindros.	28
2.5.2 Selección.	28
2.6 Válvulas.	30
2.6.1 Tipos de válvulas.	31

2.6.2 Selección.	32
2.7 Sensores.	38
2.8 Controladores.	39
<b>3. ANÁLISIS DEL PROBLEMA</b>	<b>41</b>
3.1 Objetivo del diseño.	41
3.2 Especificaciones.	42
3.3 Restricciones.	49
3.4 Criterios de diseño.	49
DISEÑO DE LA MÁQUINA	
<b>4. SISTEMA DE PARO</b>	<b>50</b>
4.1 Descripción del sistema.	50
4.2 Alternativas para el sistema.	52
4.3 Selección de la alternativa.	58
4.4 Memoria de cálculo.	59
<b>5. SISTEMA DE ELEVACIÓN</b>	<b>70</b>
5.1 Descripción del sistema.	70
5.2 Alternativas para el sistema.	71
5.3 Selección de la alternativa.	77
5.4 Memoria de cálculo.	79
<b>6. SISTEMA DE RETENCIÓN</b>	<b>109</b>
6.1 Descripción del sistema.	109
6.2 Alternativas para el sistema.	110
6.3 Selección de la alternativa.	116

<b>7. SISTEMA DE LIBERACIÓN</b>	<b>118</b>
7.1 Descripción del sistema.	118
7.2 Alternativas para el sistema.	119
7.3 Selección de la alternativa.	125
7.4 Memoria de cálculo.	126
<b>8. SISTEMA DE CONTROL</b>	<b>132</b>
8.1 Descripción del sistema.	132
8.2 Alternativas de sistemas de control.	134
8.3 Selección de la alternativa.	141
8.4 Configuración del sistema.	142
<b>9. RESULTADOS</b>	<b>155</b>
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>158</b>
<b>APÉNDICES</b>	<b>160</b>
<b>A. PLANOS DE FABRICACIÓN Y ENSAMBLE</b>	<b>160</b>
<b>B. CATÁLOGO DE PARTES COMERCIALES</b>	<b>203</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>220</b>

## Introducción

---

En la industria mexicana, la mayor parte de la maquinaria es importada, y en muchas ocasiones no se satisfacen completamente las necesidades de la industria ya que estas máquinas están diseñadas para trabajar bajo las condiciones que imperan en sus países de origen. Otro problema es el costo que se agrega al valor de la máquina por concepto de importación (pago de impuestos, embarque, etc.), además, el tiempo de entrega es mayor que en las máquinas nacionales. Otro punto a considerar es el mantenimiento, ya que se requiere de refacciones y asesoría técnica que generalmente no se encuentran en nuestro país.

Un caso particular de lo anterior lo representan las *máquinas estibadoras automáticas*, que presentan los problemas que ya se han mencionado. Dichas máquinas se emplean para apilar cajas y de esa forma aprovechar los espacios en bodegas, así como también para reducir el tiempo y la fatiga del operador cuando la operación se realiza manualmente.

Con base en lo anterior, se presenta el siguiente trabajo cuyo objetivo es dar solución a los problemas relacionados con este tipo de máquinas mediante un diseño que se adapte a las condiciones de operación de la industria nacional. Se requiere en el diseño la sencillez de operación y mantenimiento así como la optimización de los recursos para su fabricación, empleando en su mayoría materiales y refacciones nacionales sin perder de vista el objetivo de reducir los costos e incrementar la eficiencia.

En este trabajo como primer punto se presenta la información que se obtuvo por medio de una investigación de campo que incluye entrevistas con el personal de mantenimiento, operación y adquisiciones que estén vinculados con la máquina, un análisis de la operación, determinación de características técnicas, ventajas y desventajas de las estibadoras que operan en la industria hidratadora de leche paraestatal. De esta forma se establecen especificaciones y restricciones para el diseño.

Como parte complementaria para el proceso del diseño, se incluye una guía para la aplicación de equipo neumático, debido a que en los últimos años la neumática ha contribuido a facilitar la automatización de las operaciones.

Posteriormente se establecen las características de la máquina de acuerdo con los principios de simplicidad, unidad y claridad con base en criterios como confiabilidad, mantenimiento mínimo, bajo costo, disponibilidad de partes, etc. Se proponen diseños alternativos seleccionando el mejor o generando uno nuevo basándose en los anteriores. Una vez que se han definido las configuraciones para los sistemas, se entra en detalle al especificar todas las partes que conforman la máquina tomando como base los cálculos realizados.

Como punto final se presentan los resultados y conclusiones de este trabajo.

Los planos de fabricación y ensamble junto con el catálogo de las partes comerciales, se encuentran en los apéndices.

## **Las máquinas estibadoras**

---

### **1.1 INTRODUCCIÓN**

En gran parte de la industria los productos son empacados en cajas de cartón o de plástico con el objeto de protegerlos contra cualquier maltrato que se les dé, además de facilitar su transporte; las cajas pueden contener grandes cantidades de producto, haciendo más sencillo su manejo para almacenaje, embarque, transporte y distribución.

Las cajas una vez que salen del área de empaqueo son llevadas a un almacén por medio de un montacargas o por un sistema automatizado de transporte, donde se guardan hasta el momento de su distribución. En otros casos las cajas son llevadas directamente del área de embarque a los camiones distribuidores.

En cualquiera de los dos casos anteriores, es necesario apilar las cajas, ya sea para aprovechar el espacio disponible en el almacén, o para introducirlas a los camiones directamente como pilas de cajas facilitando su acomodamiento.

El estibamiento, se puede realizar de dos maneras: manual o automática. En el primer caso las cajas son apiladas por personas que las reciben y colocan una sobre otra hasta completar una columna con el número de cajas que se requiera. En este caso la tarea resulta difícil para una persona, pues si las cajas son muy pesadas pueden ocasionarle daños físicos. También puede resultar complicado hacerlo de esta manera si la pila de cajas es de gran altura, lo cual implica tener que subirse a una escalera para acomodarlas. Todo esto aparte de ser complicado es inconveniente, sobretodo cuando se trata de grandes volúmenes de producción, donde se requerirán de varias personas para estibar cajas con la rapidez que llegan.

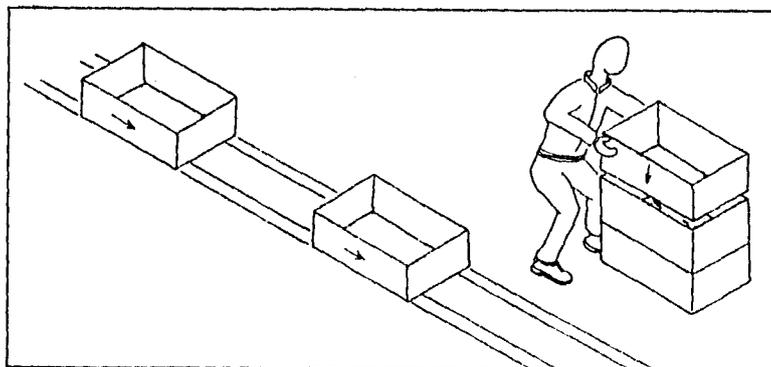


Fig. 1-1 Estibamiento manual.

En el segundo caso, las cajas son estibadas por una máquina, la cual está diseñada para apilar las cajas conforme lleguen, haciéndolo automáticamente y de manera rápida para poder trabajar a la velocidad de producción requerida. Por otra parte, una máquina estibadora puede levantar pesos muy grandes y formar pilas de varias cajas en poco tiempo además de darles un buen trato.

De acuerdo con lo anterior, una estibadora es una máquina que coloca una caja sobre otra formando una columna. Las cajas que se apilan son de un mismo tipo y tamaño.



## 1.2 PRINCIPIO DE OPERACIÓN GENERAL DE UNA MÁQUINA ESTIBADORA

Las máquinas estibadoras cuentan con los siguientes sistemas principales:

- Sistema de paro.
- Sistema de elevación.
- Sistema de retención.
- Sistema de liberación.
- Sistema de control

### MODO DE OPERACIÓN

La operación comienza cuando las cajas son conducidas por un transportador hacia la estibadora, si el sistema de elevación está en espera, la caja entra directamente a la sección de estibamiento, sino, el mecanismo de paro detiene la caja hasta que el mecanismo de elevación esté en la posición de espera; una vez que la caja entra en la sección de estibamiento un elemento detecta su presencia y envía una señal para accionar el mecanismo de elevación, el cual, levanta la caja a una altura determinada que deja un espacio vacío por debajo de ella para permitir la entrada de la caja siguiente a la torre. El sistema de liberación impide que la caja se siga por el transportador y guía las cajas al ser estibadas. Cuando la caja alcanza la altura indicada se acciona el mecanismo de retención que sostendrá la caja en esa posición. Al llegar la siguiente caja a la sección de estibamiento, un elemento detecta su llegada y es elevada junto con la anterior que se encuentra encima de ella, nuevamente el mecanismo de retención sostiene las dos cajas cuando la segunda alcanza la altura requerida.

Esta operación se repite según el número de cajas que se deseen estibar, cuando se llega a la cantidad requerida un elemento manda una señal para que la última no sea elevada, sino para que el mecanismo de retención libere las cajas apiladas y las deje caer sobre la última, en este momento las cajas pueden seguir por el transportador ya estibadas.

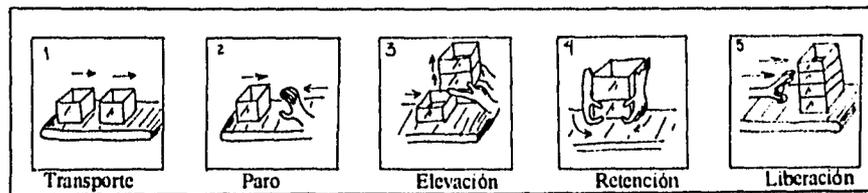


Fig. 1-3 Operación de estibamiento.

Por lo general, los sistemas que proporcionan la fuerza para accionar los mecanismos de las máquinas estibadoras son neumáticos, pues son muy adecuados para esta aplicación ya que proveen la fuerza requerida, son rápidos, ocupan poco espacio y son de fácil instalación.

### 1.3 LAS MÁQUINAS ESTIBADORAS EN LA INDUSTRIA DE LA LECHE.

#### ANTECEDENTES

Este trabajo se enfocará a diseñar una máquina estibadora para la industria hidratadora de leche Leche Industrializada Conasupo S.A. (LICONSA) que es una empresa paraestatal, la cual cuenta con dos plantas en el Valle de México: localizadas en Naucalpan y Chalco.

Para la recopilación de información se realizaron visitas a las plantas, en donde se aplicaron entrevistas y cuestionarios al personal de mantenimiento como el que se muestra al final del capítulo. Durante las visitas se observaron las condiciones de operación de las máquinas, el trato que reciben, sus problemas, el estado en que se encuentran entre otras cosas.

La presentación de la leche de LICONSA es en forma líquida empacada en bolsas de plástico con capacidad de uno o dos litros. En las plantas, la leche hidratada y empacada (operación que se realiza mediante una máquina llenadora), se deposita en canastillas que se estiban para después distribuirse. La leche no es almacenada, se distribuye inmediatamente debido a que no se cuenta con refrigeración para su conservación.

#### PROCESO DE ESTIBAMIENTO EN LICONSA.

El proceso que sigue la leche en LICONSA desde su empacado en las bolsas hasta la colocación en los camiones de distribución se lleva de la siguiente forma: una vez que la leche es hidratada se envía a una máquina que se encarga de llenar las bolsas con la leche, se tienen tres llenadoras trabajando entre 12 y 15 horas al día en cada planta. Después las bolsas, se deslizan por una rampa y al final caerán en una canastilla que se patina en un transportador de cadena. La canastilla es detenida por un tope que la liberará hasta que está contenga 20 bolsas. La canastilla sigue su camino a través del transportador de cadena que corre al nivel del piso y la lleva hacia la máquina estibadora que se encuentra sobre el riel del transportador, la canastilla se detiene por la acción de un freno antes de entrar a la máquina. Se tienen 3 líneas, cada una cuenta con tres máquinas llenadoras y una máquina estibadora.

Se realizan 2 estibas de 6 canastillas por minuto en cada línea que posteriormente se unen para enviar las canastillas estibadas al área de carga donde los camiones esperan para su distribución.

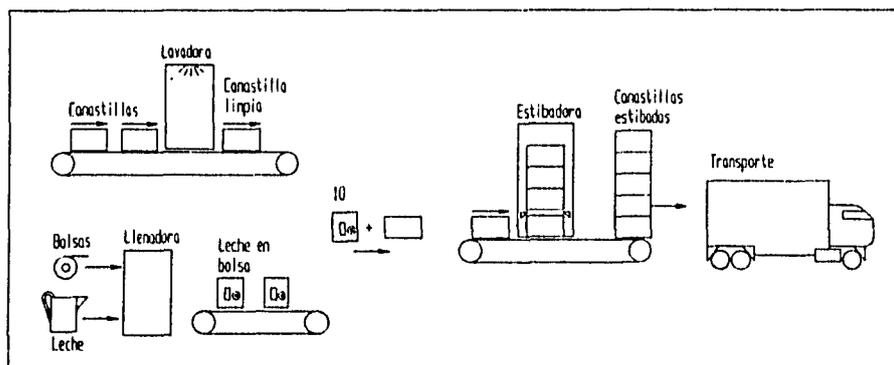


Fig. 1-4 Operación de empaquetado y estibamiento en la planta.

#### 1.4 SITUACIÓN ACTUAL.

Las máquinas estibadoras que actualmente operan son de dos tipos: máquinas que desde hace 10 años fueron diseñadas para LICONSA en base a las necesidades que se tenían que resolver en forma inmediata en ese entonces, las cuales, se construyeron en el país. El segundo tipo es de reciente adquisición y se compraron a un distribuidor de equipo para la industria de la leche y son importadas de Canadá.

En ambas plantas, se cuenta con tres máquinas estibadoras viejas, una por línea (las cuales siguen operando) y una estibadora nueva que se tiene trabajando en serie con una estibadora vieja, es decir, la estibadora vieja se encuentra después de la estibadora nueva, esto con el fin de que si se presentan problemas con la nueva estibadora, ésta se deja sin funcionar pasando las canastillas a través de ella sin ser estibadas.

Las estibadoras que ya se tenían, se diseñaron por separado, por lo que se cuentan con máquinas que difieren en algunas partes; en general poseen las siguientes características: son muy robustas, de grandes dimensiones, se fabricaron en acero, los sistemas de control que utilizan son totalmente neumáticos. El mantenimiento está a cargo por personal de la planta y en general son máquinas muy sencillas.

Por otra parte las estibadoras canadienses (una por planta) se adquirieron con el fin de reemplazar las estibadoras viejas, en general presentan las siguientes características: son menos robustas, silenciosas, fabricadas en acero inoxidable, poseen sistemas de control electrónicos y tienen la capacidad de estibar de 5 a 6 canastillas. Por otra parte, el mantenimiento lo debe realizar personal especializado.

El ambiente de trabajo donde operan las estibadoras es húmedo, debido a que se lava el área constantemente. El aire comprimido que alimenta las máquinas cuenta con sistema de filtrado y lubricación.

#### MÁQUINAS ESTIBADORAS OBSOLETAS

Las estibadoras presentan ciertos problemas durante su funcionamiento, en el caso de las máquinas obsoletas, los más comunes son:

- No siempre detienen las canastillas que vienen sobre el transportador.
- Se atorán las canastillas al subir.
- Operación lenta.
- Presentan mala distribución de los elementos.
- Dispositivos de seguridad insuficientes.
- Presentan corrosión.
- Elementos mecánicos robustos.
- Generan ruido excesivo.
- No son estéticas.

La mayoría de estos problemas se deben a que no se tomaron en cuenta las condiciones de operación y que se realizó un diseño apresurado. Las estibadoras se han venido adaptando a las nuevas necesidades de operación. Cabe mencionar que todas las máquinas necesitan de un operador que este cuidando su funcionamiento. La oxidación de las máquinas se debe a la humedad que existe en el ambiente y al piso mojado, también las canastillas se encuentran húmedas ya que vienen del área de lavado. Sin embargo, la corrosión en las máquinas se podría evitar si se les aplicará un recubrimiento cuando fuera necesario o se hubieran construido en otro material como acero inoxidable para las partes más expuestas, acero cromado, galvanizado, etc. No se debe permitir oxidación alguna por tratarse del manejo de un producto alimenticio.

Las estibadoras se construyeron sobradas en su estructura, dimensiones, equipo neumático y otros mecanismos. Esto lo apreciamos al ver el tamaño de la máquina, el gran espesor de las placas, las dimensiones de los cilindros utilizados y los mecanismos que accionan las válvulas mecánicas y otros elementos.

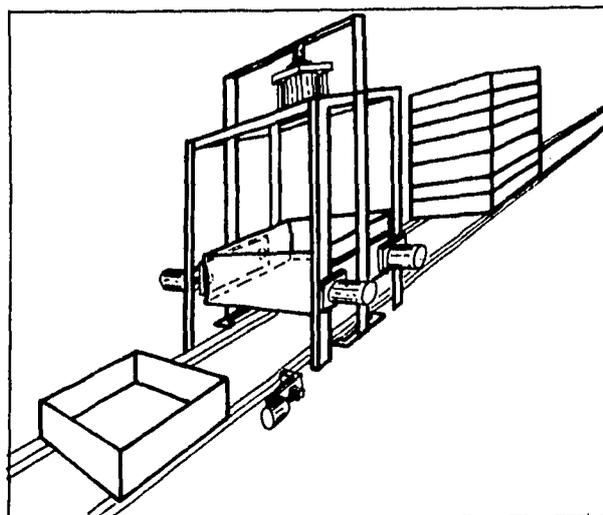
La disposición de los elementos como son los cilindros, válvulas, mangueras, y mecanismos no es óptima, lo que provoca que la máquina sea propensa a fallas y el mantenimiento frecuente debido al desgaste de las piezas. En una de las máquinas, la válvula que registra cuando ya se tiene la estiba completa se encuentra en la parte inferior de la máquina y es accionada por una varilla que se desplaza al ser empujada por la canastilla en la parte superior, esto implica mayor gasto de materiales y una mala estética. Las mangueras usadas no están en orden lo que dificulta la localización de algún problema y el mantenimiento. Las válvulas muchas veces no son accionadas por la canastilla y es necesario que el operador la accione manualmente con un palo de madera.

Otro problema que se tiene, es cuando una canastilla se atora dentro de la máquina, entonces el operador tiene que sacarla para que pueda seguir funcionando, esto lo lleva a cabo haciendo palanca con un palo de madera para poder vencer la fuerza que ejercen los cilindros, debido a que no se tiene un botón de emergencia en un lugar accesible para cortar el suministro de aire.

También son ruidosas por el choque continuo de los elementos de la máquina y por su forma de operar. Además son lentas para las necesidades actuales.

Las canastillas deben detenerse antes de entrar a la estibadora, ya que de no ser así los brazos que las levantan pueden ser obstruidos en su carrera de descenso y aplastarlas. Esta es una de las fallas que más se presenta y provoca que se maltrate la canastilla al quedarse atorada y retrasar la operación. Los frenos no tienen la suficiente fuerza para detener varias canastillas que vienen juntas debido a que por el peso que tienen y la velocidad con la que viajan provocan un choque fuerte. En una de las máquinas se tiene un freno que esta formado por un vástago unido a una placa rectangular en el que se aloja un cojín de hule, se tiene un freno a cada lado del transportador, en el momento que se detecta una canastilla, los cilindros empujan la placa contra los costados de la canastilla. Este tipo de freno presenta las desventajas de que maltrata las canastillas y la cubierta de hule se desgasta muy rápido.

Otro problema se presenta al mantener la caja elevada, en una máquina se utilizan placas que soportan la canastilla lateralmente, las placas tienen un cojín de hule que presiona la canastilla, en este mecanismo las planchas no presionan en el instante adecuado provocando que la canastilla se caiga o que la presión no sea suficiente para soportar el peso de todas las canastillas estibadas, además de tener un desgaste prematuro del cojín.



**Fig. 1-5** Estibadora de diseño anticuado.

A pesar de los problemas que presentan estas máquinas, tenemos como ventajas diseños muy sencillos, bajo costo, y las refacciones son de fácil adquisición.

#### MÁQUINAS ESTIBADORAS IMPORTADAS

Con respecto a las estibadoras importadas los problemas que se han presentado hasta ahora son:

- El freno no para la canastilla.
- No puede estibar más de 5 canastillas.
- Fallas constantes en los cilindros de elevación.
- Operación lenta.
- Requieren mantenimiento especializado

El problema del freno es el mismo que para las máquinas que ya se tenían, la solución que se ha tomado es adaptar otro freno de mayor capacidad, sin embargo las canastillas en ocasiones pasan de largo.

La estibadora tiene la flexibilidad para estibar 5 ó 6 canastillas, pero se tiene la máquina estibando solo cinco, esto se debe a que los cilindros no ejercen la fuerza necesaria, razón por la cual trabaja lentamente.

Por la forma en que esta diseñada, el peso de las canastillas es soportado en voladizo sobrepasando las especificaciones de funcionamiento de los cilindros que se encargan de elevar las canastillas, reflejándose en el desgaste prematuro de los empaques.

El mantenimiento lo debe realizar una persona especializada, debido a la tecnología incorporada en la máquina, es costoso y requiere mayor tiempo. Las refacciones no son de fácil adquisición.

Los problemas que presenta la estibadora importada pudieron deberse a una mala selección de la misma, al no satisfacer las necesidades. Las máquinas no trabajan en las mismas condiciones de su país de origen para lo cual fueron diseñadas, su costo es mayor y el tiempo de entrega es largo.

Como ventajas tenemos que son confiables y eficientes si se trabajan con cargas moderadas (estiba de 5 canastillas o menos) ocupan poco espacio, tienen buen aspecto, son flexibles, poseen buena selección de materiales, e incorporan los beneficios de la tecnología actual.

## CUESTIONARIO APLICADO PARA LA BÚSQUEDA DE INFORMACIÓN

1. ¿De qué país provienen las máquinas estibadoras importadas?
2. ¿Se fabrican máquinas estibadoras en México?
3. ¿Cuántos distribuidores de estas máquinas existen?
4. ¿Cuándo se compra una máquina nueva, se adquiere un modelo ya existente o se pide bajo diseño?
5. ¿Cuáles son los tramites que se realizan y cuánto tiempo demoran para la importación de la máquina?
6. ¿Cuál es el costo aproximado de las máquinas de importación?
7. ¿Cuál es el costo aproximado de importación (impuestos, flete, tramites, etc.)?
8. ¿Qué garantía se ofrece al adquirir una máquina?
9. ¿Cuál es el tiempo de entrega?
10. ¿Cómo se transporta la máquina?
11. ¿Se envía ensamblada o por partes?
12. ¿Cuáles son sus dimensiones?
13. ¿Cuál es el peso de la máquina?
14. ¿Cuántas cajas estiba por minuto?
15. ¿Se puede modificar el número de cajas que se estiban?
16. ¿Puede estibar diferentes tamaños de cajas?
17. ¿Funcionan automáticamente o requieren de un operador?
18. ¿Realizan su función eficientemente?
19. ¿Cuál es la carga máxima?
20. ¿Con qué tipo de sistema trabajan las máquinas (neumático, hidráulico o mecánico)?
21. ¿Se considera alto el consumo de energía?
22. ¿Tiene dispositivos de seguridad? ¿de que tipo?
23. ¿Cuentan con manuales de operación y mantenimiento?

24. ¿Cuál es el tiempo estimado de vida?
25. ¿Es sencilla su instalación?
26. ¿Qué adaptaciones se realizan para que la máquina funcione en México?
27. ¿Qué tipo de transportador se usa para alimentar la máquina?
28. ¿Cuántas horas trabajan al día?
29. ¿Cuántas envasadoras tienen?
30. ¿Cuánto pesa cada bolsa con leche?
31. ¿Cuánto pesa la canastilla?
32. ¿Cuáles son los problemas que presentan las máquinas actuales?
33. ¿Consideran necesario un cambio de modelo?
34. ¿Con qué frecuencia se realiza el mantenimiento?
35. ¿En cuánto tiempo se puede realizar el mantenimiento?
36. ¿Es fácil conseguir las refacciones?
37. ¿El mantenimiento lo realizan personas especializadas?
38. ¿Es costoso el mantenimiento?

La información obtenida por medio de este cuestionario se presenta durante el desarrollo del proyecto.

# 2

## Automatización con neumática

---

En el presente capítulo, se proporciona una introducción a los sistemas neumáticos, los cuales han sido ampliamente utilizados para automatizar procesos gracias a las ventajas que ofrecen como la facilidad de instalación, rapidez, flexibilidad, espacio reducido y sencillez. Es por esto que se considera importante incluir una guía de selección de estos sistemas para su posterior aplicación en el diseño de la máquina estibadora.

### 2.1 INTRODUCCIÓN

Neumática es el término generalmente usado para describir la forma para producir trabajo útil por medio de gas presurizado en un circuito cerrado. Es decir, un fluido a presión puede proporcionar la fuerza necesaria para realizar un movimiento que puede ser utilizado para producir trabajo.

En los sistemas neumáticos, la presión diferencial necesaria para hacerlos trabajar es proporcionada por los compresores de aire.

Ellos empujan más aire dentro del sistema incrementando la presión por arriba de la presión atmosférica.

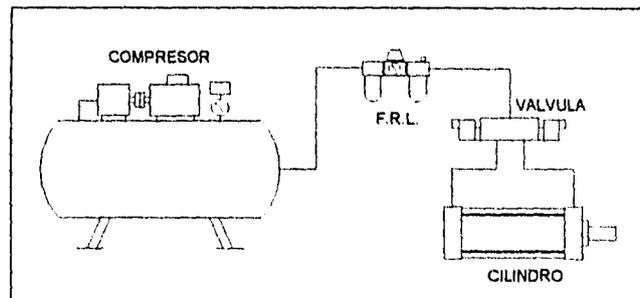


Fig. 2-1 Sistema neumático básico.

## 2.2 COMPRESORES PARA AIRE

Debido a que los sistemas neumáticos utilizan aire presurizado para trabajar, es necesario proporcionarles el aire a las condiciones requeridas de presión. Para ello es necesario comprimirlo para elevar su presión, esto se realiza en un compresor.

### 2.2.1 TIPOS DE COMPRESORES

Dependiendo de los requerimientos de *presión* y *caudal* de aire que se tenga en el sistema neumático instalado, debe ser elegido el tipo de compresor que suministre el fluido de trabajo.

Existen diversos tipos de compresores de aire dependiendo de las condiciones que se requieran. Su clasificación se muestra en la figura 2-2.

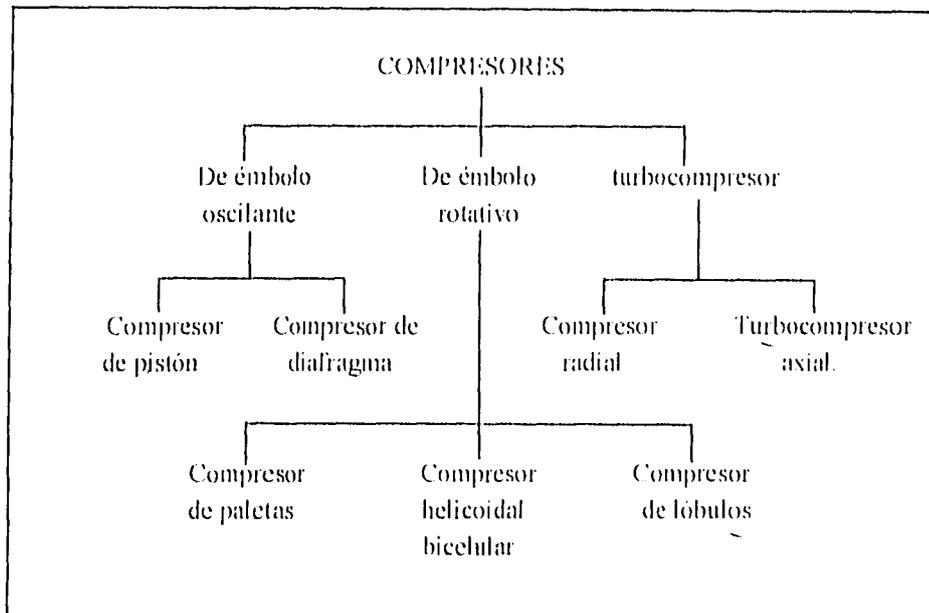


Fig. 2-2 Clasificación de los compresores.

En la gráfica se muestran las zonas de presión y caudal de aire en el que trabajan los compresores más utilizados.

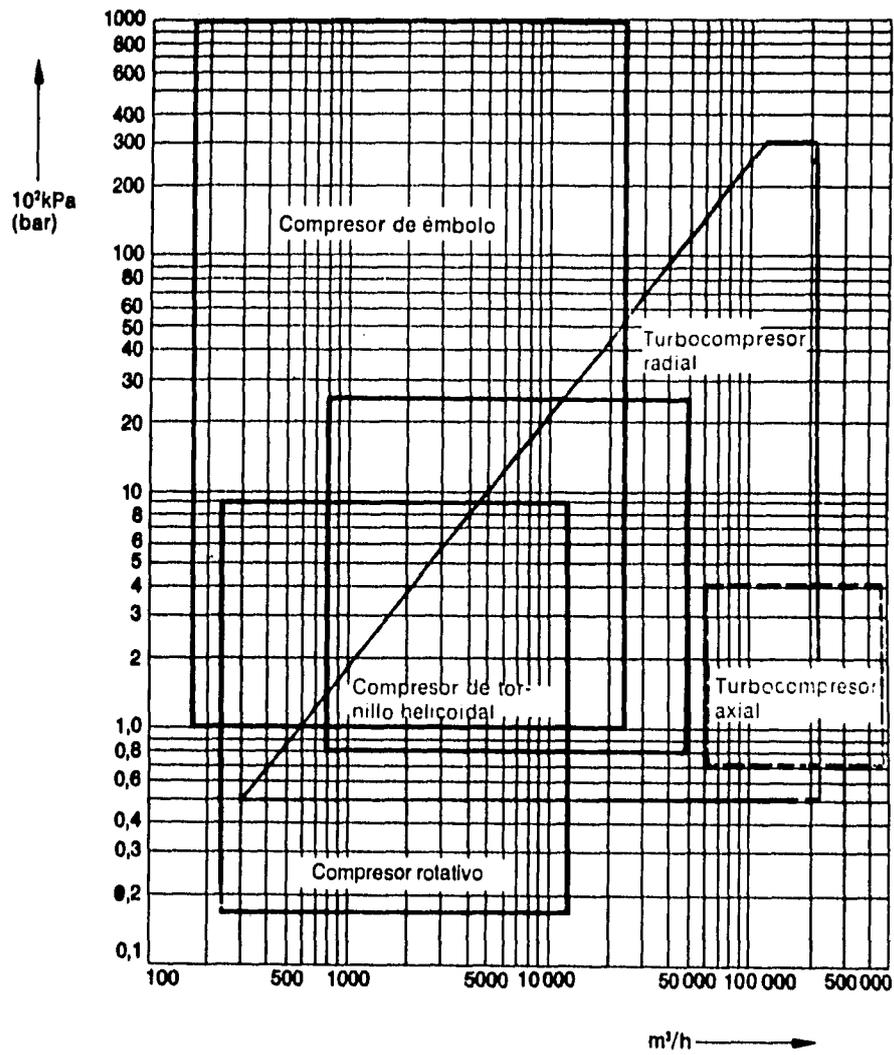


Fig. 2-3 Rangos de trabajo de los compresores.

## 2.2.2 SELECCIÓN DE UN COMPRESOR

Para elegir un compresor, es necesario conocer las siguientes características del sistema neumático:

- Gasto de aire.
- Presión de trabajo.

El compresor debe proporcionar un gasto igual o mayor que el requerido por el sistema, para el caso de un compresor de pistones, el gasto es igual al producto del *volumen del cilindro*  $\times$  *la velocidad de rotación*. También se requiere conocer la presión con la que trabaja el sistema, pues el compresor debe proporcionar el aire en esa condición para lograr que el sistema funcione bien.

### *Regulación*

Para adaptar el gasto suministrado por el compresor al que se requiere en el sistema, debe regularse por medio de un dispositivo.

Una vez que el compresor ha alcanzado la presión del sistema, al seguir trabajando proporcionará una sobrepresión, para evitarlo se debe interrumpir el flujo de aire hacia el sistema o desviarse el excedente.

Una forma de regular el suministro de aire del compresor es la siguiente:

### *Regulación por intermitencias:*

Para este tipo de regulación el compresor trabaja a plena carga o no trabaja, para ello el motor del compresor funciona hasta que éste alcance una presión máxima y en ese momento deja de funcionar, cuando la presión del sistema disminuye a una presión mínima, el motor arranca y se vuelve a comprimir aire hasta volver a alcanzar la presión máxima. Los momentos de arranque y paro del motor se ajustan con un presóstato. Para regular de esta manera se requiere de un depósito que almacene el aire.

*Lugar de instalación.*

La estación de compresión debe situarse en un local cerrado con aislamiento para ruido. El lugar debe estar bien ventilado y el aire aspirado debe ser lo más fresco, limpio de polvo y seco posible.

*Tanque de aire comprimido.*

El tanque de aire comprimido es un depósito que almacena el aire del compresor, permite compensar las oscilaciones de presión en la red de tuberías a medida que se consume el aire, por otra parte, un tanque de aire evita el tener trabajando constantemente al compresor.

El tamaño del tanque de aire comprimido depende del caudal de aire que suministre el compresor, del consumo de aire, de la red de tuberías, tipo de regulación y de la diferencia de presión admisible en el interior de la red.

*Determinación del tanque para un compresor que funciona intermitentemente.*

Para determinar el tamaño del tanque puede utilizarse el diagrama de la figura 2-4. Su empleo se muestra con el siguiente procedimiento:

Se tiene un caudal de aire  $V = 20$  [m<sup>3</sup>/min], con una frecuencia de interrupción  $z = 20$  y una diferencia de presión  $P = 100$  [kPa] (1 [bar]).

Empleando la gráfica 2-4, se localiza el caudal de aire  $V = 20$  [m<sup>3</sup>/min] y se traza una línea horizontal hasta cruzar con la línea de presión  $P = 100$  [kPa], después se sigue una línea vertical ascendente hasta intersectar con la línea de frecuencia de interrupción  $z = 20$ , aquí se sigue una línea horizontal hacia la izquierda para localizar la capacidad del tanque, que en este caso es de 15 [m<sup>3</sup>].

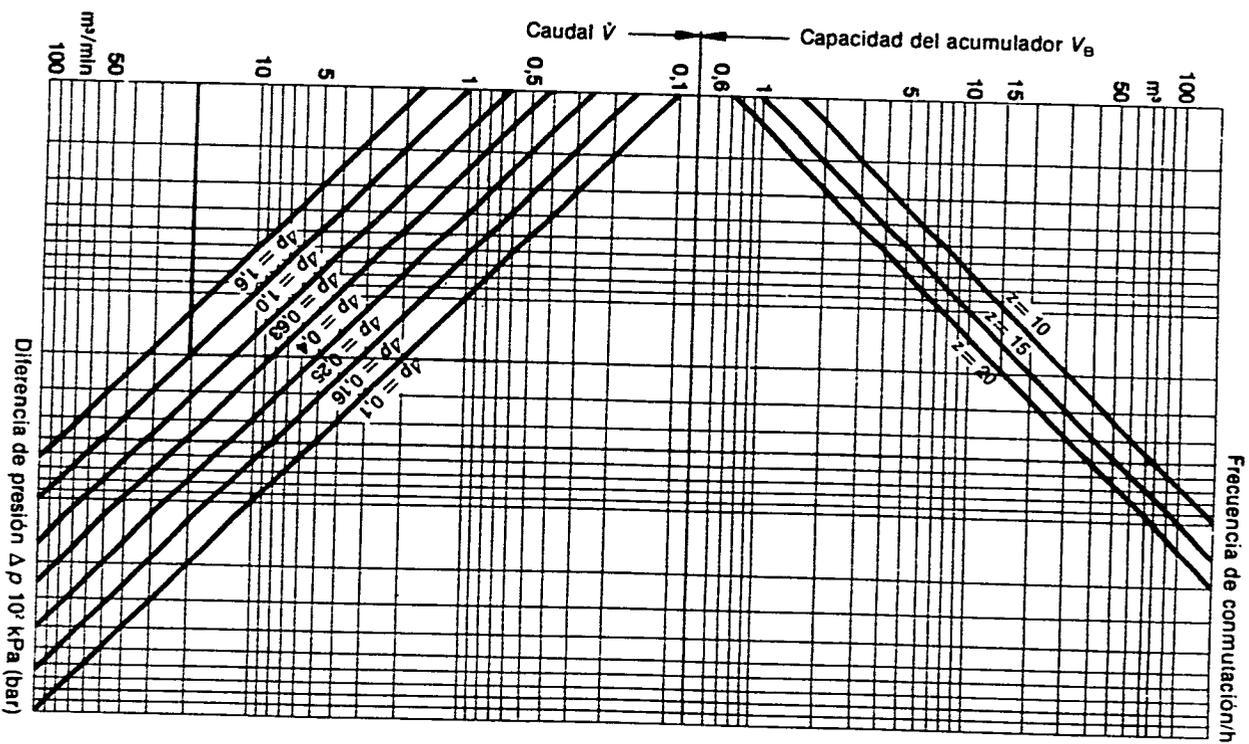


Fig. 2-4 Diagrama para determinar la capacidad del tanque.

### 2.3 DISTRIBUCIÓN DEL AIRE COMPRIMIDO

Para transportar y distribuir el aire desde el compresor a los dispositivos neumáticos, se utiliza una red de tuberías.

El diámetro de las tuberías debe elegirse de modo que si el consumo de aire aumenta, la pérdida de presión entre el depósito y el dispositivo neumático no sobrepase el 10 %, de lo contrario el funcionamiento de los dispositivos no será el adecuado.

#### 2.3.1 DETERMINACIÓN DEL DIÁMETRO DE LA TUBERÍA

El diámetro de las tuberías se elige dependiendo de las siguientes características:

- Caudal.
- Longitud de la tubería.
- Pérdida de presión admisible.
- Presión de servicio.
- Cantidad de estrangulamiento de la red.

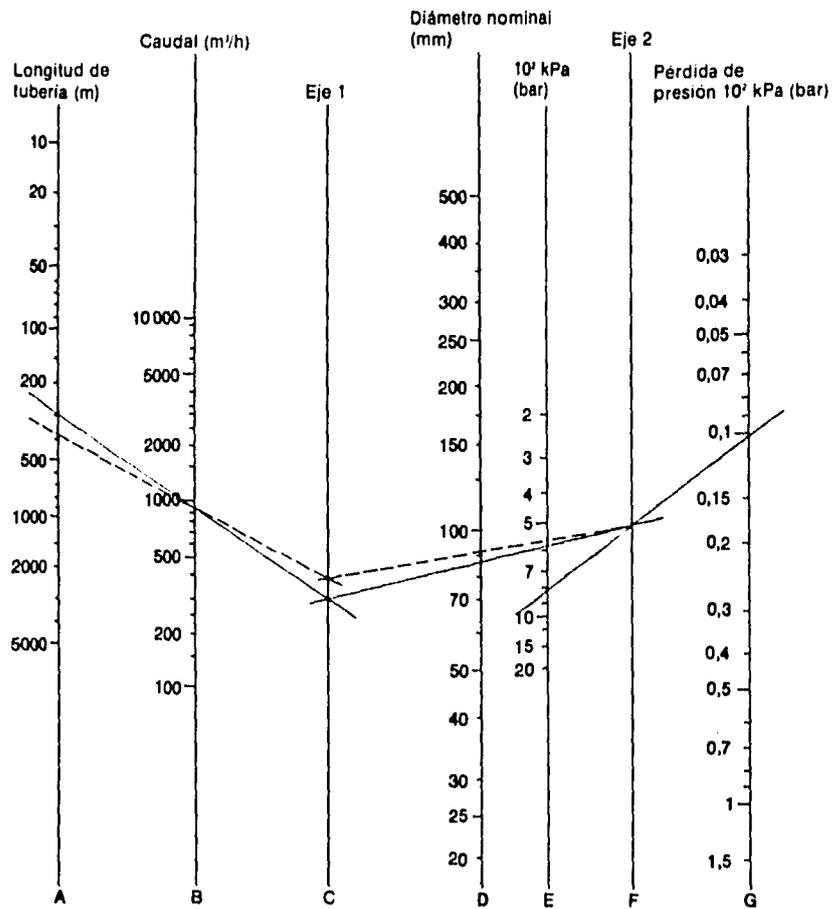
En la práctica, como resultado de la experiencia se utilizan valores que reunidos en un nomograma ayudan a encontrar el diámetro de la tubería en forma rápida y sencilla. El nomograma se muestra en la figura 2-5.

Para su utilización se muestra el siguiente procedimiento:

El consumo de aire en una industria es de 16 [m<sup>3</sup>/min] (960 [m<sup>3</sup>/h]), la red tiene una longitud de 280 m, la pérdida admisible de presión es de  $p = 10$  [kPa] (0.1 [bar]). La presión de servicio es de 800 [kPa] (8 [bar]). Se busca el diámetro de la tubería.

En el nomograma, unir la línea A (longitud del tubo) con la B (cantidad de aire aspirado) y prolongar el trazo hasta C (eje 1). Unir la línea E (presión). En la línea F (eje 2) se obtiene una intersección. Unir los puntos de intersección de los ejes 1 y 2. Esta línea corta la D (diámetro nominal de la tubería) en un punto que proporciona el diámetro buscado.

En este caso, se obtiene para el diámetro un valor de 90 [mm].



Tomado del manual de neumática de FMA Pokorny, Francfort

Fig. 2-5 Nomograma para determinar el diámetro de la tubería.

Los accesorios de tubería como codos, piezas en T, válvulas y compuertas ofrecen resistencia y provocan una pérdida de presión adicional. Para mayor facilidad, la pérdida que ofrece un accesorio puede considerarse igual a la pérdida que ofrece una determinada longitud de tubería recta, de tal manera que para emplear correctamente el nomograma anterior, a la longitud de tubería se le debe agregar la longitud equivalente por pérdida de presión en accesorios.

El nomograma siguiente permite conocer las longitudes equivalentes de algunos accesorios de tubería.

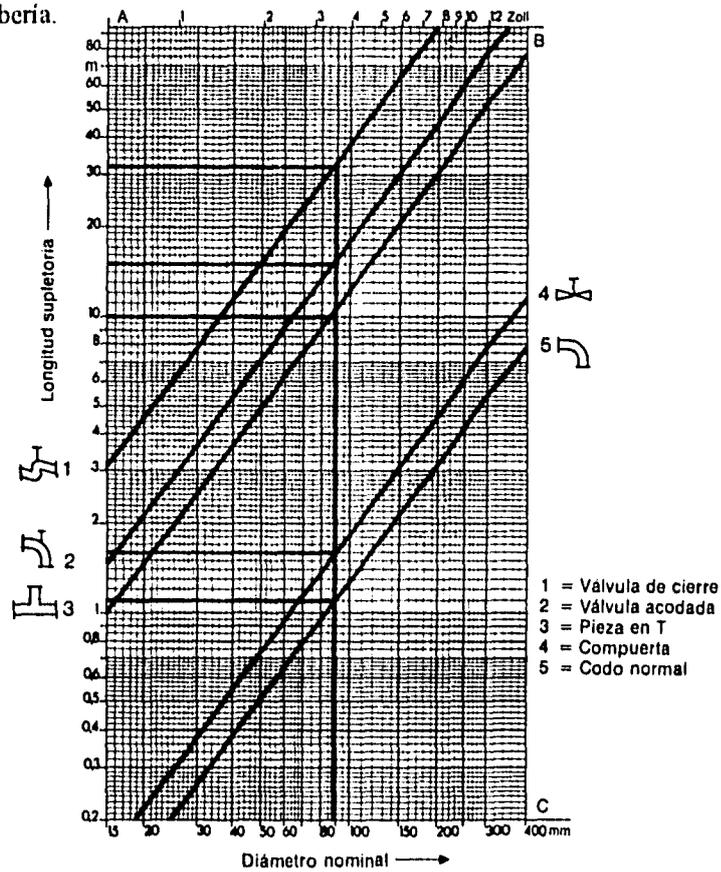


Fig. 2-6 Longitud equivalente de algunos accesorios.

### 2.3.2 TENDIDO DE LA RED

Las tuberías requieren de un mantenimiento regular, por lo tanto no deben instalarse dentro de las obras o en lugares demasiado estrechos para poder detectar fugas fácilmente si es que las hay. En el tendido de la tubería debe cuidarse que tenga un descenso en el sentido del flujo del 1 al 2%.

Debe disponerse de dispositivos de desagüe para vaciar el condensado de la tubería, las derivaciones de tubería que suministren el aire a los dispositivos neumáticos deben tomarse de la parte superior de la tubería principal para que el condensado quede abajo.

## 2.4 PREPARACIÓN DEL AIRE COMPRIMIDO

La calidad del aire desempeña un papel primordial, las impurezas en forma de partículas de suciedad u óxido, residuos de aceite lubricante y humedad dan origen muchas veces a averías en las instalaciones neumáticas y a la destrucción de los elementos neumáticos.

Para reducir la humedad en el aire comprimido se le somete a un secado, existen varios procedimientos de secado: por absorción, adsorción y por enfriamiento.

### 2.4.1 FILTRO

Este elemento tiene como función eliminar el agua condensada y los contaminantes en forma de partículas sólidas que arrastra el aire comprimido. Por medio de una acción centrífuga separa el agua y las partículas grandes y por medio de un elemento filtrante elimina las partículas restantes.

Para la mayoría de las aplicaciones industriales se recomienda utilizar un elemento filtrante de abertura de  $50\mu$ . Los filtros para aire pueden ser equipados con un drenaje para agua automático con el objeto de ahorrar tiempo y mano de obra y sobre todo cuando está instalado en un lugar de difícil acceso.

La selección del tamaño adecuado del filtro deberá realizarse tomando en cuenta la caída de presión que éste pueda originar. La caída de presión puede determinarse refiriéndose a las curvas de flujo o tablas que el fabricante proporciona. Las curvas de flujo están relacionadas con el fluido, la presión, el diámetro de entrada del filtro y los micrones del elemento filtrante. Se deberá seleccionar aquel que no provoque una caída de presión mayor de 0.7 [bar].

#### 2.4.2 REGULADORES DE PRESIÓN

El regulador tiene como función mantener la presión de trabajo (secundaria) lo más constante posible, independientemente de las variaciones que sufra la presión de red (primaria) y del consumo de aire. Para su selección se deben tomar en cuenta la regulación y el flujo que son dos características de operación básica. Un regulador subdimensionado para una aplicación no puede mantener la presión requerida bajo condiciones de flujo máximo y uno sobredimensionado costará más de lo necesario para hacer el trabajo.

#### 2.4.3 LUBRICADOR

La mayoría de las partes móviles requieren de algún tipo de lubricación. La eficiencia de cilindros, válvulas y motores de aire, puede ser mejorada si se les abastece con la lubricación adecuada.

El aire que pasa a través del lubricador transporta el lubricante a las herramientas neumáticas, cilindros y otros equipos neumáticos, en donde el lubricante se deposita en las superficies móviles o deslizantes para reducir la fricción y el desgaste.

Los tamaños de lubricadores, son seleccionados de acuerdo con las necesidades de flujo al igual que los filtros, sólo que la pérdida máxima no deberá exceder 0.25 [bar].

## 2.5 CILINDROS NEUMÁTICOS

La energía del aire comprimido se puede transformar en movimiento lineal de vaivén por medio de cilindros, los cuales tienen un émbolo acoplado a un vástago que se mueve con la entrada de aire a presión dentro del cilindro. El siguiente esquema muestra las partes principales de un cilindro típico:

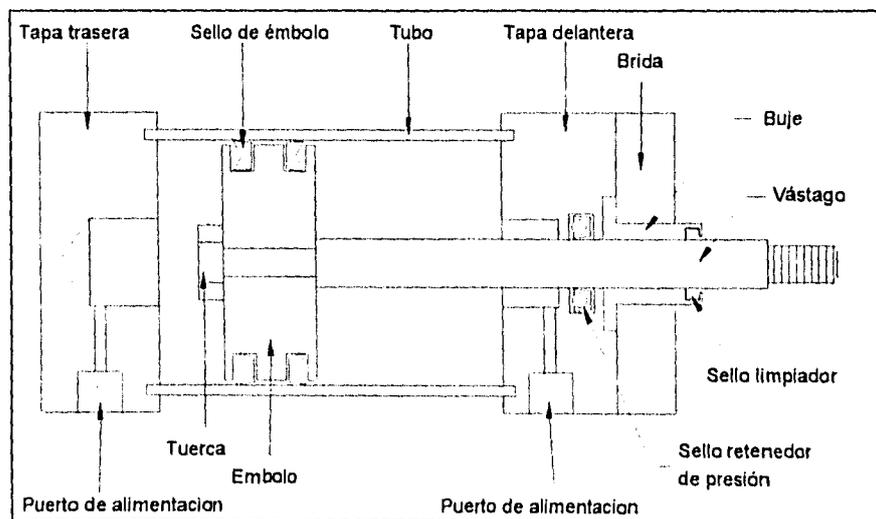


Fig. 2-7 Partes principales de un cilindro típico.

### 2.5.1 TIPOS DE CILINDROS

Existe una variedad inmensa de cilindros neumáticos, en la figura 2-9 se muestran los más representativos.

### 2.5.2 SELECCIÓN DEL CILINDRO.

La fuerza ejercida por un cilindro neumático depende de la presión de trabajo, el diámetro y la fuerza de fricción entre los empaques del émbolo y la pared del tubo.

La fuerza teórica se calcula multiplicando la presión de trabajo por el área del émbolo. Para conocer la fuerza real, es común considerar la fuerza de fricción como el 10% de la fuerza calculada, también debe tomarse en cuenta el tipo de cilindro para los cálculos.

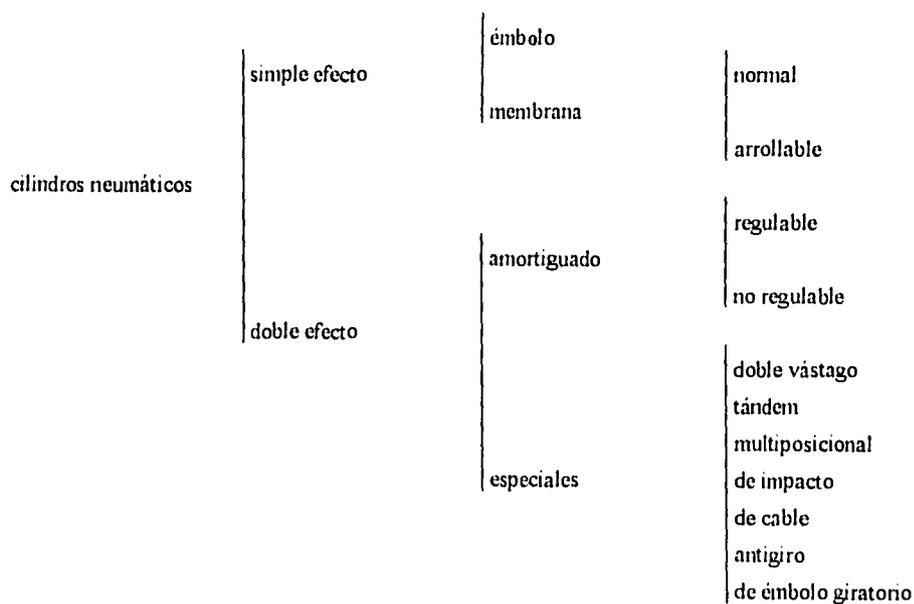


Fig. 2-8 Tipos de cilindros neumáticos.

Las fórmulas que podemos emplear se muestran a continuación.

TIPO DE CILINDRO	AVANCE	RETORNO
Simple efecto	$F = P \cdot A - (F_r + F_k)$	$F = F_k - F_r$
Doble efecto	$F = P \cdot A - F_r$	$F = P \cdot (A - A_v) - F_r$

Tabla 2-1 Fórmulas para el cálculo de la fuerza de un cilindro.

donde:

$F$  = Fuerza real.

$P$  = Presión.

$A$  = Área del émbolo.

$A_v$  = Área del vástago.

$F_r$  = Fuerza de fricción.

$F_k$  = Fuerza del resorte.

A continuación se muestra el cálculo de la fuerza real al avance y al retroceso de un cilindro de doble efecto tomando como datos las siguientes características:

$$d = 25 \text{ [mm]}$$

$$d_v = 6 \text{ [mm]}$$

$$F_r = 10\%$$

$$F = ?$$

$$P = 500 \text{ [kPa]} = 500\,000 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

Fuerza teórica al avance:

$$F_t = (500\,000 \text{ N/m}^2)(\pi(0.025\text{m})^2 / 4) = 312.5 \text{ [N]}$$

Fuerza de fricción al avance:

$$F_r = (312.5 \text{ N}) (0.10) = 31.25 \text{ [N]}$$

Fuerza real al avance:

$$F = 312.5 \text{ N} - 31.25 \text{ N} = 281.25 \text{ [N]}$$

Fuerza teórica al retroceso:

$$F_t = (500\,000 \text{ N/m}^2)(\pi \cdot (0.025 \text{ m})^2 - (0.006 \text{ m})^2 / 4) = 231.30 \text{ [N]}$$

Fuerza de fricción al retroceso:

$$F_f = (231.30 \text{ N}) (0.10) = 23.13 \text{ [N]}$$

Fuerza real al retroceso:

$$F = 231.30 \text{ N} - 23.13 \text{ N} = 208.17 \text{ [N]}$$

## 2.6 VÁLVULAS

En un circuito neumático, las válvulas se usan para controlar la dirección del flujo de aire, la cantidad de gasto y el máximo nivel de presión.

### 2.6.1 TIPOS DE VÁLVULAS.

#### *VÁLVULAS DIRECCIONALES*

Las válvulas para controlar la dirección del aire se conocen como válvulas direccionales y para su representación en diagramas de circuitos neumáticos se usan cuadrados, líneas y flechas que indican la dirección en la que viajará el aire al paso por su interior. La cantidad de cuadros, representa el número de posiciones de ésta y los elementos que se dibujan a sus extremos representan el tipo de accionamiento con el que se logrará un cambio en la acción de la válvula.

Cuando hablamos de número de vías, nos referimos a los orificios por donde puede fluir el aire ya sea a la entrada o a la salida de la válvula. A continuación, se muestran diferentes simbologías de válvulas direccionales neumáticas.

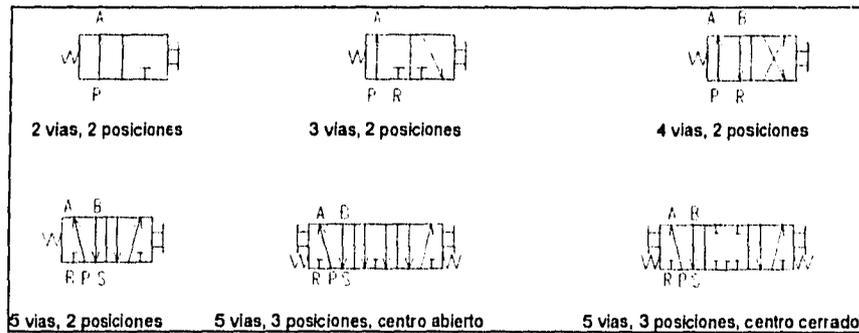


Fig. 2-9 Simbología de válvulas direccionales.

### VÁLVULAS REGULADORAS DE FLUJO

Estas modifican el flujo de aire que viaja a través de ellas por medio de una aguja acoplada a un tornillo que sirve para regular su desplazamiento y con esto el gasto. Su principal aplicación es el control de la velocidad de dispositivos como cilindros, motores y unidades de deslizamiento.

### VÁLVULAS REGULADORAS DE PRESIÓN.

Tienen como función limitar la presión máxima de trabajo en un circuito neumático y evitar los cambios de presión en los elementos neumáticos del sistema.

## 2.6.2 SELECCIÓN DE VÁLVULAS

Las características que se deben tomar en cuenta para la selección de una válvula direccional son:

- Tipo de accionamiento.
- Número de vías.
- Número de posiciones.
- Flujo máximo.
- Rapidez de conmutación.
- Rango de presión de trabajo.

### *Tipo de accionamiento.*

Existe una gran variedad de accionamientos que se clasifican en 5 grandes grupos: Muscular, mecánico, eléctrico, neumático y combinado (Tabla 2-2).

TIPO	SÍMBOLO	NOMBRE	USO
MUSCULAR		Uso general	Acción directa del hombre sobre la válvula
		Pulsador	
		Palanca	
		Pedal	
MECANICO		Leva	Acción de un mecanismo sobre la válvula
		Resorte	
		Rodillo	
		Rodillo abatible	
ELECTRICO		Solenóide simple	Acción de un circuito eléctrico sobre la válvula
		Solenóide doble	
NEUMATICO		Presión directa	Acción de una señal neumática sobre la válvula
		Vacío	
COMBINADO		Solenóide/Presión	Acción de dos señales sobre la válvula

Tabla 2-2 Tipos de accionamiento de las válvulas.

*Número de vías.*

VÍAS	DESCRIPCIÓN	APLICACIÓN
2	Entrada de presión P y salida A.	Paso de aire
3	Entrada de presión P, salida A y escape R.	Cilindro simple efecto
4	Entrada de presión P, salida A, salida B y escape R.	Cilindro doble efecto
5	Entrada de presión P, salida A, salida B, escape R y escape B.	Cilindro doble efecto con regulación en válvula

Tabla 2-3 Aplicación general de una válvula según el número de vías.

*Número de posiciones.*

POSIC.	DESCRIPCIÓN	APLICACIÓN EN CILINDROS NEUMÁTICOS
2	Abierto y cerrado	Avance y retroceso
3	Abierto, cerrado y centro abierto/cerrado	Avance, retroceso y posición intermedia
4	Abierto, cerrado, centro abierto y centro cerrado	Avance, retroceso, posición intermedia libre y fija.

Tabla 2-4 Aplicación de la válvula en un cilindro según el número de posiciones.

*Flujo máximo*

Esta característica se refiere al flujo máximo que puede pasar a través de la válvula sin que provoque una caída de presión mayor de 10%.

Para dimensionar una válvula que controla a un cilindro neumático debemos conocer la presión de trabajo, el diámetro, la carrera del cilindro y los ciclos por minuto. El consumo de aire para éste caso se calcula de la siguiente manera:

Primeramente calcular la relación de compresión mediante la siguiente expresión:

$$R_c = \frac{P_{atm} + P_t}{P_{atm}} \quad [12] \quad (2.5)$$

donde:

$R_c$  = Relación de compresión.

$P_{atm}$  = Presión atmosférica.

$P_t$  = Presión de trabajo.

A continuación se calcula el flujo generado por el cilindro mediante la siguiente expresión:

cilindro de simple efecto:

$$\dot{V} = S \cdot n \cdot R_c \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot R_c \quad [12] \quad (2.6)$$

cilindro de doble efecto:

$$\dot{V} = 2 \cdot S \cdot n \cdot R_c \cdot \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) \quad [12] \quad (2.7)$$

donde:

$\dot{V}$  = Flujo

$S$  = Carrera del cilindro.

$n$  = Ciclos por minuto.

$D$  = Diámetro del émbolo.

$d$  = Diámetro del vástago.

Por ejemplo, se cuenta con un sistema que emplea dos cilindros neumáticos con las siguientes características:

$$\begin{aligned} D : \text{Diámetro interior} &= 80 \text{ [mm]}, \\ d : \text{Diámetro de vástago} &= 25 \text{ [mm]}, \\ S : \text{Carrera} &= 400 \text{ [mm]} \\ n : \text{Ciclos por minuto} &= 42. \end{aligned}$$

De acuerdo con la ecuación 2.5 se tiene que la relación de compresión es:

$$Rc = \frac{P_{am} + P}{P_{am}}$$

sustituyendo:

$$Rc = \frac{(0.8 \text{ kg/cm}^2 + 7 \text{ kg/cm}^2)}{0.8 \text{ kg/cm}^2} = 9.75$$

Para calcular el consumo de aire de los cilindros se emplea la ecuación 2.7:

$$\dot{V} = 2 \cdot S \cdot n \cdot Rc \cdot \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2)$$

sustituyendo:

$$\dot{V} = 2(40 \text{ cm}^3)(42 \text{ s}^{-1})(9.75) \frac{\pi}{4} (2(8 \text{ cm})^2 - (2.5 \text{ cm})^2)$$

$$\dot{V} = 3,132,590 [\text{cm}^3/\text{min}] = 3,132.59 [\text{lpm}]$$

La válvula neumática que opere a los dos cilindros debe tener la capacidad suficiente para no provocar una caída mayor de 10% al manejar este gasto.

Los fabricantes proporcionan tablas con los valores de flujo máximo para cada tipo de válvula. El valor de gasto obtenido en los cálculos debe compararse con los datos del fabricante para seleccionar la válvula adecuada.

#### *Rapidez de conmutación*

Este factor influye directamente en el tiempo de respuesta de un dispositivo neumático y es un límite para la frecuencia de operación de un sistema. Los fabricantes de válvulas indican el tiempo de respuesta de las válvulas en décimas y en algunas ocasiones en milésimas de segundo.

#### *Rango de presión*

Existen válvulas neumáticas con capacidad para trabajar tanto en vacío como en alta presión (90 PSI, 8 Bar) y por lo general son de acción directa, o sea que el accionamiento externo mueve directamente el elemento de sellado que impide el paso del aire. Cuando el aire que entra a la válvula ayuda a mover el elemento de sellado se tiene una válvula de acción indirecta y estas trabajan con un mínimo de presión para su accionamiento.

Podemos clasificar las válvulas de acuerdo con este factor en tres grupos:

- a) Rango Amplio. (28" Hg Vacío - 125 PSIG)
- b) Rango manométrico. (20-125 PSIG)
- c) Rango vacuométrico. (0 - 28" Hg ).

2.7 SENSORES

Los sensores tienen como función detectar si un objeto se haya o no en una determinada posición dando una respuesta binaria en forma de voltaje, por ejemplo 0 volts si no hay objeto y 24 volts si realmente está en la posición de detección. La tabla 2-5 muestra la clasificación de estos y algunas de sus aplicaciones.

<b>CON CONTACTO</b>	<b>Microswitch</b>	Lugares donde existen elevados niveles de ruido	
	<b>Válvula limitadora</b>	Lugares con riesgo de explosión	
<b>SIN CONTACTO</b>	<b>MAGNETICOS</b>	<b>Reed switch</b>	Medición de velocidad de rotación Detección selectiva Interruptores de puertas Posicionamiento de material Posición de émbolos de cilindros
		<b>Efecto Hall</b>	
		<b>Efecto Wiegand</b>	
	<b>INDUCTIVOS</b>	<b>Con protección</b>	Detección de objetos metálicos con montaje al ras Detección de objetos metálicos
		<b>Sin protección</b>	
	<b>CAPACITIVOS</b>	Detección de contenido en envases	
	<b>OPTICOS</b>	<b>De barrera</b>	Rotura de brocas Objetos opacos a gran distancia Verificación de tensión de papel Acceso de personal por puertas Nivel de líquidos
		<b>Reflex</b>	
		<b>Reflexión directa</b>	
	<b>ULTRASONICOS</b>	<b>Barrera</b>	Detección de botellas transparentes Detección de altura de objetos
		<b>Reflexión directa</b>	
<b>NEUMATICOS</b>	<b>Obturación de fuga</b>	Detección en áreas con riesgo de explosión, ambientes húmedos y sucios Medición de niveles de líquidos espumantes	
	<b>Reflex</b>		
	<b>Barrera</b>		

Tabla -2.5 Clasificación y aplicación general de los sensores.

## 2.8 CONTROLADORES

El avance de la electrónica en nuestros días ha permitido que se mejoren los controladores de épocas pasadas como el caso de los diseñados a base de **relevadores**, temporizadores y contadores electromecánicos que tienen como desventajas: ocupan mucho espacio, disipan mucho calor, circuitos de conexión complejos, rapidez de conmutación moderada, etc. en la industria moderna los controladores basados en circuitos integrados han desplazado a estos últimos gracias a que son muy rápidos, compactos, poderosos y sobre todo confiables y flexibles.

Existe otro tipo de controladores (mecánicos, neumáticos, etc.) pero algunos de ellos presentan problemas de manufactura, costo, vida útil y flexibilidad por lo que para la mayoría de los casos pueden sustituirse por uno del tipo electrónico.

El Controlador Lógico Programable (PLC) es un dispositivo electrónico que emplea una memoria para el almacenamiento de instrucciones y datos, realiza operaciones lógicas, secuenciales, de temporización, aritméticas y de conteo para controlar por medio de puertos de entrada y salida, señales digitales y/o analógicas de máquinas o procesos.

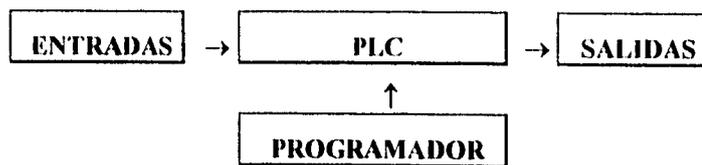


Fig. 2-9 Relación entre los dispositivos de entrada y salida de un PLC.

*Entradas:* Pueden ser señales digitales o analógicas que provienen de elementos como interruptores, sensores de proximidad, sensores de temperatura, botones, etc.

*Salidas:* Son señales que van a controlar dispositivos externos y pueden ser digitales o analógicas. Las señales digitales pueden accionar timbres, focos, válvulas neumáticas o hidráulicas, etc. Las señales analógicas pueden accionar galvanómetros, generar gráficas, etc.

*Programador:* Es la unidad con la cual se accesa el programa. Puede ser una computadora personal con software especial o un teclado del PLC.

# 3

## Análisis del problema

---

### 3.1 OBJETIVO DEL DISEÑO

Diseñar una máquina estibadora para la industria relidratadora de leche LICONSA, mejorando las que actualmente operan en eficiencia y costo.

El objetivo surge de la necesidad de corregir los problemas que se mencionaron en la sección 1.4 y darle nuevos atributos a la máquina, como flexibilidad para variar el número de canastillas apiladas de acuerdo con el espacio disponible en el camión de reparto, aumentar la velocidad para un posible incremento en la producción, mejorar sus sistemas de seguridad, incrementar la confiabilidad, reducir dimensiones, etc.

### 3.2 ESPECIFICACIONES

Una vez que se ha definido la operación de estibamiento, se procede a conocer las necesidades a cubrir en el nuevo diseño de la máquina, por lo que es importante el conocimiento de algunos datos como: el volumen de producción, dimensiones de la canastilla, peso, dimensiones del transportador, ambiente de operación, aspectos económicos, técnicos, etc.

En la figura 3-1 se ilustra la disposición de la canastilla con el transportador.

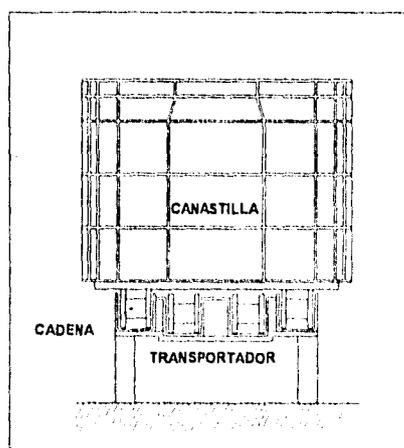


Fig. 3-1. Canastilla sobre el transportador.

#### CARACTERÍSTICAS DE LAS CANASTILLAS A ESTIBAR

Las dimensiones de las canastillas son las siguientes:

Largo: 443 +/-5 [mm]

Ancho: 360 +/-5 [mm]

Alto: 280 +/-5 [mm]

En la fig. 3-2 se muestran las dimensiones importantes de una canastilla típica.

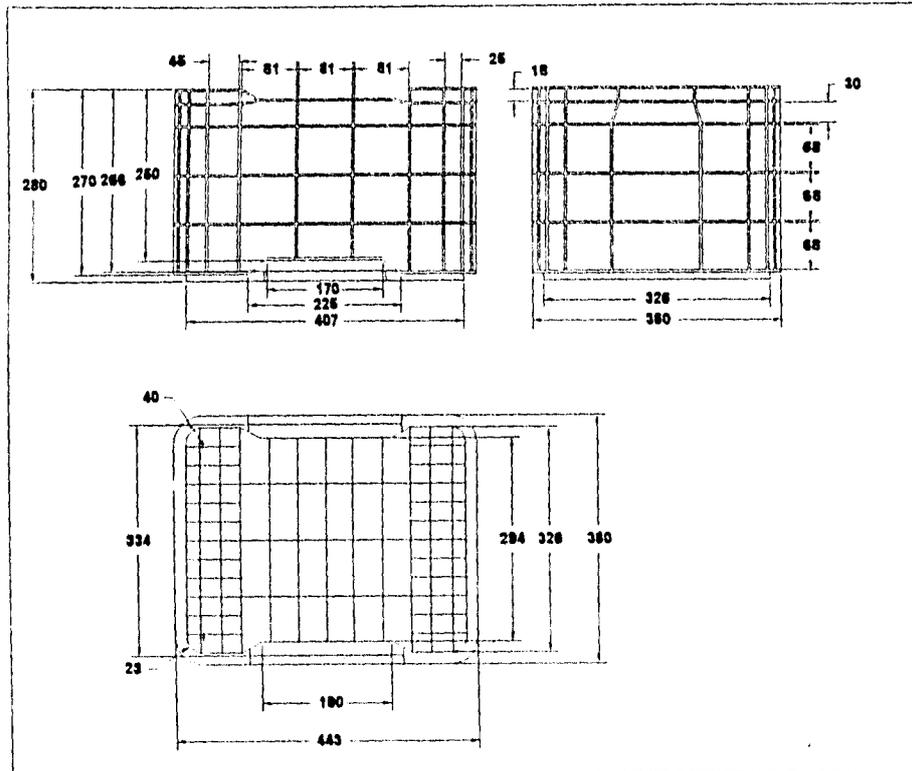


Fig. 3-2 Canastilla típica.

Material: Polietileno de alta densidad 100% virgen exento de impurezas.

Densidad: 0.941-0.960 g/cm<sup>3</sup>

Peso: sin carga: 1.9 kg

con carga: 22.9 kg

### CONTENIDO DE LAS CANASTILLAS

Las canastillas pueden contener 10 bolsas de 2 litros de leche cada una ó 20 bolsas de 1 litro, siendo generalmente usado el formato de bolsas de 2 litros de leche.

Bolsas de leche:	10
Contenido de la bolsa:	2.0
Peso por bolsa:	2.1 kg
<i>Peso total:</i>	<i>21.0 kg</i>

### NÚMERO DE CANASTILLAS POR ESTIBA

Se requieren estibas de 5 a 7 canastillas, por lo que la máquina estibadora deberá contar con la posibilidad de seleccionar el número de canastillas a estibar según se requiera.

### VELOCIDAD DE PRODUCCIÓN

Actualmente se trabaja con una producción de 2 estibas de 6 canastillas cada una por minuto, lo que nos da una velocidad de 12 canastillas por minuto, sin embargo se podría requerir de una mayor rapidez debido a un posible incremento de la producción a 24 canastillas/min.

### TRANSPORTADOR DE CANASTILLAS

El transportador es de cadena, cuenta con cuatro líneas de cadenas de las cuales dos son de tracción y otras dos de retorno, el transportador corre al nivel del piso.

La velocidad de avance de la cadena es de 0.406 m/seg.

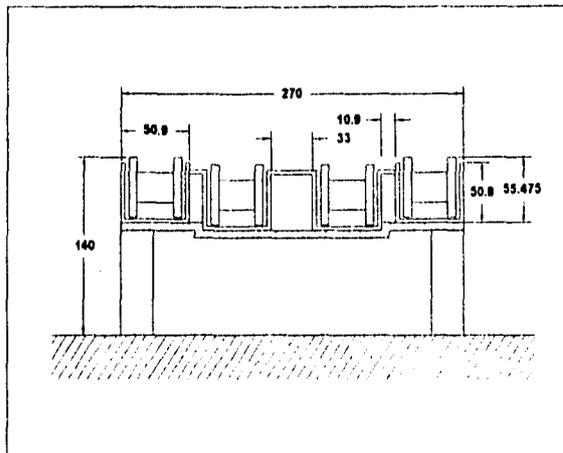


Fig. 3-3 Transportador de cadena empleado.

#### AMBIENTE DE OPERACIÓN

El piso esta permanentemente mojado con leche de las bolsas que se llegan a romper y con agua que se emplea para lavar el área, además de que las canastillas vienen húmedas del área de lavado.

Temperatura: 17°C  
 Humedad rel: 60 %  
 Polvo: no existe

#### TIEMPO DE OPERACIÓN

Las máquinas se encuentran operando en un promedio de 12 a 15 horas al día.

#### INSTALACIÓN NEUMÁTICA EN PLANTA

Presión de línea: 4 - 7 [kg/cm<sup>2</sup>]  
 Calidad del aire: Lubricado y filtrado a 50 μm  
 Diám. de la tubería: 1" cédula 40.

#### INSTALACIÓN ELÉCTRICA EN PLANTA

Se cuenta con líneas de 120 VCA monofásico y 220 VCA trifásico.

#### CONSUMO DE ENERGÍA

No existen limitantes sin embargo debe ser lo menor posible.

#### MATERIALES

Los materiales a emplear deben garantizar la rigidez adecuada de la máquina, ser resistentes a la corrosión, vida útil amplia y sanidad para los elementos cercanos al producto.

#### MANTENIMIENTO

El mantenimiento deberá ser sencillo y económico, podrá ser realizado por los mismos trabajadores de la planta en el menor tiempo posible.

#### PESO

No existe límite en este aspecto.

#### VIDA ÚTIL

La vida útil para ésta máquina será de 10 años como mínimo con un mantenimiento adecuado.

#### DOCUMENTACIÓN DE USUARIO

Se deben proveer los manuales de operación y mantenimiento.

#### ERGONOMÍA

Los controles de la máquina deben estar ubicados en lugares de fácil acceso al operador. Se buscará el mejor arreglo entre la relación operador-máquina.

#### SEGURIDAD

La máquina deberá contar con un botón de seguridad que interrumpa todas sus acciones en caso de existir alguna emergencia. Debe evitarse el acceso de los operarios al interior de la máquina durante su operación.

#### CAPACITACIÓN

Deberá ser básica para el operador y también para el personal de mantenimiento.

#### PERFILES DE LOS DIFERENTES USUARIOS

Obrero con capacitación básica para la puesta en marcha y operación de máquinas.

#### FORMA DE TRANSPORTE

La máquina podrá ser transportada en una camioneta.

#### TIPO DE EMPAQUE

La máquina deberá empacarse con una tarima para montacargas, protecciones de espuma de poliestireno y cubierta de cartón flejada.

#### VIDA EN ALMACEN

El empaque deberá garantizar protección para mantener la máquina almacenada durante seis meses.

**CALIDAD**

Debe tener suficiente calidad para competir en el mercado nacional e internacional.

**COMPETENCIA**

Existen fabricantes nacionales y extranjeros que diseñan y construyen máquinas estibadoras.

**PROTECCIÓN INDUSTRIAL**

Una vez terminado el prototipo se procederá a patentar el mismo para su protección y posterior producción.

**TIPO Y CANTIDAD DE PRODUCCIÓN**

Se va fabricará un prototipo inicial y 9 máquinas más según los resultados del funcionamiento del prototipo..

**COSTO DE FABRICACIÓN ESTIMADO**

No deberá exceder de los N\$ 140,000.00

### 3.3 RESTRICCIONES

Para el diseño de la estibadora deberán observarse las siguientes restricciones:

- No se deberá modificar el transportador para instalar la máquina.
- Las partes móviles no deberán representar peligro para el operador.
- La máquina deberá estar libre de bordes afilados.
- Los elementos de la máquina deberán ser a prueba de agua.

### 3.4 CRITERIOS DE DISEÑO

El diseño de la máquina estibadora se basa en los criterios generales que se exponen a continuación. Se utilizarán criterios específicos para cada sistema.

- Alta confiabilidad.
- El diseño debe ser lo más sencillo y utilizar un mínimo de elementos.
- Mantenimiento bajo, sencillo y rápido.
- Funcionamiento rápido y eficiente.
- Emplear materiales y equipo de fácil adquisición.
- Los materiales deben tener buena resistencia a la corrosión.
- Reducir costos.
- Ocupar el menor espacio posible.
- No maltratar las canastillas.

# 4

## Sistema de paro

---

### 4.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

Una vez que las canastillas han sido llenadas con la cantidad requerida de bolsas con leche, se dirigen hacia la máquina estibadora por medio de un transportador de cadena que corre al nivel del piso. Tres máquinas llenadoras suministran canastillas al mismo transportador por lo que en algunas ocasiones las canastillas pueden llegar juntas a la estibadora.

Un mecanismo eleva las canastillas para apilarlas, mientras se realiza esta función se debe impedir el acceso de otra canastilla al interior de la máquina para evitar obstrucciones y golpes. Debido a lo anterior se requiere de un sistema de paro que sea capaz de detener hasta tres canastillas que pueden venir juntas.

Se debe tomar en cuenta la velocidad y el peso de las canastillas al llegar al sistema para asegurar que de ninguna forma entre más de una canastilla al interior de la máquina.

#### ESPECIFICACIONES

Las características que deberán cumplir las alternativas generadas son las siguientes:

- Detener hasta tres canastillas, las cuales tienen un peso aproximado de 22.9 kg por canastilla y una velocidad de 0.4 m/s.
- Bajo mantenimiento, fácil de realizar y en poco tiempo.
- Ser lo más sencillo posible y utilizar un mínimo de elementos.
- Ocupar el menor espacio posible y preferentemente estar integrado a la máquina.
- Los materiales empleados deben ser resistentes a la corrosión.
- No maltratar las canastillas.

## 4.2 ALTERNATIVAS PARA EL SISTEMA

### ALTERNATIVA 1

#### Descripción.

El sistema cuenta con dos pernos que se mueven con la ayuda de cilindros neumáticos para oprimir la canastilla por los costados. Los pernos tienen una ranura que se acopla a la costilla de las canastillas permitiendo así una mejor sujeción. Cuenta también con un par de amortiguadores que tienen como función disminuir la velocidad de las canastillas, para facilitar el trabajo de frenado.

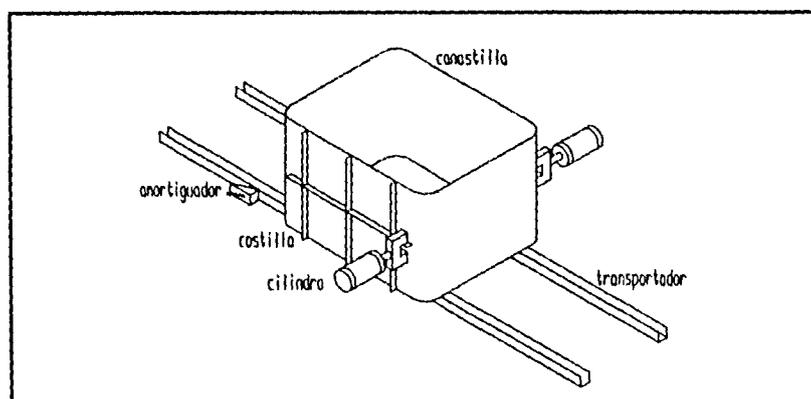


Fig. 4-1 Sistema con pernos ranurados y amortiguador.

#### Ventajas.

- Detiene las canastillas en cualquier posición.
- Los amortiguadores permiten detener las canastillas con menos fuerza.
- Ocupa poco espacio y se puede integrar fácilmente a la máquina.
- Sistema simple.

#### Desventajas.

- Requiere de elementos adicionales para garantizar su buen funcionamiento.
- Maltrato a las canastillas.

## ALTERNATIVA 2

*Descripción*

Este sistema aplica presión lateral a la canastilla por medio de dos placas cubiertas con un material antiderrapante que se desplazan por la acción de un cilindro neumático.

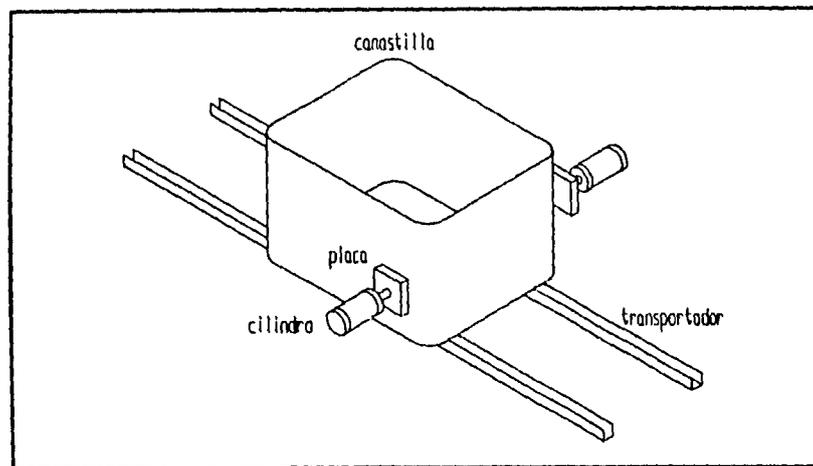


Fig. 4-2 Sistema de placas con cubierta antiderrapante.

*Ventajas.*

- Buena sujeción de las canastillas por tener una gran superficie de contacto.
- Sistema simple que requiere de pocos elementos.
- Ocupa poco espacio y se puede integrar fácilmente a la máquina.
- Poco maltrato a las canastillas.

*Desventajas.*

- Mucho desgaste de la cubierta antiderrapante.

## ALTERNATIVA 3

*Descripción.*

El sistema cuenta con dos pernos que suben y bajan por la acción de un cilindro neumático los cuales se encuentran soportados en un marco. La canastilla se detiene cuando el perno baja y choca con su parte delantera ó trasera.

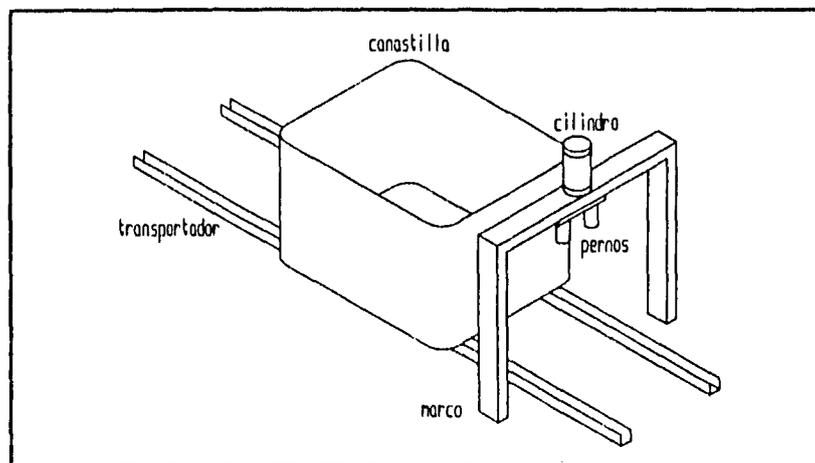


Fig. 4-3 Sistema de pernos que suben y bajan.

*Ventajas.*

- Mecanismo simple y de pocos elementos.
- Bajo mantenimiento.
- No maltrata las canastillas.

*Desventajas.*

- La canastilla solo se puede detener en dos posiciones.
- Debe instalarse alejado de la máquina por lo menos la longitud de una canastilla, por lo que no es integrable a la máquina.

## ALTERNATIVA 4

*Descripción.*

El sistema consta de un cilindro neumático acoplado a un buje que cuenta en su interior con un perno que se desliza por la acción de un resorte, deteniendo la caja lateralmente. Un par de amortiguadores disminuyen la velocidad con la que vienen las canastillas. Este sistema permite parar la canastilla de frente cuando el cilindro se acciona y el perno se desplaza totalmente. Si la canastilla es detenida lateralmente, el buje se desplaza por la acción del cilindro y el perno aplica una presión gradual por el resorte que lo empuja, reduciendo el maltrato de las canastillas.

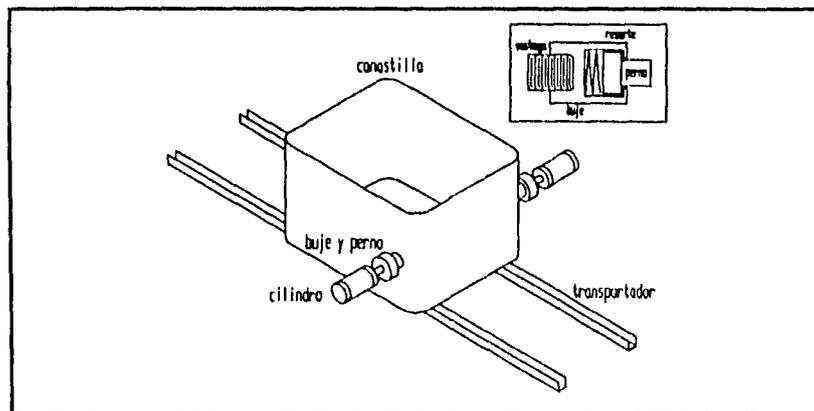


Fig. 4-4 Sistema de buje con perno interior y amortiguador.

*Ventajas.*

- Detiene las canastillas en cualquier posición.
- Puede integrarse fácilmente a la máquina.
- Ocupa poco espacio.

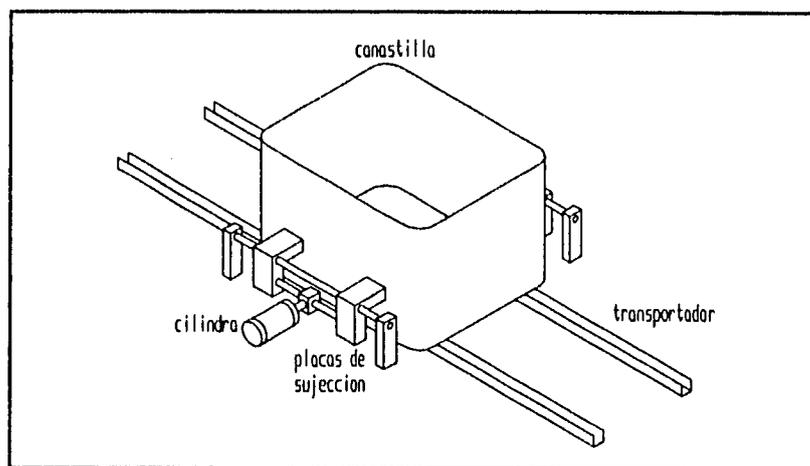
*Desventajas.*

- Requiere de elementos adicionales para garantizar su buen funcionamiento.

## ALTERNATIVA 5

*Descripción.*

Este sistema detiene las canastillas por la acción de un par de placas acopladas a un eje las cuales se mueven por medio de un cilindro neumático. La canastilla se detiene cuando las placas giran y se atorán en las costillas de ésta.



**Fig. 4-5** Sistema de placas giratorias.

*Ventajas.*

- Sujeta muy bien las canastillas.
- Detiene las canastillas en cualquier posición.

*Desventajas.*

- Ocupa mucho espacio.
- No puede integrarse fácilmente a la máquina.

<b>SISTEMA DE PARO</b>						
<b>MATRIZ DE DECISION</b>	<b>ESPACIO 15%</b>	<b>CONFIABILIDAD 40%</b>	<b>MANTENIMIENTO 20%</b>	<b>SENCILLEZ 15%</b>	<b>COSTO 10%</b>	<b>TOTAL</b>
<b>Alternativa 1</b> <i>Pernos ranurados</i>	50% 7.50 pts	100% 40.00 pts	80% 16.00 pts	75% 11.25 pts	75% 7.50 pts	<b>84.25 pts</b>
<b>Alternativa 2</b> <i>Placas antiderrapantes</i>	100% 15.00 pts	75% 30.00 pts	75% 15.00 pts	80% 13.50 pts	80% 9.00 pts	<b>82.50 pts</b>
<b>Alternativa 3</b> <i>Pernos verticales</i>	50% 7.50 pts	50% 20.00	90% 18.00 pts	80% 13.50 pts	75% 7.50 pts	<b>66.50 pts</b>
<b>Alternativa 4</b> <i>Buje con perno interior</i>	75% 11.25 pts	90% 36.00 pts	80% 16.00 pts	50% 7.50 pts	75% 7.50 pts	<b>80.25 pts</b>
<b>Alternativa 5</b> <i>Placas giratorias</i>	50% 7.50 pts	80% 36 pts	80% 16.00 pts	75% 15.00 pts	50% 5.00 pts	<b>81.50 pts</b>

100 % Satisfacción completa, 90 % Satisfacción alta, 75 % Satisfacción considerable, 60 % Satisfacción moderada, 25 % Satisfacción menor.  
 50 % Satisfacción mínima, 0 % No satisfacción.

### 4.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

A partir del análisis de las alternativas y la matriz de decisión, surge una nueva, la cual es una combinación de las alternativas 1 y 2, de las que se toman sus mejores características.

De la primera alternativa (sistema de perno con ranura), sobresalen características como el detener la canastilla en cualquier posición, ocupar poco espacio, ser un sistema simple y de pocos elementos, además de integrarse fácilmente a la máquina, sin embargo por la poca superficie de contacto no posee buena sujeción de la canastilla debido a lo cual requiere de una amortiguación para disminuir la velocidad con la que llegan las canastillas.

Al tomar la idea de las placas cubiertas de material antiderrapante de la alternativa 2 y tener en estas unas ranuras como en la primera, se logra una buena sujeción en cualquier posición en que se encuentre la canastilla sin maltratarla y sin necesidad de instalar amortiguadores para disminuir su velocidad.

#### DESCRIPCIÓN

El mecanismo para frenar las canastillas consta de dos placas de acero inoxidable, a una de ellas se le fijan gomas de uretano que estarán en contacto con la canastilla al momento en que el cilindro empuje la placa contra está sirviendo como material friccionante. El vástago del cilindro se atornilla a la placa por medio de una rosca interna, de la misma forma se acoplan dos barras guías de acero inoxidable que tienen la finalidad de no permitir la flexión en el vástago del cilindro producida por la fuerza que ejercen las canastillas al detenerse y así evitar daños en el cilindro.

La otra placa sirve como soporte del cilindro, tiene agujeros para tornillos que permiten el montaje del cilindro, además posee dos bujes que guían los pernos, esta placa se fija a la estructura de la máquina.

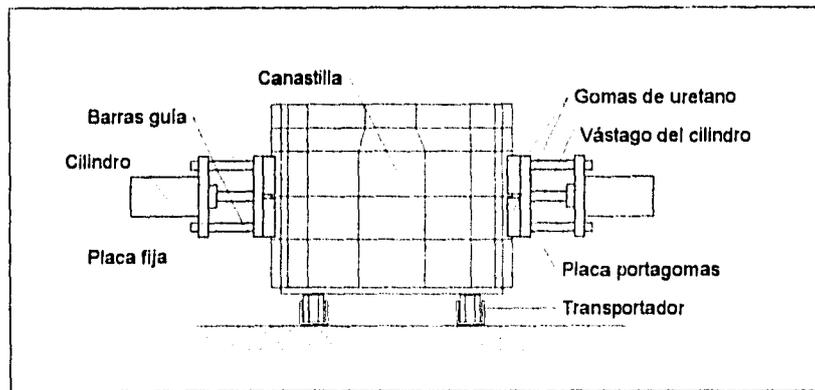


Fig. 4-6 Sistema de paro.

#### 4.4 MEMORIA DE CÁLCULO

Una vez que está definida la configuración del mecanismo de paro, se procede a calcular la fuerza requerida para accionarlo y en base a ésta se seleccionará el cilindro neumático adecuado. Además se determinará el diámetro de las barras guía que lo constituyen en base a la resistencia del material.

Se presentan dos casos al parar las canastillas: el primero es cuando vienen varias canastillas juntas y no se encuentra canastilla por elevar en la máquina, por lo que el sistema de control deja pasar la primer canastilla al interior y acciona el freno para detener la siguiente presionándola lateralmente debido a la fuerza ejercida por los cilindros. El segundo caso se presenta cuando el freno se encuentra deteniendo una canastilla, por lo que las siguientes canastillas que vengan sobre el transportador golpearan a la canastilla detenida y esta transmitirá el impacto al freno.

## CÁLCULO DE LA FUERZA APLICADA POR EL FRENO

Cuando vienen varias canastillas juntas y no se encuentra alguna por elevar en la máquina, el sistema de control deja pasar la primera canastilla al interior y acciona el freno para detener la segunda presionándola lateralmente debido a la fuerza ejercida por los cilindros.

Para determinar el cilindro a utilizar es necesario conocer la fuerza que se necesita aplicar en el freno para detener hasta tres canastillas juntas. Observando la figura 4-7a tenemos que la fuerza para detener las canastillas se obtiene de multiplicar la fuerza que ejercen los cilindros por el coeficiente de fricción que existe al desplazarse la canastilla contra las gomas del freno. Además se tiene la presencia de una fuerza de fricción que se opone al frenado esto debido a que el transportador trata de arrastrar las canastillas (figura 4-7b).

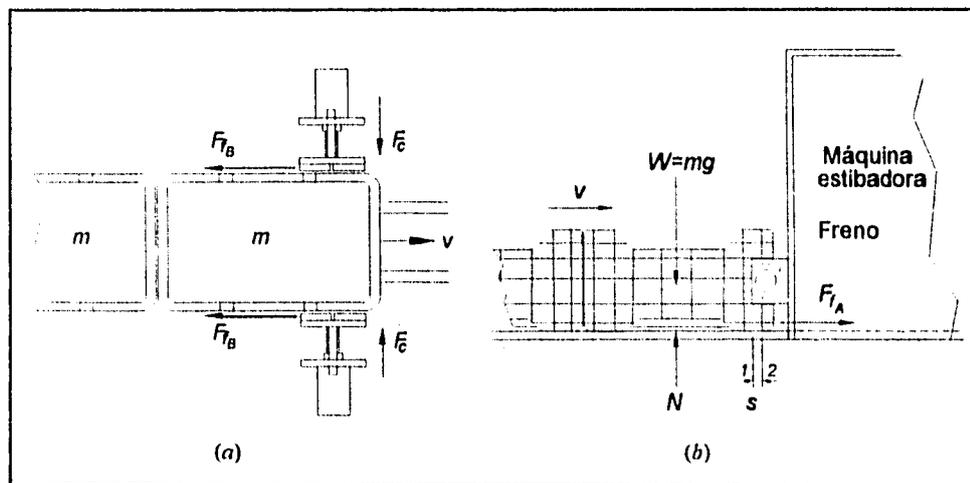


Fig. 4-7 Diagramas de cuerpo libre. (a) Fuerza que ejerce el cilindro para detener las canastillas. (b) Fuerza de fricción entre la canastilla y el transportador que se opone al frenado.

Las gomas del freno tienen un ancho de 40 y 24 [mm], por lo que esta sería la longitud de deslizamiento con la canastilla. Con el fin de asegurar el frenado de las canastillas para el cálculo se considera la goma pequeña que tendría un deslizamiento máximo entre la canastilla y la goma de 24 [mm].

La fuerza de fricción entre la canastilla y el freno esta dada por  $F_{fB} = \mu_{kH} F_c$ , en donde  $F_c$  es la fuerza ejercida por el cilindro y es normal a la superficie de contacto con la canastilla como se observa en la figura 4-7a. El coeficiente de fricción entre las gomas del freno y la canastilla es aproximadamente  $\mu_{kH} = 0.35$ . [3]

Conociendo la masa, velocidad y la distancia en que se detienen las canastillas conviene aplicar el principio del trabajo y la energía para calcular la fuerza ejercida. El principio establece que *la energía cinética inicial de la partícula más el trabajo hecho por todas las fuerzas que actúan sobre ella conforme la partícula se mueve desde una posición inicial hasta su posición final, es igual a la energía cinética final de la partícula.*

La expresión matemática de este principio se presenta como:

$$\frac{1}{2}mv_1^2 + \sum T_{1..2} = \frac{1}{2}mv_2^2 \quad (10) \quad (4.1)$$

Aplicando el principio del trabajo y la energía se tiene un estado inicial (1) donde las canastillas de masa  $m$  viajan a una velocidad  $v_1$ , y pasan al estado final (2) donde se encuentran detenidas con velocidad nula  $v_2$ . Las canastillas se frenan al aplicar la fuerza del cilindro a lo largo de una distancia  $s$  de deslizamiento entre la canastilla y las gomas del freno.

con base en la figura 4-7 y el principio del trabajo y la energía tenemos:

$$\frac{1}{2}mv_1^2 + (F_{fA}s - F_{fB}s) = \frac{1}{2}mv_2^2 \quad (4.2)$$

donde:

$$\begin{aligned} m &= \text{masa de las canastillas} && = 22.9 \text{ [kg]} \times 3 \\ v_1 &= \text{velocidad de la canastilla} && = 0.406 \text{ [m/s]} \\ v_2 &= \text{velocidad final} && = 0 \text{ [m/s]} \\ s &= \text{distancia de frenado} && = 24 \text{ [mm]} \\ F_{fA} &= f. \text{ fricción (canastilla/transportador)} = \mu_{kA} N \\ F_{fB} &= f. \text{ fricción (canastilla/freno)} = \mu_{kB} F_c \end{aligned}$$

Sustituyendo las expresiones de las fuerzas de fricción en la ec.(4.2)

$$\frac{1}{2}mv_1^2 + (\mu_{kA}Ns - \mu_{kB}F_c s) = \frac{1}{2}mv_2^2 \quad (4.3)$$

despejando la fuerza:

$$F_c = \frac{\frac{1}{2}m(v_2^2 - v_1^2) - \mu_{kA}Ns}{-\mu_{kB}s}$$

sustituyendo valores tenemos:

$$F_c = \frac{\frac{1}{2}(22.9 \text{ kg})(3)\left((0 \text{ m/s})^2 - (0.406 \text{ m/s})^2\right) - 0.1\left((22.9 \text{ kg})(9.81 \text{ m/s}^2)(3)\right)(0.024 \text{ m})}{-0.35(0.024 \text{ m})}$$

$$F_c = 866.62 \text{ [N]}$$

$$F_c = 83.34 \text{ [kg}_f\text{]}$$

## CÁLCULO DEL CILINDRO NEUMÁTICO

Para calcular el diámetro del cilindro requerido se utiliza la mitad de la fuerza obtenida, puesto que son dos frenos. Se emplea la presión del aire mínima de trabajo para garantizar un funcionamiento adecuado.

Del capítulo 2 obtenemos la fórmula para el cálculo de la fuerza de un cilindro, como es de doble efecto y trabaja al avance se utiliza la fórmula:

$$F = P \cdot A - F_r \quad (2.3)$$

donde:

$$F = \text{fuerza del cilindro} = 420 \text{ [N] , (42.8 [kgf])}$$

$$P = \text{presión del aire} = 4 \text{ [bar] , (60 [psi])}$$

$$A = \text{área del émbolo} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$F_r = \text{pérdidas por fricción} = 10 \%$$

sustituyendo el área en la expresión (2.3) obtenemos:

$$F = P \frac{\pi D^2}{4} - F_r$$

despejando el diámetro:

$$D = \sqrt{\frac{4(F + F_r)}{P\pi}}$$

sustituyendo valores:

$$D = \sqrt{\frac{4(433 \text{ N} + 43 \text{ N})}{400000 \text{ Pa} \times \pi}}$$

$$D = 0.038 \text{ [m]}$$

$$D = 38.95 \text{ [mm]}$$

El cilindro comercial que se adapta a las necesidades tiene un diámetro de 40 mm.

## CARGA DE IMPACTO QUE EJERCEN LAS CANASTILLAS SOBRE EL FRENO

El freno se acciona deteniendo una canastilla cuando se encuentra la máquina estibando, si en este momento se presenta el caso extremo de tres canastillas que vienen juntas por el transportador con una velocidad, estas golpearán a la canastilla detenida que transmitirá el impacto al freno (figura 4-8). Como las guías y el vástago del cilindro se flexionan bajo el impacto, se desarrollan esfuerzos en su interior que alcanzan un valor máximo  $\sigma_m$ . Luego de cierta vibración, alcanzarán el reposo y todos los esfuerzos desaparecerán. Tal secuencia de eventos es conocida como una carga de impacto.

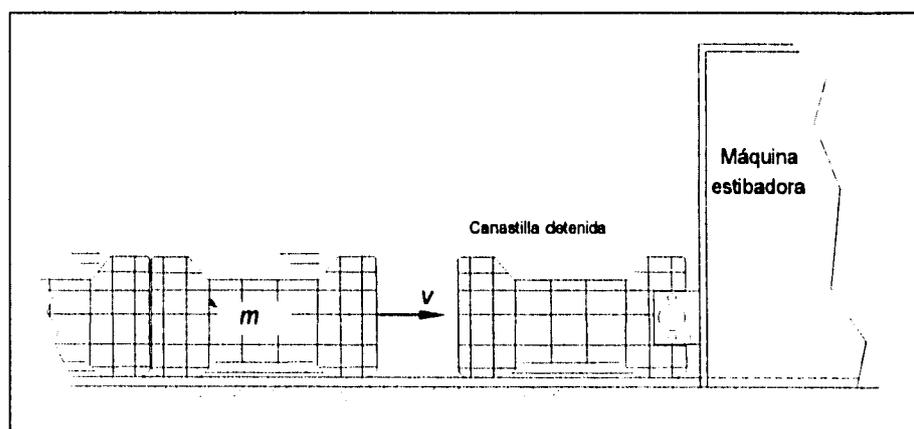


Fig. 4-8 Carga de impacto que ejercen las canastillas sobre el freno al detenerse.

Es conveniente determinar la carga estática  $P$  que produciría la misma energía de deformación que la carga de impacto y calcular, partiendo de  $P$ , el valor correspondiente  $\sigma_m$  del mayor esfuerzo que ocurre en la estructura, para lo cual se harán varias hipótesis.

Primero se supondrá que la energía cinética  $T = \frac{1}{2}mv^2$  del cuerpo que realiza el impacto, se transmite enteramente a la estructura (figura 4-9a), así que la energía de deformación  $U_m$  que corresponde a la deformación máxima  $y_{m\acute{a}x}$  es:

$$U_m = \frac{1}{2}mv^2 \quad (4)$$

Esta hipótesis nos conduce a los dos requisitos específicos siguientes:

1. No hay disipación de energía durante el impacto.
2. El móvil no rebota reteniendo parte de su energía. Esto a su vez exige que la inercia de la estructura sea despreciable, comparada con la inercia del cuerpo que efectúa el impacto

En la práctica, ninguno de estos requisitos es satisfecho y solo una parte de la energía cinética del cuerpo móvil es transferida a la estructura. Suponer que toda la energía cinética del cuerpo móvil se transfiere a la estructura conduce a un diseño conservador de la misma.

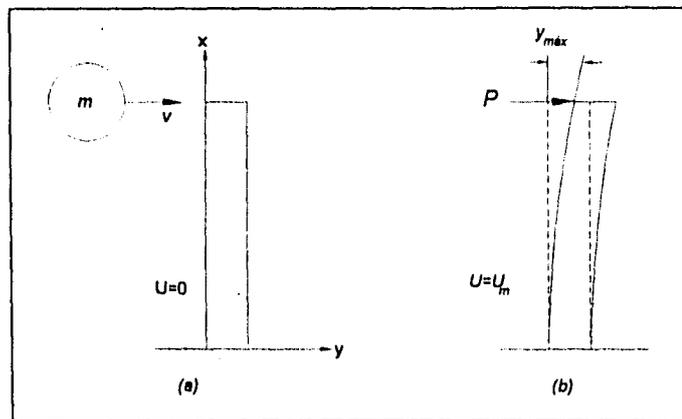


Fig. 4-9 Viga empotrada sometida a una carga de impacto. (a) Energía cinética que el cuerpo transmite a la viga al golpearla. (b) Carga estática equivalente que produce la misma energía de deformación que la carga de impacto.

La máxima energía de deformación del elemento es igual a la energía cinética del cuerpo antes del impacto.

$$U_m = \frac{1}{2}mv^2$$

Por otra parte, expresando como el trabajo de la carga estática equivalente como si fuera aplicada lentamente, escribimos:

$$U_m = \frac{1}{2} P y_{m\acute{a}x} \quad (4.5)$$

donde  $y_{m\acute{a}x}$  es la flexión de la viga correspondiente a la carga estática  $P$  (figura 4-9b). La flexión máxima de una viga de sección constante empotrada y con una carga concentrada esta dada por:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{PL^3}{3EI} \quad (4.6)$$

sustituyendo  $y_{m\acute{a}x}$  en la ec. (4.5) tenemos:

$$U_m = \frac{P^2 L^3}{6EI}$$

despejando  $P$  encontramos que la fuerza estática que produce en la viga la misma energía de deformación es:

$$P = \sqrt{\frac{6U_m EI}{L^3}}$$

sustituyendo  $U_{m\acute{a}x}$  de la ec. (4.4) encontramos:

$$P = \sqrt{\frac{3mv^2 EI}{L^3}} \quad (4.7)$$

El esfuerzo máximo  $\sigma_m$  ocurre en el extremo empotrado de la viga y es igual a

$$\sigma_m = \frac{M_{m\acute{a}x} c}{I} = \frac{PLc}{I} \quad (4.8)$$

sustituyendo  $P$  de la ec. (4.7) escribimos:

$$\sigma_m = \sqrt{\frac{3mv^2 Ec^2}{LI}}$$

Conociendo la expresión de la flexión máxima para una viga empotrada ec. (4.6):

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

y sustituyendo la carga equivalente  $P$  obtenida en la ec. (4.7) tenemos:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{L^3}{3EI} \sqrt{\frac{3mv^2 EI}{L^3}}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \sqrt{\frac{mv^2 L^3}{3EI}} \quad (4.9)$$

### CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LAS GUÍAS

Una vez que se han obtenido las ecuaciones para una viga empotrada en voladizo al aplicar una carga de impacto, se procederá a realizar los cálculos necesarios para determinar el diámetro de las guías.

En el caso de que el freno se encuentre accionado y vengan por el transportador tres canastillas juntas de masa  $m$  y velocidad  $v$ , golpearán a la canastilla detenida produciendo en el mecanismo una flexión en las barras guía y el vástago del cilindro, por lo que es necesario determinar el diámetro de las barras guía y así evitar que se dañe el cilindro (figura 4-10).

Permitiendo una flexión máxima en las vigas de  $y_{m\acute{a}x} = 1$  mm y sabiendo que la energía cinética de las canastillas se distribuye en los dos frenos del sistema, los que a su vez poseen dos barras guía y el vástago del cilindro, por lo que la energía que recibe cada guía y vástago es aproximadamente una sexta parte de la energía cinética de las canastillas.

Aunque el diámetro del vástago es conocido se supondrá que es una guía más, puesto que no se sabe que cantidad de energía recibirá, comparando al final el diámetro calculado con el diámetro real del vástago del cilindro.

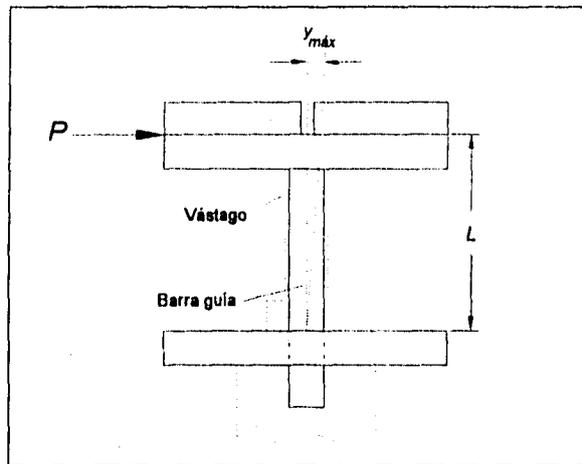


Fig. 4-10 Flexión que produce el impacto de las canastillas en el freno, vista superior.

La energía que recibe cada viga es aproximadamente una sexta parte de la energía cinética de las canastillas, por lo que la ec. (4.9) queda como:

$$y_{máx} = \sqrt{\frac{mv^2 L^3}{18EI}} \tag{4.10}$$

el momento de inercia  $I$  para una sección circular esta dado por:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \tag{4.11}$$

sustituyendo el momento de inercia  $I$  en la ec. (4.10)

$$y_{máx} = \sqrt{\frac{32mv^2 L^3}{9E\pi d^4}}$$

despejando el diámetro:

$$d = \left( \frac{32mv^2L^3}{9E\pi y_{máx}^3} \right)^{\frac{1}{4}}$$

donde:

$$\begin{aligned} d &= \text{diámetro de la guía} && = ? \\ m &= \text{masa de las canastillas} && = 22.9 \text{ [kg]} \times 3 \\ v &= \text{velocidad de la canastilla} && = 0.406 \text{ [m/s]} \\ L &= \text{longitud de la viga} && = 80 \text{ [mm]} \\ y_{máx} &= \text{flexión máxima de la viga} && = 1 \text{ [mm]} \\ E &= \text{módulo elástico (ac. inox.)} && = 190 \text{ [GPa]} \quad [3] \end{aligned}$$

sustituyendo valores:

$$d = \left( \frac{32(22.9 \text{ kg})(3)(0.406 \text{ m/s})^2(0.08 \text{ m})^3}{9(190 \times 10^9 \text{ Pa})(3.1416)(0.001 \text{ m})^3} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$d = 0.0136 \text{ [m]}$$

$$d = 13.63 \text{ [mm]}$$

el siguiente diámetro comercial en barra redonda es:

$$d = 15.87 \text{ [mm]} = 5/8."$$

El diámetro del vástago del cilindro es de 16 mm, casi de la misma dimensión del obtenido para las barras guía.

# 5

## Sistema de elevación

---

### 5.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

La operación de elevación inicia cuando en el interior de la máquina se detecta la presencia de una canastilla, entonces, un mecanismo la levanta a una altura igual a la de ella más un excedente que permite la entrada de un segundo mecanismo que retiene la caja en esa posición. El mecanismo de elevación regresa a su posición original en espera de la siguiente canastilla. Cuando ésta llegue, el mecanismo la elevará junto con la anterior para ir formando la estiba. La operación se repetirá hasta obtener una pila con el número de canastillas deseadas.

### ESPECIFICACIONES

Las alternativas generadas deberán cumplir con las siguientes especificaciones:

- Estibar hasta siete canastillas con un peso de 22.9 [kg] c/u.
- Ocupar el menor espacio posible.
- La operación de estibamiento debe realizarse sobre el mismo transportador.
- Poseer resistencia a la corrosión.
- Mantenimiento mínimo.
- Diseño sencillo y de pocos elementos.
- Rapidez mínima de estibamiento de 24 canastillas/min.
- Maltrato mínimo a las canastillas.

## 5.2 ALTERNATIVAS PARA EL SISTEMA

### ALTERNATIVA 1

#### *Descripción.*

Esta alternativa cuenta con un cilindro neumático colocado en la parte superior de la máquina el cual tiene acoplado un par de barras que llegan hasta el nivel del transportador, donde un par de placas unidas a ellas levantarán la canastilla cuando se accione el cilindro.

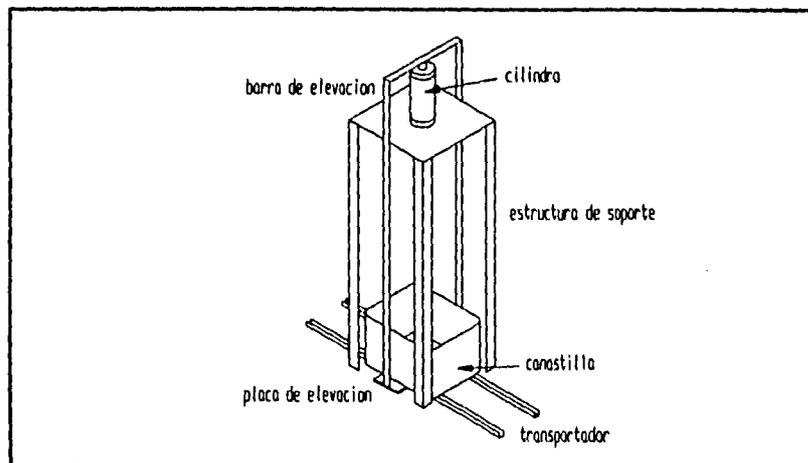


Fig. 5-1 Mecanismo accionado por un solo cilindro neumático.

#### *Ventajas*

- Diseño simple, con pocos elementos.
- Su mantenimiento es bajo y sencillo por tener un solo cilindro.

#### *Desventajas*

- Ocupa mucho espacio.
- Requiere de mucho material para el soporte del mecanismo.

## ALTERNATIVA 2

*Descripción.*

Esta alternativa posee dos cilindros neumáticos que tienen acoplados un par de barras que llegan hasta el nivel del transportador, donde dos placas unidas a ellas levantarán la canastilla cuando se accionen los cilindros.

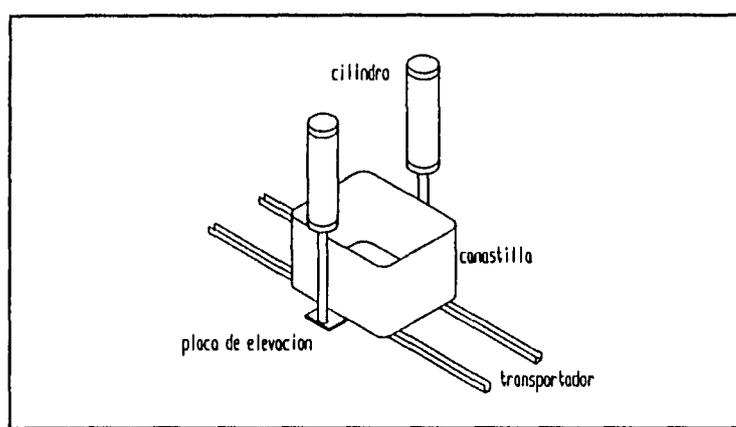


Fig. 5-2 Mecanismo con dos cilindros neumáticos independientes.

*Ventajas*

- Diseño simple de pocos elementos.
- Ocupa poco espacio.
- Mantenimiento sencillo.
- Requiere poco material para su construcción.
- No se limita el número de canastillas de la estiba al no tener elementos mecánicos por arriba de ella.

*Desventajas*

- Se tienen dos elementos independientes por lo que es necesario sincronizarlos.
- Las canastillas tienen que esperar hasta que el mecanismo descienda completamente para poder estibar, por lo que se tienen tiempos muertos.

## ALTERNATIVA 3

*Descripción.*

En esta alternativa, la canastilla se eleva por la acción de un mecanismo piñón-cremallera acoplado a una placa en forma de L. Un motor eléctrico proporciona la fuerza para mover el piñón.

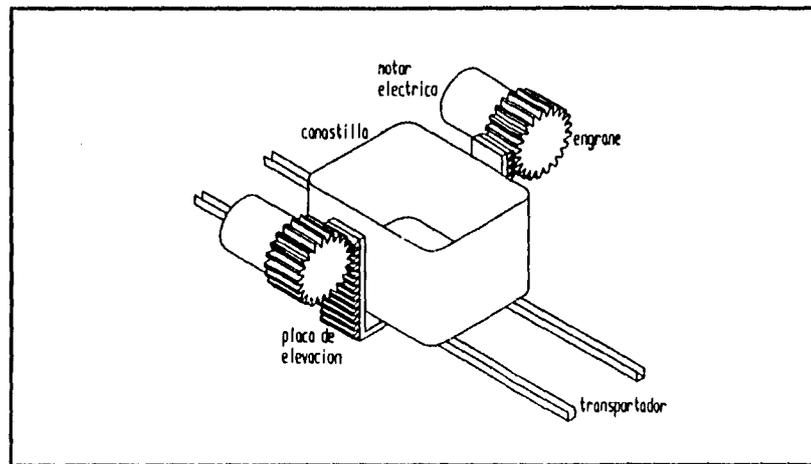


Fig. 5-3 Accionamiento con motores eléctricos.

*Ventajas.*

- Bajo mantenimiento.
- Vida útil larga.
- No hay elementos mecánicos que limiten el número de canastillas de la estiba.

*Desventajas.*

- Mecanismo complicado.
- Se requiere precisión para su manufactura.
- Ocupa mucho espacio debido al tamaño de los motores.

## ALTERNATIVA 4

*Descripción.*

En esta alternativa se tiene un par de cilindros, los cuales levantan un armazón que rodea la canastilla, está abierto por uno de sus lados para permitir el paso de la estiba.

El armazón tiene en su parte inferior dos placas que levantan la canastilla.

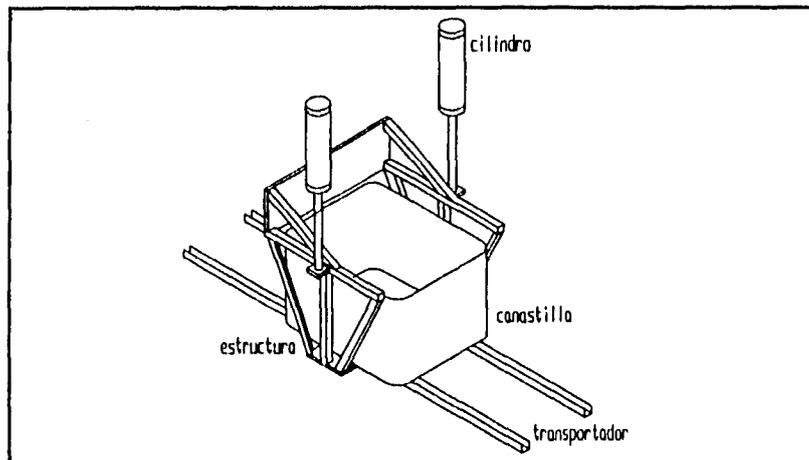


Fig. 5-4 Mecanismo con sincronización de los cilindros neumáticos.

*Ventajas.*

- El número de canastillas de la estiba no se limita por la estructura de la máquina.
- Ocupa poco espacio.
- No se requiere sincronizar los cilindros.

*Desventajas.*

- Las canastillas deben esperar a que el mecanismo esté en disposición de recibirlas antes de que puedan entrar a la máquina.

## ALTERNATIVA 5

*Descripción.*

En esta alternativa un cilindro colocado en la parte superior de la máquina mueve un marco que tiene dos brazos en su parte inferior guiados por pernos que siguen una trayectoria que permite que los brazos abran y cierren mientras el mecanismo se mueve.

Al descender, los brazos se abren permitiendo la entrada de otra canastilla, al llegar abajo se cierran para recogerla.

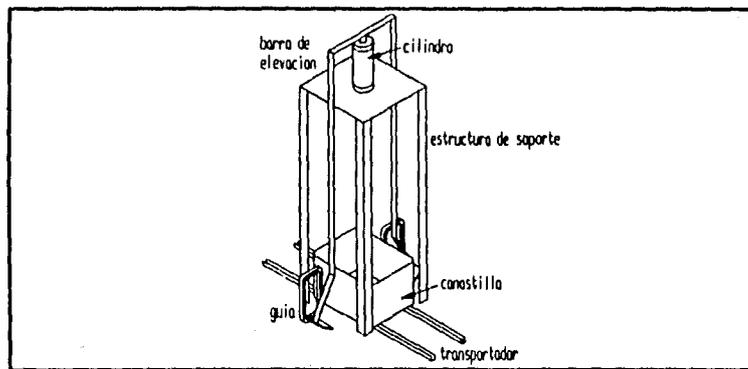


Fig. 5-5 Mecanismo con brazos abatibles.

*Ventajas*

- Bajo mantenimiento.
- Aumenta la rapidez de estibamiento al permitir que entre una canastilla al momento en que desciende el mecanismo.
- Posibilidad de eliminar el sistema de paro si llegan las canastillas a baja velocidad.

*Desventajas.*

- Ocupa mucho espacio.
- Requiere de mucho material para el soporte.
- El número de canastillas estibadas está limitado por la altura a la que se encuentra instalado el cilindro.

SISTEMA DE ELEVACION						
MATRIZ DE DECISION	ESPACIO 10%	COMPACTUDAD 40%	MANTENIMIENTO 20%	SEGUREZ 20%	COSTO 10%	TOTAL
<b>Alternativa 1</b> <i>Un solo cilindro</i>	50% 5.00 pto	75% 30.00 pto	90% 18.00 pto	90% 18.00 pto	75% 7.50 pto	<b>78.50 pto</b>
<b>Alternativa 2</b> <i>Dos cilindros</i>	100% 10.00 pto	50% 20.00 pto	100% 20.00 pto	100% 20.00 pto	100% 10.00 pto	<b>80.00 pto</b>
<b>Alternativa 3</b> <i>Motor eléctrico</i>	75% 7.50 pto	75% 30.00 pto	90% 18.00 pto	20% 5.00 pto	0% 0.00 pto	<b>60.50 pto</b>
<b>Alternativa 4</b> <i>Cilindros alternativos</i>	90% 9.00 pto	75% 30.00 pto	90% 18.00 pto	90% 18.00 pto	75% 7.50 pto	<b>82.50 pto</b>
<b>Alternativa 5</b> <i>Arroz eléctrico</i>	90% 9.00 pto	100% 40.00 pto	90% 18.00 pto	75% 15.00 pto	90% 9.00 pto	<b>83.00 pto</b>

100%: Satisfacción completa, 90%: Satisfacción excelente, 75%: Satisfacción buena, 50%: Satisfacción regular, 25%: Satisfacción mala, 0%: No satisfactoria.

### 5.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

Las alternativas anteriormente descritas se analizaron en una matriz de decisión. Cada alternativa fue evaluada de acuerdo con el grado de satisfacción a los criterios de diseño propuestos.

De la matriz de decisión se puede observar que hay dos alternativas (4 y 5), que cumplen satisfactoriamente con la mayoría de los criterios.

La alternativa 5 es muy confiable en cuanto a su funcionamiento, pues se asegura que en ningún momento maltratará a las canastillas. Al ser accionado el mecanismo por un solo cilindro, se garantiza que la estiba siempre estará balanceada y en posición vertical sin tener problemas de volcamiento ya que también se cuenta con guías verticales. Sin embargo, esto representa tener una máquina muy grande que además limita el número de canastillas a estibar.

La alternativa 4 aunque tiene una confiabilidad un poco menor que la que ofrece la alternativa 5, cuenta con las ventajas de ser un diseño sencillo que ocupa poco espacio y por lo tanto requiere menor cantidad de materiales al compararla con la otra alternativa, por lo cual tiene un costo mucho menor.

Por otra parte, la confiabilidad del mecanismo puede aumentar al introducir materiales de alta resistencia que lo mantengan rígido para evitar que la estiba se vuelque al estarse formando. Un sistema de paro confiable evitará que las canastillas se introduzcan accidentalmente dentro de la máquina mientras el mecanismo de elevación está operando, lo cual podría ocasionar daños tanto en la máquina como en la canastilla.

Por lo anterior la alternativa que se seleccionará para el mecanismo será la número 4.

## DESCRIPCIÓN

El mecanismo de elevación cuenta con un armazón formado por dos estructuras laterales unidas a una placa central, esto debe mantener rígido a todo el conjunto en el momento de elevar las canastillas con el fin de evitar un posible volcamiento (Fig. 5-6).

Para guiar el armazón durante su recorrido se pondrán rodamientos en tres de los vértices de cada estructura lateral, los cuales correrán dentro de rieles dispuestos verticalmente.

El material que se empleará en la fabricación del armazón será acero inoxidable.

La fuerza para elevar las canastillas se proporcionará por medio de dos cilindros neumáticos, los cuales se colocarán sobre placas unidas a los rieles, cada uno se sujetará al brazo de extensión de la barra central de carga de cada estructura lateral.

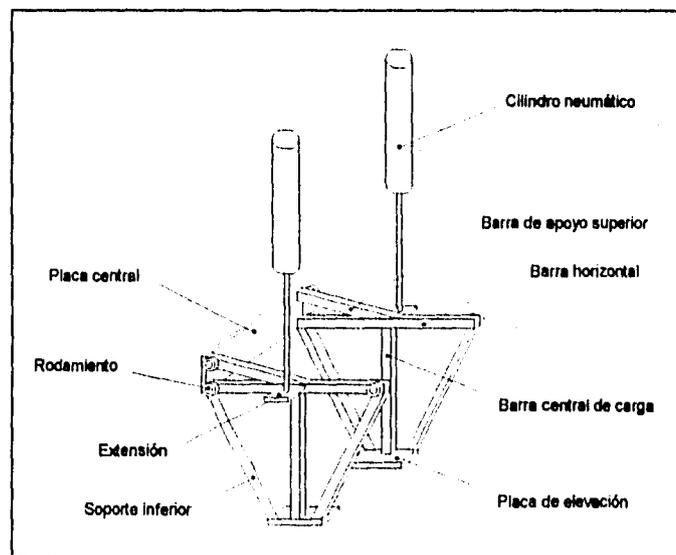


Fig. 5-6 Elementos de la estructura principal del mecanismo de elevación.

#### 5.4 MEMORIA DE CÁLCULO

Para que el sistema de elevación tenga un buen funcionamiento, es necesario calcular las dimensiones de los componentes de su estructura para asegurar que pueda soportar el peso de la estiba. También se deben calcular las dimensiones de los cilindros neumáticos, los cuales deberán proporcionar la fuerza suficiente para levantar la estructura del sistema junto con las canastillas.

Para realizar los cálculos se debe determinar primeramente la carga extrema a la que se someterán los elementos del mecanismo, la cual es el peso de siete canastillas llenas.

Datos:

# canastillas = 7

Peso/canastilla = 22.9 [kg]

El peso total de la estiba es:

$$7 \text{ canastillas/estiba} * 22.9 \text{ kg/canastilla} = 160.3 \text{ kg/estiba}$$

considerando un factor de seguridad de 1.5 :

$$1.5 * 160.3 \text{ kg/estiba} = 240.45 \approx 250 \text{ kg/estiba}$$

Para los cálculos, se considerará una carga máxima de 250 [kg].

ESTRUCTURA DE ELEVACIÓN  
SOLUCIÓN DE LA CÁLCULO

La figura 5-7 muestra la estructura del mecanismo cargando las canastillas, donde  $F_c$  es la fuerza proporcionada por cada cilindro neumático para levantar la estiba.

De la estructura, los elementos principales son: la placa de elevación, la barra central de carga y la barra horizontal. Estos elementos son los que transmiten directamente la fuerza de los cilindros neumáticos a las canastillas para ser elevadas, por lo tanto se someterán a los mayores esfuerzos que se generen. Los demás elementos solo cumplen con la función de dar rigidez a la estructura.

Por lo anterior, los cálculos que se realizarán serán para determinar las dimensiones de los componentes principales.

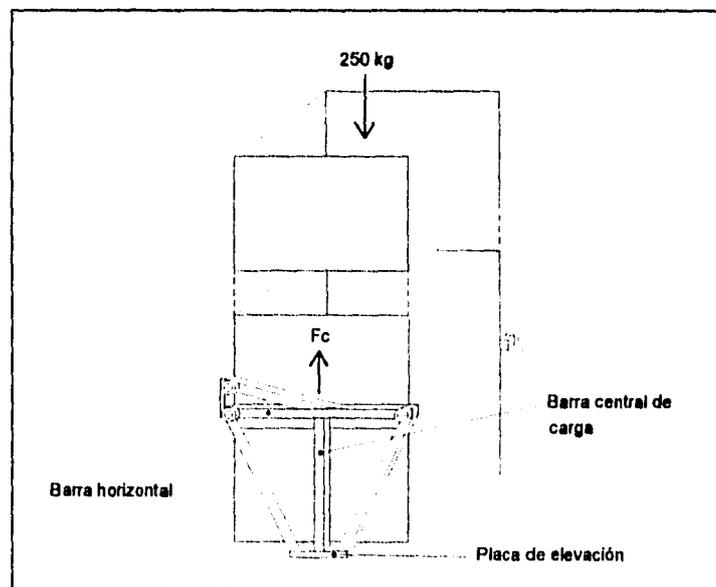


Fig. 5-7 Elementos principales del mecanismo de elevación.

Debido a que la estructura del mecanismo de elevación estará levantando canastillas repetidamente, sus elementos se someterán a flexión continua, lo cual puede provocar que fallen por fatiga. Por lo tanto se condiciona que los esfuerzos máximos que se generen en los elementos principales no sobrepasen el límite de resistencia a la fatiga del material, el cual para el acero inoxidable es  $2988.1 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$ .

Por otra parte, los elementos al someterse a flexión se deforman. Para que la deformación no sea permanente, también se condiciona que los esfuerzos máximos no superen al límite de fluencia del material:  $\sigma_y = 2460.74 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$  [3]. Para mayor seguridad, los esfuerzos que se generen en los elementos no deben ser mayores que  $0.7 \sigma_y$  ( $1722.52 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$ ).

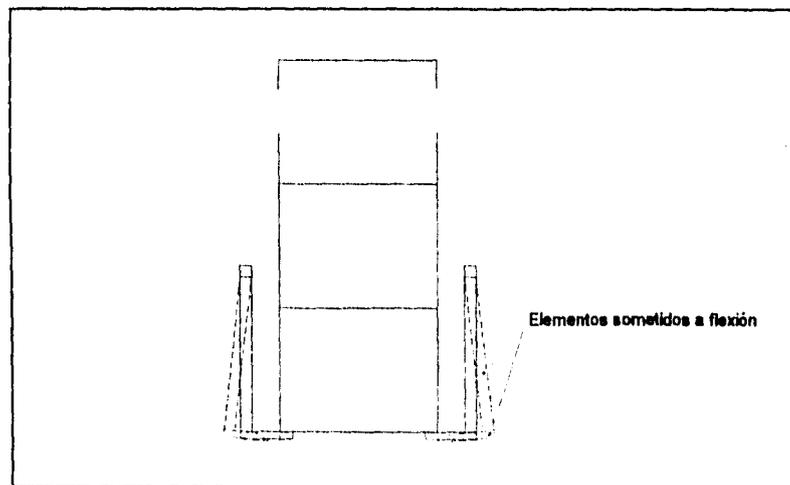


Fig. 5-8 Componentes principales bajo carga.

## CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA BARRA CENTRAL DE CARGA

Primeramente se calcularán las dimensiones de la barra central de carga, pues estos datos se requerirán más adelante para realizar los cálculos de las dimensiones de la placa de elevación, así como de la barra horizontal.

Las placas de elevación se encuentran unidas al extremo inferior de la barras centrales de carga y cada una debe soportar la mitad del peso de la estiba, el cual se aplica en el extremo libre de cada placa (Fig. 5-9a). La barra central de carga se encuentra sometida a la tensión que produce la carga  $P = 125 \text{ kg}$ , y también se flexiona por el momento  $M$  que se genera por la misma carga en el extremo inferior de la barra donde se une con la placa de elevación (fig. 5-9b).

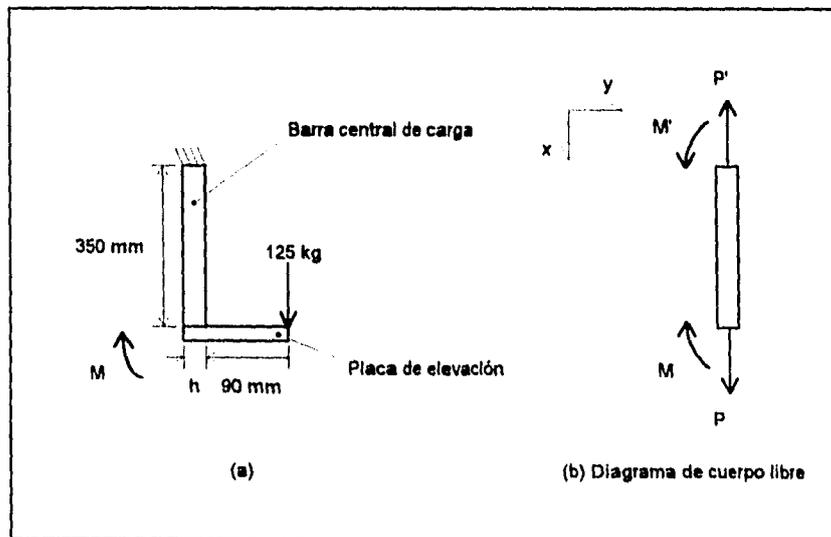


Fig. 5-9

Se requiere calcular la dimensiones de la barra para que resista la flexión y la carga sin doblarse o fracturarse.

Dimensiones de la barra:

Largo = 350 [mm]

Ancho =  $b$

Espesor =  $h$

Primeramente se analizará la barra sometida a flexión, para ello se considera que únicamente actúa el momento  $M$ .

Como se ve en la figura 5-10 el extremo superior de la barra esta fijo, así que el momento  $M$  provocará el desplazamiento del extremo inferior en la dirección  $y$ .

Se requiere que la flexión de la barra sea mínima para evitar que las canastillas resbalen de las placas de elevación, por lo tanto, se condiciona que la flexión  $y_{m\acute{a}x}$  de la barra sea inferior a 1.5 [mm].

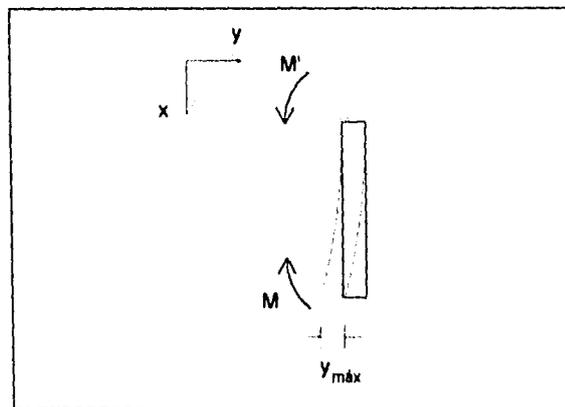


Fig. 5-10

Para determinar las dimensiones según la condición dada, se empleará la siguiente ecuación de curva elástica para una viga en voladizo sometida a un momento flexionante  $M$ :

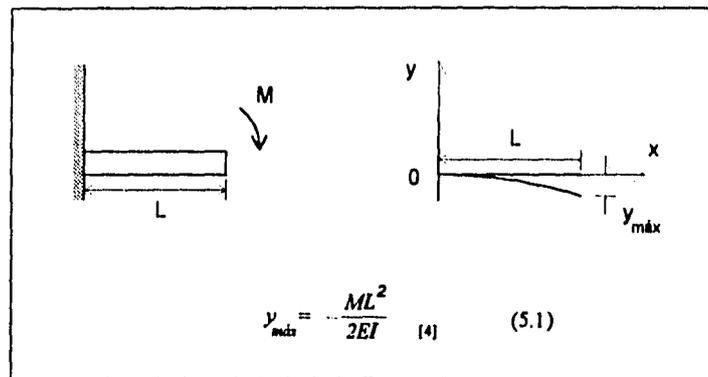


Fig. 5-11

donde:

- $y_{máx}$  = Flexión máxima
- $M$  = Momento flexionante
- $E$  = Módulo de elasticidad del material
- $I$  = Momento de inercia de la sección transversal
- $L$  = Longitud de la barra

Para una barra de sección transversal rectangular, el momento de inercia  $I$  es:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (4) \quad (5.2)$$

donde:

- $b$  = ancho de la barra
- $h$  = espesor

Se tiene que:

$$M = (125\text{kg})(9\text{cm} + h/2)$$

Dado que el momento flexionante  $M$  está en función del espesor  $h$  de la barra, primero se fijará un valor arbitrario para  $h$ .

Se elegirá  $h = 25.4$  [mm] por ser una medida común en los materiales comerciales.

Por lo tanto:

$$\begin{aligned} M &= (125\text{kg})(9\text{cm} + 2.54\text{cm}) \\ &= 1283.75 \text{ kg}\cdot\text{cm} \end{aligned}$$

El módulo de elasticidad del acero inoxidable es:  $E = 1.9 \times 10^6$  [kg/cm<sup>2</sup>].

Sustituyendo la ec. 5.2 en la 5.1:

$$y_{\text{máx}} = -\frac{6ML^2}{Ebh^3}$$

despejando  $b$ :

$$b = -\frac{6ML^2}{Eh^3 y_{\text{máx}}}$$

sustituyendo valores:

$$\begin{aligned} b &= \frac{6(1283.75\text{kg}\cdot\text{cm})(35\text{cm})^2}{(0.15\text{cm})(1.9 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2)(2.54\text{cm})^3} \\ &= 2.02 \text{ [cm]} = 20.2 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

Para comprobar que las dimensiones de la barra son correctas, se calculará el esfuerzo normal máximo que se produce en ella, el cual no debe exceder al mayor esfuerzo permitido.

Para este caso, el esfuerzo normal máximo es la suma del esfuerzo normal máximo a tracción producido por la flexión más el esfuerzo normal generado por la carga  $P$ .

La figura 5-12 muestra la distribución de los esfuerzos normales generados por flexión, donde los esfuerzos máximos de tracción y compresión se producen en las partes externas de la barra. La flexión no genera esfuerzos en el eje neutro.

Se puede ver en la misma figura que el esfuerzo normal máximo se genera en la sección donde se tiene el mayor esfuerzo normal a tracción producido por la flexión, al cual se le suma el esfuerzo normal producido por la carga  $P$ , ya que ambos son de tracción.

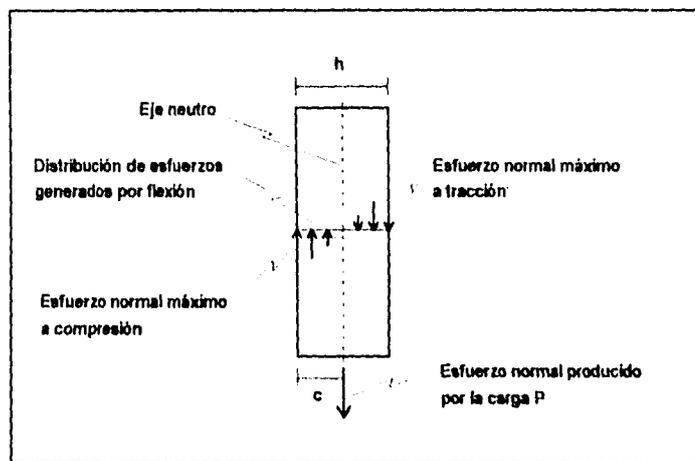


Fig. 5-12 Distribución de esfuerzos normales en la barra central de carga.

La siguiente ecuación permite calcular el esfuerzo normal máximo producido por la flexión de la barra:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I} \quad (5.3)$$

donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$  = Esfuerzo normal máximo

$M$  = Momento flexionante

$c$  = Distancia del eje neutro a la sección externa de la placa

$I$  = Momento de inercia de la sección transversal

Se tiene que:

$$c = h/2 \quad (5.4)$$

sustituyendo las ecuaciones 5.2 y 5.4 en 5.3:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{6M}{bh^2} \quad (5.5)$$

sustituyendo valores:

$$\begin{aligned} \sigma_{m\acute{a}x} &= \frac{6(1283.75 \text{ kg}\cdot\text{cm})}{(2.02 \text{ cm})(2.54 \text{ cm})^2} \\ &= 591.1 \text{ [kg/cm}^2\text{]} \end{aligned}$$

Para calcular el esfuerzo normal producido por la carga  $P$  se emplea la siguiente relación:

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

donde:

$\sigma$  = Esfuerzo normal

$P$  = Carga aplicada

$A$  = Área de la sección transversal de la barra =  $bh$

sustituyendo valores:

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{125\text{kg}}{(2.02\text{cm})(2.54\text{cm})} \\ &= 24.36 \text{ [kg/cm}^2\text{]}\end{aligned}$$

El esfuerzo normal máximo total es la suma de los dos anteriores :

$$\begin{aligned}\sigma_{T\text{máx}} &= 591.1 \text{ kg/cm}^2 + 24.36 \text{ kg/cm}^2 \\ &= 615.46 \text{ [kg/cm}^2\text{]}\end{aligned}$$

Como el esfuerzo normal máximo total producido resultó ser menor que el esfuerzo máximo permitido: 1722.52 [kg/cm<sup>2</sup>] , se asegura que la barra con las dimensiones determinadas anteriormente soportará la carga sin fallar.

## CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA PLACA DE ELEVACIÓN

Como se observó anteriormente, las placas de elevación son las encargadas de levantar la estiba cuyo peso se concentra en los extremos libres de ambas. Cada una deberá soportar una carga  $P = 125 \text{ kg}$ .

Se requiere calcular el espesor de la placa para asegurar que no falle al aplicarse la carga.

Las dimensiones de la placa de elevación son:

Largo = 150 [mm]

Ancho = 120 [mm]

Espesor =  $h$

La figura 5-13a muestra las condiciones de la placa.

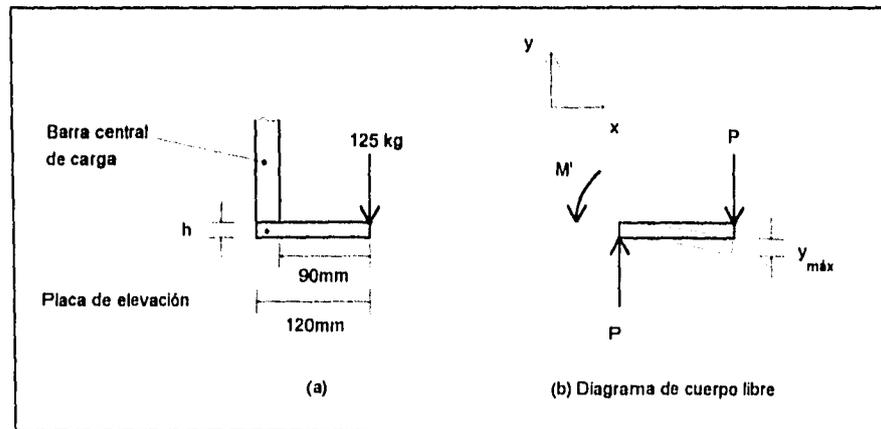


Fig. 5-13

En la figura 5-13b se observa que la carga provoca la flexión de la placa ( $y_{m\acute{a}x}$ ).

Se requiere que dicha flexión sea mínima ya que el sistema de retención se acciona cuando el sistema de elevación levanta la canastilla, si la placa se flexiona demasiado, puede ocurrir que el sistema de retención no se active por no alcanzar la canastilla la altura requerida. Por otra parte, la flexión excesiva puede provocar que la canastilla resbale de la placa y se caiga.

Dada la condición anterior, se desea que la flexión  $y_{m\acute{a}x}$  de la placa no sea mayor de 1[mm].

Para determinar el espesor  $h$  de la placa de modo que la flexión máxima sea la que se especificó anteriormente, se emplea la siguiente ecuación de curva elástica para una viga en voladizo sometida a una carga  $P$ :

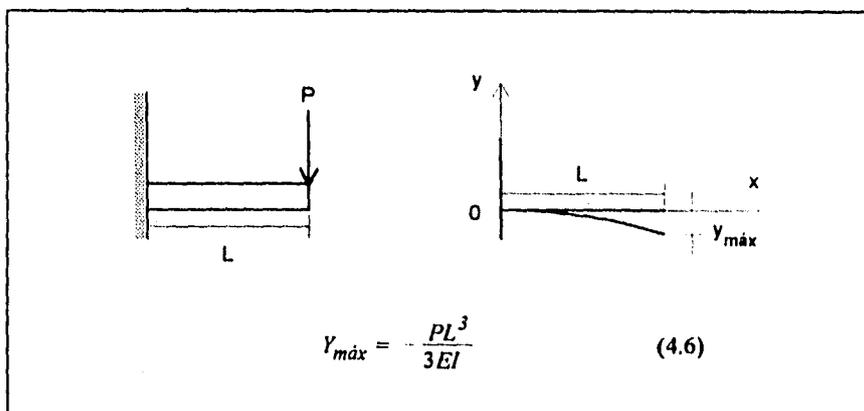


Fig. 5-14

Nota: para realizar los cálculos únicamente se tomarán las medidas que muestra la sección punteada de la placa (Fig.5-15), ya que dicha sección es la que empotra con la barra central de carga, en donde se producen las reacciones. Por lo tanto se considerará que los esfuerzos que se generen solamente se producirán a lo largo de esa zona, la cual tiene un ancho igual al de la barra central de carga.

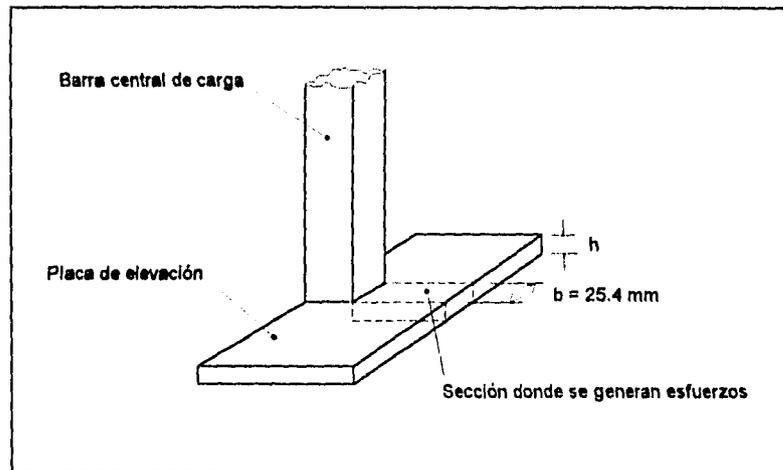


Fig. 5-15

Como en este caso se trata de una placa con sección transversal rectangular el momento de inercia  $I$  que le corresponde es el de la ecuación 5.2.

Sustituyendo la ec. 5.2 en la ec. 4.6:

$$y_{máx} = -\frac{4P}{Eb} \left( \frac{L}{h} \right)^3$$

despejando h:

$$h = \frac{L}{\left( -\frac{Eby_{max}}{4P} \right)^{\frac{1}{3}}}$$

sustituyendo valores:

$$h = \frac{9cm}{\left( -\frac{(1.9 \times 10^6 kg/cm^2)(2.54cm)(-0.1cm)}{4(125kg)} \right)^{\frac{1}{3}}}$$

$$h = 0.91 [cm] = 9.1 [mm]$$

Ya que se conocen todas las dimensiones de la placa, se deben calcular los esfuerzos normales máximos que se generan en ella, para comprobar que no sobrepasen el mayor esfuerzo permitido. Los esfuerzos máximos se producen en las partes externas de la placa como se ve en la figura 5-16.

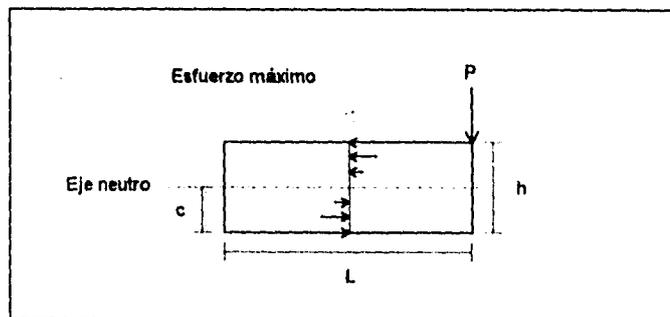


Fig. 5-16 Distribución de esfuerzos normales en la placa de elevación.

Para calcular los esfuerzos máximos que se generan en la placa se utilizará nuevamente la ecuación 5.5:

$$\sigma_{máx} = \frac{6M}{bh^2}$$

donde:

$$\begin{aligned} M &= PL \\ &= (125\text{kg})(9\text{cm}) \\ &= 1125 \text{ [kg.cm]} \end{aligned}$$

sustituyendo valores:

$$\begin{aligned} \sigma_{máx} &= \frac{6(1125\text{kg.cm})}{2.54\text{cm}(0.91\text{cm})^2} \\ &= 3209.1 \text{ [kg/cm}^2\text{]} \end{aligned}$$

El esfuerzo normal máximo producido en la placa resultó ser mayor que los límites de resistencia a la fatiga y de fluencia del acero inoxidable, esto implica que se deformará plásticamente y podrá fallar por fatiga. Por lo tanto se debe calcular nuevamente el espesor de la placa.

Esta vez para calcular el espesor de la placa de elevación, se utilizará la ecuación 5.5, donde se condiciona que los esfuerzos generados sean inferiores al máximo esfuerzo permitido: 1722.52 [kg/cm<sup>2</sup>].

Despejando  $h$  de la ec. 5.5:

$$h = \left( \frac{6M}{\sigma_{máx} b} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Para calcular los esfuerzos máximos que se generan en la placa se utilizará nuevamente la ecuación 5.5:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{6M}{bh^2}$$

donde:

$$\begin{aligned} M &= PL \\ &= (125\text{kg})(9\text{cm}) \\ &= 1125 \text{ [kg.cm]} \end{aligned}$$

sustituyendo valores:

$$\begin{aligned} \sigma_{m\acute{a}x} &= \frac{6(1125\text{kg.cm})}{2.54\text{cm}(0.91\text{cm})^2} \\ &= 3209.1 \text{ [kg/cm}^2\text{]} \end{aligned}$$

El esfuerzo normal máximo producido en la placa resultó ser mayor que los límites de resistencia a la fatiga y de fluencia del acero inoxidable, esto implica que se deformará plásticamente y podrá fallar por fatiga. Por lo tanto se debe calcular nuevamente el espesor de la placa.

Esta vez para calcular el espesor de la placa de elevación, se utilizará la ecuación 5.5, donde se condiciona que los esfuerzos generados sean inferiores al máximo esfuerzo permitido: 1722.52 [kg/cm<sup>2</sup>].

Despejando  $h$  de la ec. 5.5:

$$h = \left( \frac{6M}{\sigma_{m\acute{a}x} \cdot b} \right)^{\frac{1}{2}}$$

sustituyendo valores:

$$h = \left( \frac{6(1125 \text{ kg.cm})}{(1722.52 \text{ kg/cm}^2)(2.54 \text{ cm})} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$= 1.24 \text{ [cm]} = 12.4 \text{ [mm]}$$

El nuevo espesor de la placa asegura que resistirá la carga sin fallar, además se tiene la ventaja de que al haber aumentado el espesor, la flexión será menor.

#### CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA BARRA HORIZONTAL

La barra horizontal se encuentra unida a la mitad de su longitud con la barra central de carga, por lo tanto también estará sometida al momento  $M_1 = 1283.75 \text{ [kg.cm]}$  generado por la carga  $P$ .

Debido a la disposición de los elementos de la máquina, cada cilindro neumático cargará la estructura del mecanismo de elevación por medio de un brazo de extensión con una fuerza  $F_c$ , como se muestra en la figura 5-17. Esto genera un segundo momento torsionante  $M_2$  que sumado al anterior producen la torsión de la barra.

La torsión se presenta porque uno de los extremos de la barra se encuentra unido a la placa central, la cual impide que gire cuando se generan los momentos, el otro extremo no presenta reacción (fig. 5-18).

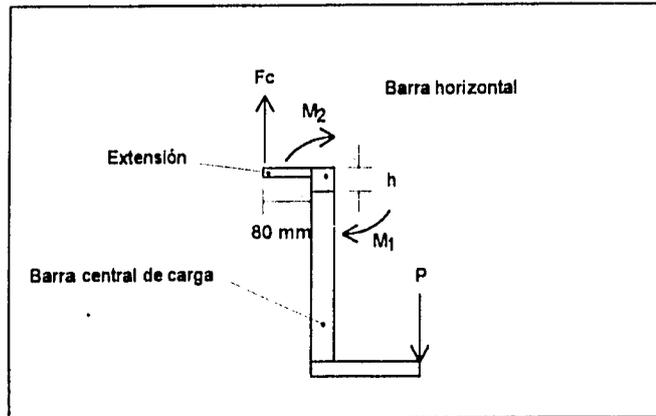


Fig. 5-17

Para que la barra soporte la torsión sin rebasar las condiciones que se especifican posteriormente se debe calcular su espesor  $h$ , pues ya se conocen las dimensiones del largo y ancho.

Dimensiones de la barra horizontal:

Largo = 490 [mm]

Ancho = 25.4 [mm]

Espesor =  $h$

La figura 5-18 muestra la barra sometida al momento torsionante y su reacción correspondiente:

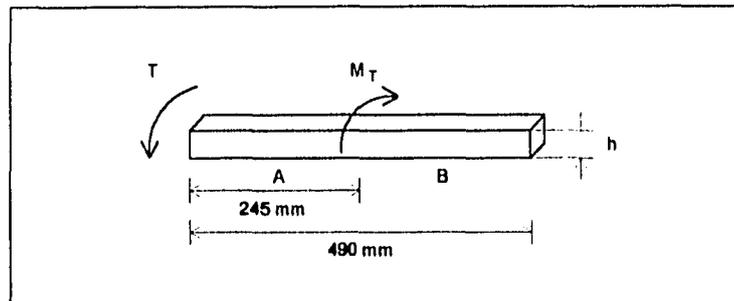


Fig. 5-18 Diagrama de cuerpo libre.

De la figura anterior se puede ver que la reacción  $T$  tiene la misma magnitud que la del momento  $M_T$ .

Donde:

$$M_T = M_1 + M_2$$

$$M_1 = 1283.75 \text{ [kg.cm]}$$

$$M_2 = Fc \cdot l ; Fc = 1.1 P , l = \text{longitud del brazo de extensión} = 80 \text{ [mm]}$$

$$= 1.1(125 \text{ kg})(8 \text{ cm})$$

$$= 1100 \text{ [kg.cm]}$$

$$M_T = 1283.75 \text{ kg.cm} + 1100 \text{ kg.cm}$$

$$T = M_T = 2383.75 \text{ [kg.cm]}$$

La fuerza del cilindro  $F_c$  se consideró como un 10 % mayor que la fuerza  $P$  porque también debe cargar la estructura del mecanismo, la cual pesa aproximadamente la décima parte de la estiba.

Analizando la sección A de la barra:

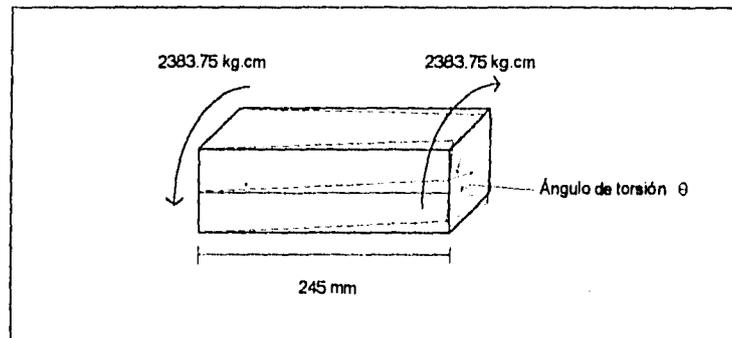


Fig. 5.19 Desplazamiento angular de la barra sometida a torsión.

El ángulo de torsión  $\theta$  mide el desplazamiento angular de la barra con respecto a la posición original que tenía antes de aplicar el momento  $M_T$ .

La torsión de las barras horizontales afecta directamente a las placas de elevación provocando que se separen entre ellas. Una distancia de separación grande puede ocasionar que la canastilla no sea recogida por las placas.

Dado lo anterior se requiere que el ángulo de torsión  $\theta$  no sea mayor de  $1^\circ$ .

Con base en las condiciones anteriores se determinará el espesor de la barra.

La siguiente ecuación relaciona las dimensiones de la barra con el momento aplicado y el ángulo de torsión:

$$\theta = \frac{TL}{C_2 ab^3 G} \quad (5.6)$$

donde:

$T$  = Momento torsionante

$L$  = Longitud de la barra

$C_2$  = Constante obtenida de la teoría de la elasticidad para barras de sección rectangular constante (ver tabla 5.1).

$b$  = espesor de la barra

$a$  = ancho

$G$  = Módulo de elasticidad en cortante del material

$\theta$  = ángulo de torsión

Tabla 5.1

a/b	C1	C2
1,0	0,208	0,141
1,2	0,219	0,166
1,5	0,231	0,196
2,0	0,246	0,229
2,5	0,258	0,249
3,0	0,267	0,263
4,0	0,282	0,281
5,0	0,291	0,291
10,0	0,312	0,312
	0,333	0,333

Como de la barra solamente se conoce el largo  $L$  y el ancho  $a$  y no se conoce el espesor  $b$ , entonces no se puede obtener el valor  $C_2$  ya que está en función de la relación  $a/b$ , para ello es necesario tener primero el valor de  $b$ , pero éste es el valor que se desea calcular.

Para utilizar la ecuación 5.6 se propondrán valores de  $b$  y con ello se obtendrá la relación  $a/b$  para buscar en la tabla el valor de  $C_2$  y con estos valores se calculará mediante la ecuación el ángulo de torsión  $\theta$ . Si el valor obtenido de  $\theta$  es muy diferente del deseado, se calculará nuevamente con otro valor de  $b$  hasta obtener un ángulo muy próximo al que se especificó:  $\theta = 1^\circ = 0.0174$  [rad].

Primeramente se comenzará con un espesor  $b$  que tenga el mismo valor que el ancho de la barra, es decir, para este caso se trata de una barra de sección cuadrada:

$$b = a = 25.4 \text{ mm}$$

de donde se obtiene la relación  $a/b = 1$

En la tabla 5.1, para un valor  $a/b=1$  se tiene que:  $C_2 = 0.1406$ .

El acero inoxidable tiene un módulo de elasticidad en cortante  $G = 7.4 \times 10^3 \text{ kg/cm}^2$  [4].

Sustituyendo valores:

$$\theta = \frac{(2383.75 \text{ kg}\cdot\text{cm})(24.5 \text{ cm})}{0.1406(2.54 \text{ cm})(2.54 \text{ cm})^3(7.4 \times 10^3 \text{ kg/cm}^2)}$$

$$\theta = 0.01348 \text{ [rad]}$$

El ángulo obtenido resultó ser menor que el especificado pero con un valor muy cercano, por lo tanto, se elegirá la barra con el espesor  $b$  propuesto.

Se requiere comprobar que los esfuerzos cortantes generados en la barra por la torsión no superen el límite de fluencia en cortante del material.

Para calcular el esfuerzo cortante máximo se utiliza la siguiente relación:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{T}{C_1 ab^2}$$

donde:

$\tau_{\text{máx}}$  = Esfuerzo cortante máximo

$C_1$  = Constante obtenida de la teoría de la elasticidad para barras de sección rectangular constante (ver tabla 5.1).

Para la relación  $a/b = 1$ , en la tabla 5.1 se tiene que  $C_1 = 0.208$ .

Sustituyendo valores:

$$\begin{aligned} \tau_{\text{máx}} &= \frac{2383.75 \text{ kg.cm}}{0.208(2.54 \text{ cm})^2} \\ &= 699.35 \text{ [kg/cm}^2\text{]} \end{aligned}$$

El límite de fluencia en cortante del acero inoxidable es 1546 [kg/cm<sup>2</sup>] [4], como el esfuerzo cortante máximo resultó ser menor, se asegura que la barra resistirá la torsión sin fallar por fractura.

## CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS

Los cilindros neumáticos levantarán la estructura del sistema de elevación junto con la estiba de siete canastillas. Para poder determinar sus dimensiones, es necesario conocer primero el peso que deberán cargar, así que se calculará el peso de la estructura pues ya se conoce el de la estiba.

El peso de la estructura se puede obtener conociendo el peso específico del acero inoxidable multiplicado por el volumen de la estructura.

$$P = \gamma \cdot V$$

Donde:

$P$  = peso de la estructura

$\gamma$  = peso específico del acero inoxidable = 8.027 [g/cm<sup>3</sup>]

$V$  = volumen de la estructura = [2757 cm<sup>3</sup>]

sustituyendo valores:

$$\begin{aligned} P &= (8.027\text{g/cm}^3)(2757\text{cm}^3) \\ &= 22130.5 \text{ [g]} = 22.13 \text{ [kg]} \end{aligned}$$

El peso total que levantarán ambos cilindros es igual a la suma del peso de la estiba más el de la estructura:

$$\begin{aligned} P_{tot} &= 250 \text{ kg} + 22.13 \text{ kg} \\ &= 272.13 \text{ [kg]} \end{aligned}$$

Por lo tanto cada cilindro levantará 136.1 [kg]

Para elegir los cilindros neumáticos, además de la carga también se debe conocer la presión de la red neumática y con ambos datos se puede calcular el diámetro del cilindro.

Como en este caso el cilindro realiza el trabajo en la carrera de retorno, para calcular su diámetro se empleará la expresión 4.2 :

$$F = P(A - A_v) - Fr$$

donde:

$F$  = Fuerza requerida = 136.1 [kg]

$A$  = Superficie del émbolo

$A_v$  = Superficie del vástago

$P$  = Presión de trabajo;  $P = 4.07$  [kg/cm<sup>2</sup>], (60 lb)

$Fr$  = Fuerza de fricción (10%  $F$ )

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad ; \quad A_v = \frac{\pi d^2}{4}$$

donde:

$D$  = Diámetro del émbolo

$d$  = diámetro del vástago

sustituyendo en la ec. 4.2:

$$F = (D^2 - d^2) \frac{\pi P}{4} - Fr$$

despejando  $D$ :

$$D = \left[ \frac{4(F + Fr)}{\pi P} + d^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Considerando un diámetro de vástago  $d = 25$  [mm].

Sustituyendo valores:

$$D = \left[ \frac{4(136.1kg + 0.1(136.1kg))}{\pi(4.07kg/cm^2)} + (2.5cm)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$
$$= 7.28 \text{ [cm]} = 72.8 \text{ [mm]}$$

Las dimensiones de los cilindros serán:

Diámetro: 72.8 [mm]

Carrera: 370 [mm]

El cilindro neumático comercial que cumple con las características anteriores tiene las siguientes dimensiones:

Diámetro: 80 [mm]

Carrera: 400 [mm]

## CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA PLACA SOPORTE

Los cilindros neumáticos del sistema de elevación deben instalarse sobre las placas soporte, las cuales se colocan en los costados de la máquina y se unen con los rieles como se muestra en la figura 5-20.

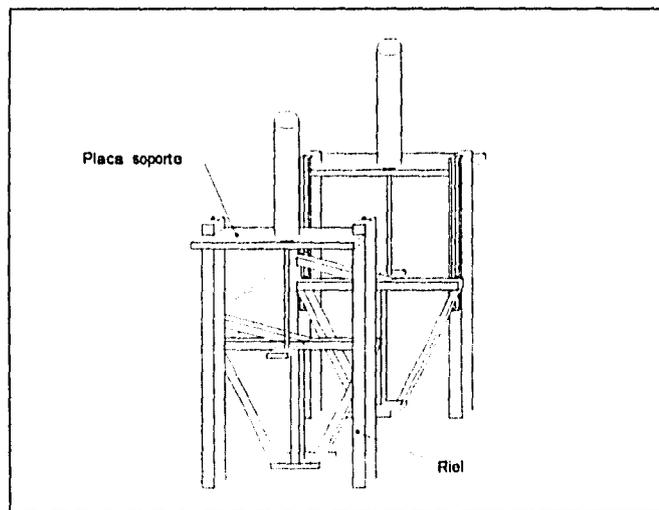


Fig. 5-20

Las placas deberán soportar la carga que levantarán los cilindros más el peso de los propios cilindros, el cual es aproximadamente de 10 [kg] c/u.

Cada placa cargará:  $136.1 \text{ kg} + 10 \text{ kg} = 146.1 \text{ [kg]}$ .

La figura 5-21 muestra la placa soporte sometida a la carga  $P$ .

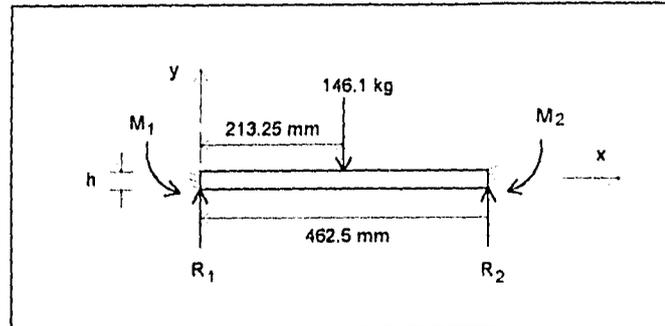


Fig. 5-21 Diagrama de cuerpo libre.

La carga aplicada a la placa provoca que ésta se flexione, se requiere que dicha flexión sea mínima para evitar que las canastillas al ser levantadas no accionen el mecanismo de retención.

Por lo anterior se especifica que la flexión máxima de la placa no sea mayor de  $1 \text{ [mm]}$ .

Dimensiones de la placa:

Largo:  $426.5 \text{ [mm]}$

Ancho:  $101.6 \text{ [mm]}$

Espesor:  $h$

Se debe hacer notar que la placa soporte tendrá un agujero por el cual pasará la nariz del cilindro. Dicho agujero ocasiona que disminuya la resistencia del material por reducir el área de la sección transversal de la placa, lo cual provoca que se concentren en esa sección los esfuerzos producidos por la flexión (fig. 5-22).

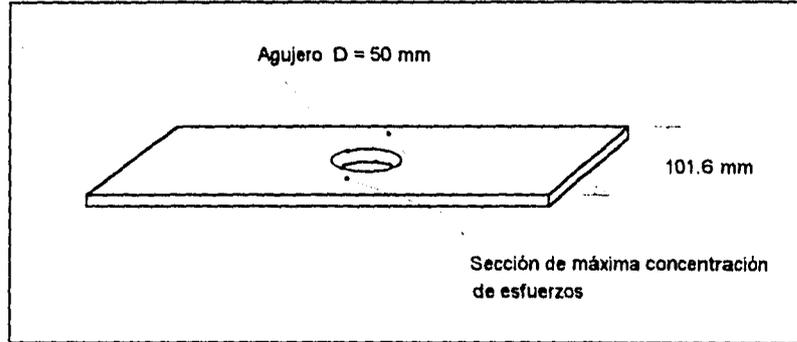


Fig. 5-22 Placa soporte.

Por lo anterior, para realizar los cálculos se considerará que la placa tiene un ancho igual al de la sección de la placa en donde se concentran los esfuerzos. La cual es igual al ancho de la placa menos el diámetro del agujero;  $b = 101.6 \text{ mm} - 50 \text{ mm} = 51.6 \text{ mm}$ .

Para calcular el espesor de la placa soporte se empleará la siguiente ecuación de curva elástica para una viga empotrada en ambos extremos:

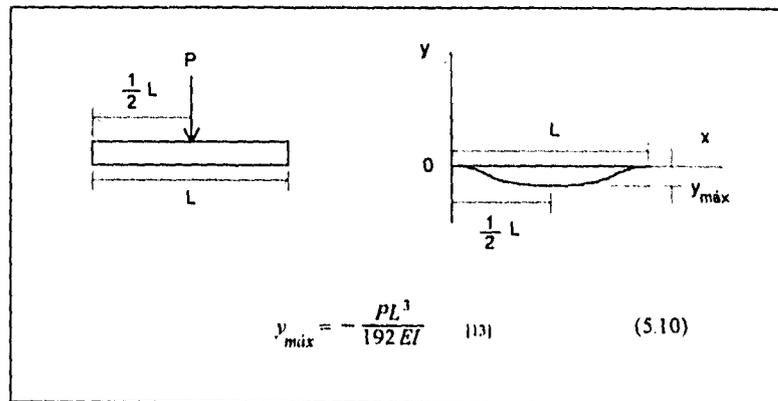


Fig. 5-23

Sustituyendo la ec. 5.2 en la 5.10:

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{P}{16Eb} \left( \frac{L}{h} \right)^3$$

despejando  $h$ :

$$h = \frac{L}{\left( \frac{16Eby_{m\acute{a}x}}{P} \right)^{\frac{1}{3}}}$$

sustituyendo valores:

$$h = \frac{42.65\text{cm}}{\left( \frac{16(1.9 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2)(5.16\text{cm})(-0.1\text{cm})}{146.1\text{kg}} \right)^{\frac{1}{3}}}$$

$$= 0.897 \text{ [cm]} = 8.97 \text{ [mm]}$$

Para comprobar que el esfuerzo normal máximo que se genera en la placa por la flexión no sobrepase al máximo esfuerzo permitido ( $1722.52 \text{ [kg/cm}^2]$ ), se utilizará nuevamente la ecuación 5.5:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{6M}{bh^2}$$

Para este caso se tiene que:

$$M = \frac{PL}{8} \quad [13]$$

sustituyendo en la ec. 5.5:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{3PL}{4bh^2}$$

sustituyendo valores:

$$\begin{aligned}\sigma_{m\acute{a}x} &= \frac{3(146.1\text{kg})(42.65\text{cm})}{4(5.16\text{cm})(0.897\text{cm})^2} \\ &= 1125.63 \text{ [kg/cm}^2\text{]}\end{aligned}$$

En este caso el esfuerzo normal máximo generado en la placa resultó ser menor que el esfuerzo máximo permitido, por lo tanto, se asegura que podra soportar la carga sin fallar.

# 6

## Sistema de retención

---

### 6.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

Cuando se eleva una canastilla dentro de la máquina es necesario mantenerla en esa posición por medio de un mecanismo de retención, lo cual permite que el sistema de elevación quede libre para subir la siguiente canastilla. Al entrar la siguiente, el mecanismo libera la canastilla que sostiene dejándola caer sobre la otra, entonces el sistema de elevación levanta ambas canastillas que serán sujetadas por el mecanismo de retención. Esta operación se repetirá hasta completar la estiba.

### ESPECIFICACIONES

El diseño debe cumplir con las siguientes características:

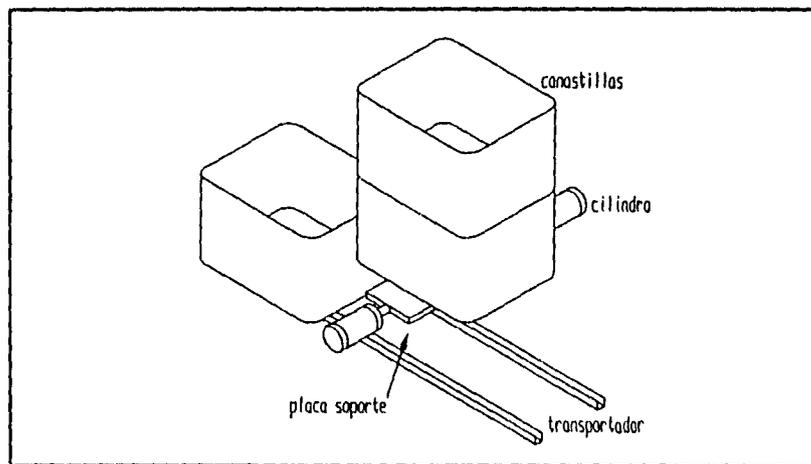
- Debe soportar el peso de siete canastillas.
- Ocupar el menos espacio posible.
- Debe tener resistencia a la corrosión.
- Mantenimiento mínimo.
- Diseño sencillo y pocos elementos.
- Maltrato mínimo de las canastillas.

## 6.2 ALTERNATIVAS PARA EL SISTEMA

### ALTERNATIVA 1

#### *Descripción*

Se tienen dos cilindros a los costados de la estructura de la máquina que introducen dos placas en forma de "C" por debajo de la canastilla en cuanto ha sido elevada.



**Fig. 6-1** Mecanismo con dos placas.

#### *Ventajas*

- Diseño simple, con pocos elementos
- Mantenimiento bajo y sencillo

## ALTERNATIVA 2

*Descripción*

Este sistema cuenta con dos cilindros en cada costado de la torre de estibamiento, que accionan unos pernos que soportan la canastilla en cada esquina.

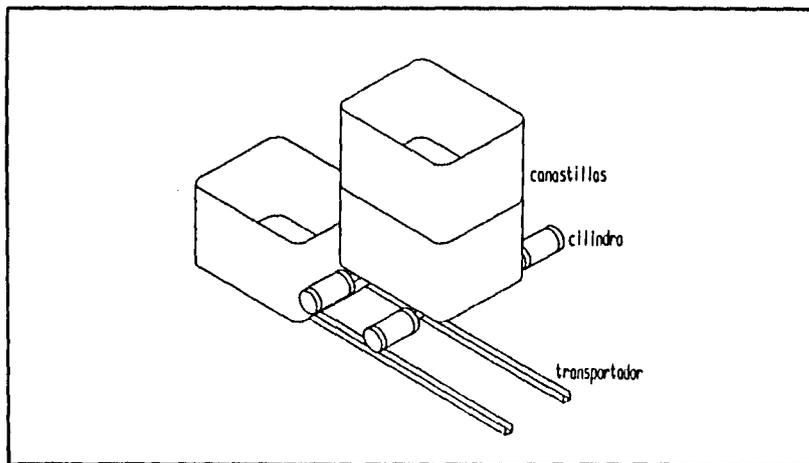


Fig. 6-2 Retención de las canastillas por medio de pernos.

*Ventajas*

- Diseño muy sencillo
- Muy fácil mantenimiento
- Requiere de muy poco material para su construcción

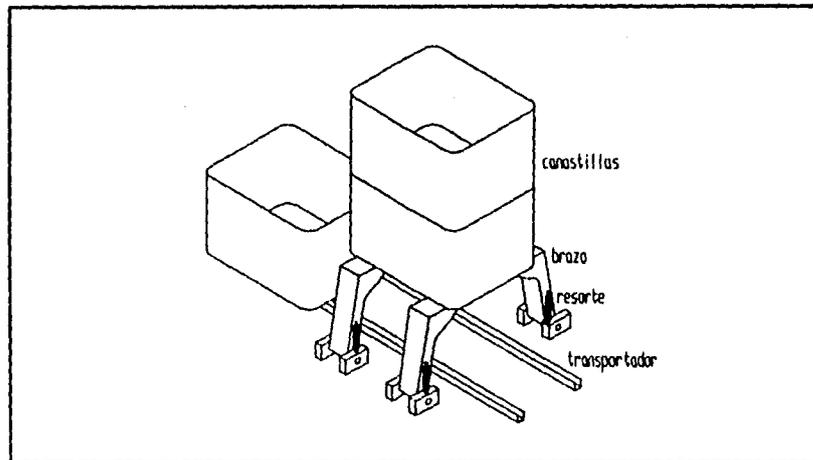
*Desventajas*

- Ocupa mucho equipo neumático para su operación.

## ALTERNATIVA 3

*Descripción*

Este sistema cuenta con cuatro brazos pivoteados en un extremo. La canastilla al ser elevada empuja los brazos hacia afuera y al alcanzar su altura máxima, los brazos regresan a su posición original por la acción de unos resortes permitiendo que la canastilla se apoye sobre ellos.



**Fig. 6-3** Mecanismo de brazos pivoteados.

*Ventajas*

- No requiere de equipo neumático para su operación
- Mantenimiento sencillo y casi nulo
- Mecanismo muy sencillo y de fácil fabricación.
- Requiere de muy pocos materiales.

## ALTERNATIVA 4

*Descripción*

En este mecanismo se tienen cuatro palancas giratorias que son accionadas por cilindros neumáticos. Antes de elevarse la caja se abren las palancas dejándole el paso libre hasta que llega a la altura máxima. Las palancas se cierran y las canastillas se apoyan sobre éstas.

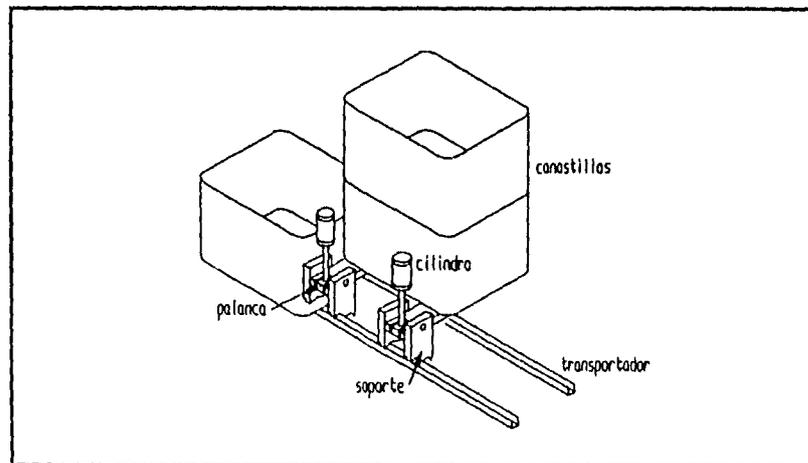


Fig. 6-4 Retención por medio de palancas giratorias.

*Ventajas*

- Mecanismos de fácil construcción.
- Bajo mantenimiento.

*Desventajas*

- Ocupa mucho equipo neumático para su operación.

## ALTERNATIVA 5

En esta alternativa se cuenta con cuatro pasadores con resortes. Al subir la canastilla empuja los pasadores hacia dentro al pasar y cuando llega a su altura máxima los pasadores, vuelven a salir y las canastillas se apoyan sobre ellos.

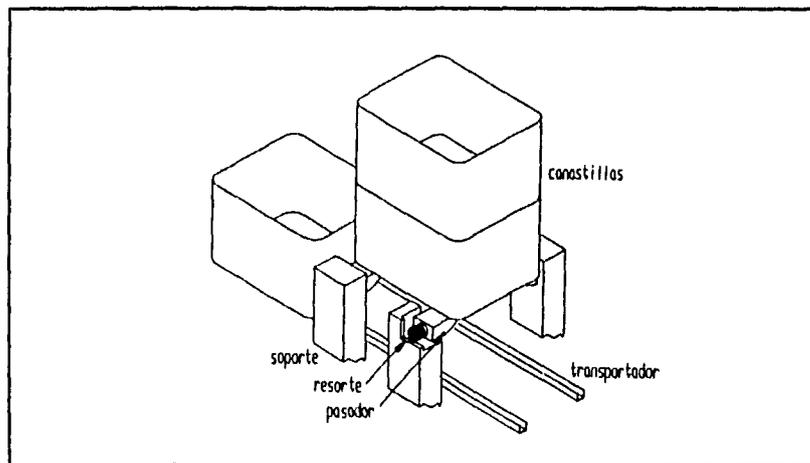


Fig. 6-5 Mecanismo con pasadores accionados por resortes.

*Ventajas*

- No requiere de equipo neumático para su operación.
- Mantenimiento sencillo y bajo.
- Mecanismo muy sencillo.
- Requiere de muy pocos materiales para su fabricación.

SISTEMA DE RETENCION						
MATRIZ DE DECISION	ESPACIO 5%	CONFIABILIDAD 40%	MANTENIMIENTO 25%	SENCILLEZ 20%	COSTO 10%	TOTAL
<b>Alternativa 1</b> <i>Dos placas</i>	25% 1.25 pts	80% 36.00 pts	75% 18.75 pts	75% 15.00 pts	80% 9.00 pts	<b>80.00 pts</b>
<b>Alternativa 2</b> <i>Cuatro pernos</i>	80% 4.50 pts	80% 36.00 pts	75% 18.75 pts	80% 18.00 pts	75% 7.50 pts	<b>84.75 pts</b>
<b>Alternativa 3</b> <i>Brazos pivoteados</i>	100% 5.00 pts	100% 40.00 pts	100% 25.00 pts	100% 20.00 pts	100% 10.00 pts	<b>100.00 pts</b>
<b>Alternativa 4</b> <i>Palancas giratorias</i>	80% 4.50 pts	50% 20.00 pts	75% 18.75 pts	80% 10.00 pts	80% 5.00 pts	<b>57.75 pts</b>
<b>Alternativa 5</b> <i>Pernos con resorte</i>	100% 5.00 pts	100% 40.00 pts	100% 25.00 pts	80% 18.00 pts	80% 9.00 pts	<b>97.00 pts</b>

100 % Satisfacción completa, 80 % Satisfacción suficiente, 75 % Satisfacción considerable, 50 % Satisfacción moderada, 25 % Satisfacción menor  
10 % Satisfacción mínima, 0 % No satisfactoria.

### 6.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

Las alternativas propuestas para el sistema de retención fueron evaluadas en la matriz de decisión.

De la matriz de decisión, la alternativa que satisface totalmente los criterios de diseño es la número 3, por lo tanto será la que se empleará en el diseño de la máquina.

#### DESCRIPCIÓN

La alternativa seleccionada para este sistema se muestra en la figura 6-6.

El mecanismo consta de cuatro palancas formadas por barras de sección cuadrada, las cuales se colocan en la máquina de manera que las esquinas de las canastillas queden apoyadas sobre ellas. Cada barra cuenta con una placa de apoyo en su extremo superior. Su extremo inferior se une con la base por medio de un perno que le permite girar. Se coloca un resorte en cada palanca para regresarlas a su posición inicial cada vez que sean empujadas por las canastillas que estén siendo levantadas.

Para la fabricación de este mecanismo se utilizará acero inoxidable.

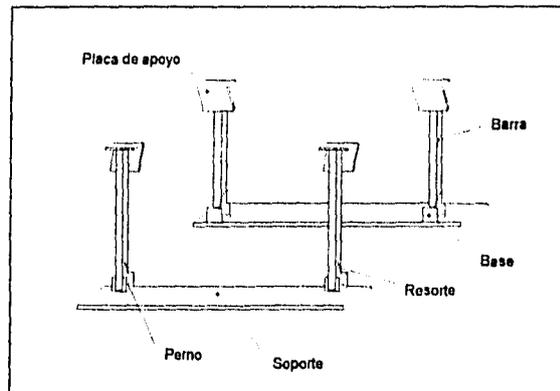


Fig. 6-6 Alternativa seleccionada.

Para este mecanismo las barras que se emplearán para las palancas serán de sección cuadrada. Como el peso que cargará cada una es la cuarta parte del peso de la estiba y los momentos flexionantes son mínimos, las barras serán de 1 [pulg] por lado, lo cual permite dar homogeneidad a la máquina.

Esto se justifica también por el hecho de que dichas barras tienen una longitud muy cercana a la de las barras centrales de carga del sistema de elevación, y éstas últimas se someten a condiciones de carga y flexión mucho mayores.

# 7

## Sistema de liberación

---

### 7.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

Este sistema detiene y guía las canastillas que van llegando al área de elevación para ser apiladas. En cuanto entra la primera canastilla a la máquina, un mecanismo impide que siga avanzando por el transportador, para que pueda ser elevada y así ir formando la estiba conforme llegan las demás. Una vez que se han estibado el número de canastillas requerido, el sistema las libera para que sigan su recorrido por el transportador.

### ESPECIFICACIONES

Las alternativas del sistema deberán cubrir en mayor medida las especificaciones siguientes:

- Diseño sencillo y de pocos elementos.
- Mantenimiento bajo y fácil.
- Tener resistencia a la corrosión.
- Ocupar el menor espacio posible.

## 7.2 ALTERNATIVAS PARA EL SISTEMA

### ALTERNATIVA I

#### Descripción

En este sistema se tienen dos puertas las cuales son accionadas por un cilindro neumático mediante dos barras acopladas, todo esto colocado en la parte superior.

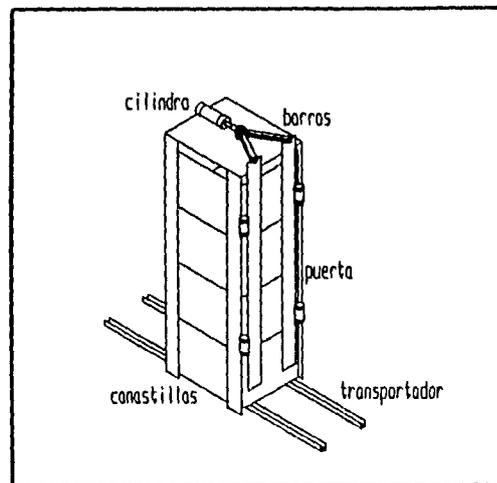


Fig. 7-1 Sistema de barras acopladas.

#### Ventajas

- Mecanismo simple y de pocos elementos.
- Bajo mantenimiento.

#### Desventajas

- El número de canastillas estibadas queda limitado por la altura a la que se encuentra el mecanismo.
- Ocupa mucho material para su construcción.

## ALTERNATIVA 2

*Descripción*

En esta alternativa cada puerta se acciona por un cilindro, uno de sus extremos está pivotado a la puerta y el otro a una barra estructural de la máquina.

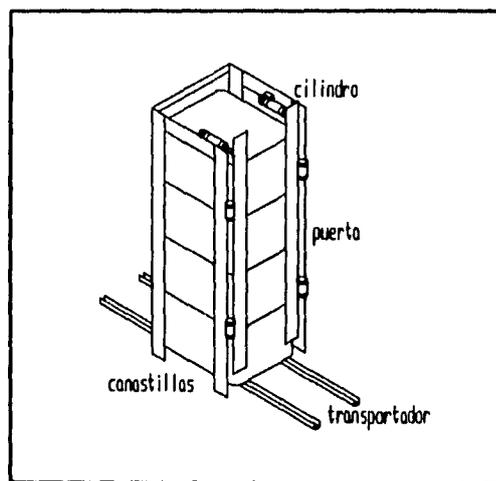


Fig. 7-2 Sistema de puertas accionadas por un cilindro cada una.

*Ventajas*

- Mecanismo simple.
- Bajo mantenimiento.
- Ocupa poco espacio.
- Permite estibar cualquier número de canastillas.

## ALTERNATIVA 3

*Descripción*

Esta alternativa consta de dos puertas que se deslizan sobre un riel lateralmente. Se mueven por la acción de un cilindro neumático.

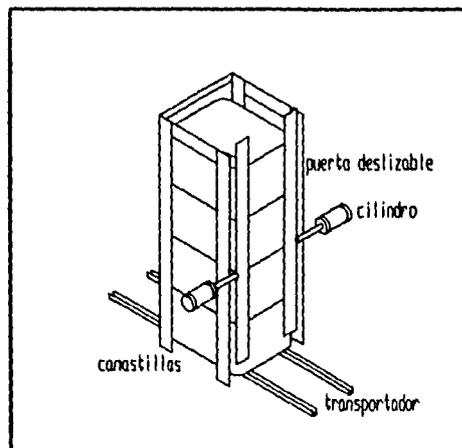


Fig. 7-3 Sistema de puertas corredizas.

*Ventajas*

- Permite estibar cualquier número de canastillas.
- Mantenimiento bajo.

*Desventajas*

- Requiere de varios elementos.
- Ocupa mucho espacio lateral.

## ALTERNATIVA 4

*Descripción*

En este sistema se tienen dos puertas que se cierran por la acción de resortes, y un seguro actuado por un solenoide impide que se abran. Al tener la estiba de cajas completa el seguro se retira y las propias cajas llevadas por el transportador abren las puertas, venciendo la fuerza del resorte.

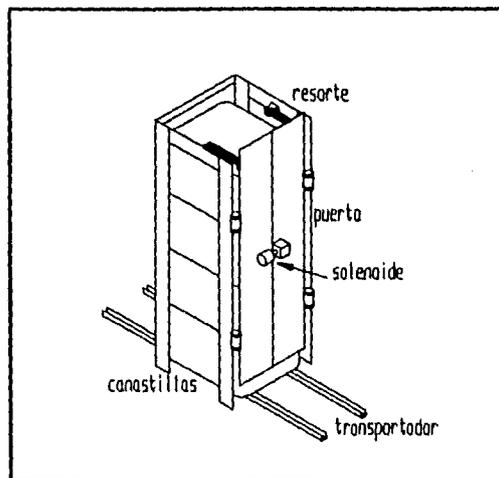


Fig. 7-4 Sistema de puertas con seguro accionado por solenoide.

*Ventajas*

- Requiere de poco equipo.
- Ocupa poco espacio.
- Mantenimiento mínimo.
- Diseño sencillo.

## ALTERNATIVA 5

*Descripción*

En esta alternativa se cuenta con una sola puerta que se mantiene cerrada por un resorte y un seguro actuado por un solenoide. Al tener la estiba completa, el solenoide libera el seguro permitiendo a las canastillas avanzar por el transportador al empujar la puerta y vencer la fuerza del resorte.

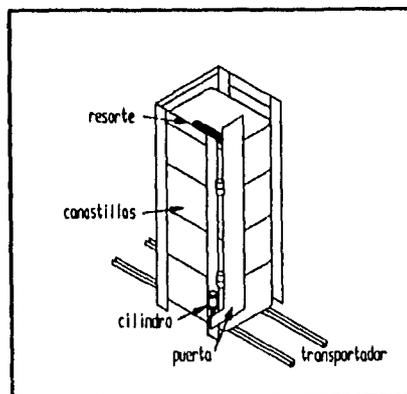


Fig. 7-5 Sistema de una sola puerta con seguro accionado por solenoide y resorte.

*Ventajas*

- Diseño sencillo y con pocos elementos.
- Ocupa poco espacio.
- Requiere bajo mantenimiento .
- Permite estibar cualquier número de canastillas.

### SISTEMA DE LIBERACION

MATRIZ DE DECISION	Especio 15%	Confiablez 35%	Mantenimiento 15%	Seguridad 25%	Costo 10%	TOTAL
<b>Alternativa 1</b> <i>Barrae acciades</i>	50% 7.50 ptoe	100% 35.00 ptoe	75% 10.75 ptoe	80% 22.50 ptoe	80% 9.00 ptoe	<b>84.75 ptoe</b>
<b>Alternativa 2</b> <i>Puente con cilindro</i>	80% 13.50 ptoe	80% 31.50 ptoe	75% 10.75 ptoe	80% 22.50 ptoe	80% 9.00 ptoe	<b>87.25 ptoe</b>
<b>Alternativa 3</b> <i>Puente corredize</i>	75% 10.75 ptoe	100% 35.00 ptoe	75% 10.75 ptoe	75% 18.75 ptoe	75% 7.50 ptoe	<b>82.75 ptoe</b>
<b>Alternativa 4</b> <i>Puente con solenoide</i>	80% 13.50 ptoe	100% 35.00 ptoe	100% 15.00 ptoe	80% 22.50 ptoe	80% 9.00 ptoe	<b>85.00 ptoe</b>
<b>Alternativa 5</b> <i>Una puerta</i>	100% 15.00 ptoe	100% 35.00 ptoe	100% 15.00 ptoe	80% 22.50 ptoe	80% 9.00 ptoe	<b>86.50 ptoe</b>

100% Satisfacción completa, 90% Satisfacción excelente, 75% Satisfacción superior, 50% Satisfacción regular, 25% Satisfacción mala.  
10% Satisfacción mínima, 0% No satisfactoria.

### 7.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

Con base en la matriz de decisión y un análisis de las alternativas, se selecciona la alternativa 2. Se tienen tres alternativas con puntuación casi idéntica en la matriz de decisión, sin embargo las alternativas 4 y 5 implican el uso de un solenoide que presenta inconvenientes como protegerlo de las salpicaduras del agua mediante una caja, además la corriente que utiliza es elevada lo que implica el uso de un relevador para poder acoplarlo con el controlador. Debido a lo anterior y para mantener la unidad en la máquina se empleará la alternativa 2, que utiliza cilindros neumáticos y presenta buena confiabilidad.

#### DESCRIPCIÓN

El mecanismo consta de dos puertas de placa de acero inoxidable, que sirven para impedir que las canastillas salgan de la máquina cuando se estiban y también como guía de las mismas al estibarse. Las puertas llevan bisagras soldadas a la estructura de la máquina permitiendo que se abran y cierren por la acción de unos cilindros que tienen acoplados. Los cilindros están pivoteados en el extremo posterior y en el vástago, acoplados a una placa que forma parte de la estructura de la máquina y a la puerta respectivamente. Las puertas se mantienen cerradas durante el estibamiento de las canastillas, una vez completada la estiba, los cilindros abren las puertas permitiendo que se vayan por el transportador cerrándolas una vez que las canastillas terminan de salir de la máquina y comenzando así una nueva estiba.

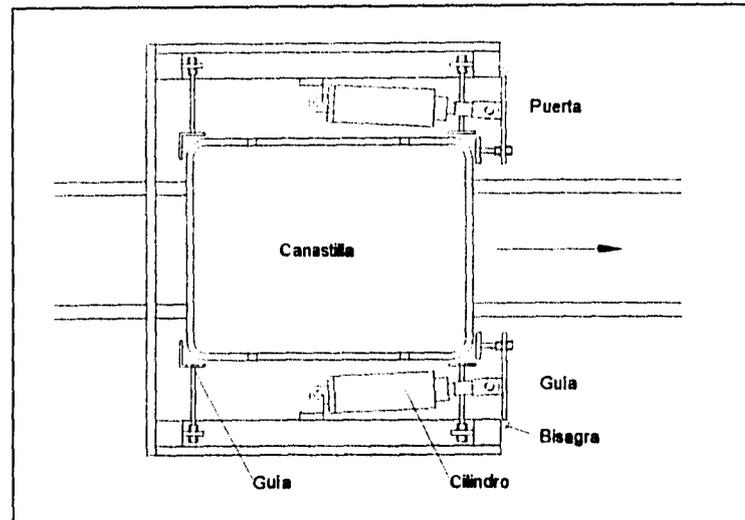


Fig. 7-6 Vista superior del sistema de liberación.

#### 7.4 MEMORIA DE CÁLCULO

Una vez que se tiene la configuración del sistema de liberación se procede a calcular las fuerzas que ejercen las canastillas sobre las puertas para así determinar el diámetro del cilindro neumático que las accionará.

La fuerza de mayor magnitud se tiene cuando no existe canastilla por estibar, entonces el sistema de paro no detiene la canastilla que viene por el transportador y entra a la máquina deteniéndose al chocar con las puertas del sistema de liberación, las cuales tienden a abrirse ejerciendo una fuerza sobre los cilindros que las accionan por lo que es necesario calcular la fuerza que debe ejercer el cilindro para no permitir que las puertas se abran demasiado y la canastilla salga de la máquina.

## CÁLCULO DE LA FUERZA QUE EJERCE UNA CANASTILLA AL DETENERSE

Para el cálculo de la fuerza que tiene que soportar el cilindro para no permitir que las puertas se abran más de una distancia dada al impactarse una canastilla, se empleará el concepto del trabajo y la energía. De forma similar a lo efectuado en la sección 4.4 partiremos de que la energía cinética que posee la canastilla al viajar por el transportador (estado inicial 1), más el trabajo realizado sobre ella conforme se mueve, es igual a la energía cinética final (estado 2) donde se encuentra detenida al chocar con las puertas. Se considera que toda la energía cinética es transferida al cilindro, el cual produce un trabajo al aplicársele una fuerza en el vástago y desplazarse una distancia.

La fuerza normal que ejerce la canastilla debida a su peso produce una fuerza de fricción con el transportador que al aplicarse sobre la puerta y abrirla una distancia ( $s$ ) también produce trabajo (figura 7-7).

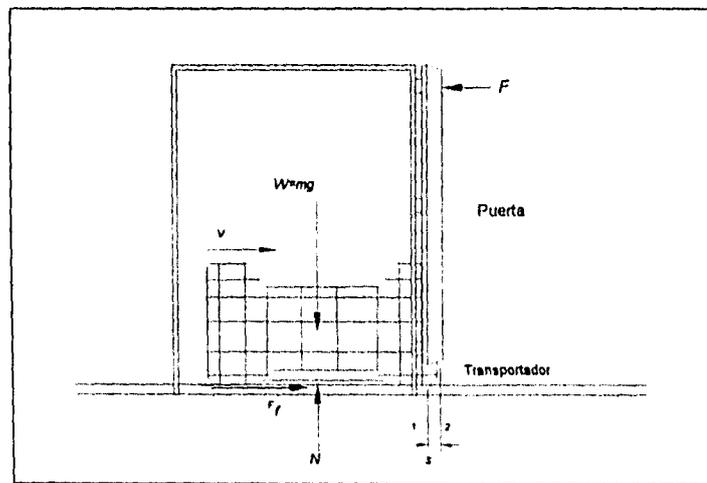


Fig. 7-7 Canastilla al detenerse con las puertas.

El concepto del trabajo y la energía se expresa mediante:

$$\frac{1}{2}mv_1^2 + \sum T_{1-2} = \frac{1}{2}mv_2^2 \quad (4.1)$$

quedando como:

$$\frac{1}{2}mv_1^2 + T_f - T_c = \frac{1}{2}mv_2^2 \quad (7.1)$$

donde  $T_f$  es el trabajo realizado por la fuerza de fricción entre la canastilla y el transportador, y  $T_c$  es el trabajo que realiza el cilindro.

El trabajo realizado por el cilindro esta dado por:

$$T_c = F_c x \quad (7.2)$$

donde  $F_c$  es la fuerza del cilindro y  $x$  es la distancia que se desplaza el vástago del cilindro al momento que se abre un poco la puerta debido al choque de la canastilla.

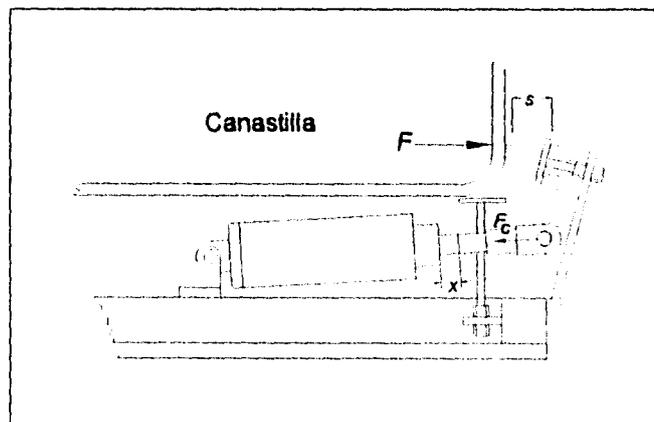


Figura 7-8 Trabajo realizado por el cilindro para detener la canastilla.

Las puertas no deben abrir más de 10 [mm], para los calculos se considera que la puerta abrirá 7.5 [mm] como máximo cuando golpea la canastilla, esto implica que el vástago del cilindro se desplace aproximadamente 2.63 [mm], suponiendo que el cilindro se encuentra perpendicular a la puerta.

El trabajo producido por la fuerza de fricción esta dado por :

$$T_f = F_f s \quad (7.3)$$

de la figura 7-7 obtenemos:

$$F_f = \mu_k N$$

sustituyendo  $F_f$  en la ec. (7.3) queda:

$$T_f = \mu_k N s \quad (7.4)$$

Aplicando las ecuaciones obtenidas para el trabajo (7.2) y (7.4) en el balance de energía ec. (7.1) obtenemos:

$$\frac{1}{2} m v_1^2 + \mu_k N s - F_c x = \frac{1}{2} m v_2^2$$

Como se poseen dos cilindros en el sistema la ecuación anterior queda:

$$\frac{1}{2} m v_1^2 + \mu_k N s - 2 F_c x = \frac{1}{2} m v_2^2$$

Debido a que la canastilla pierde toda su energía cinética al detenerse  $v_2 = 0$ , tenemos:

$$\frac{1}{2} m v_1^2 + \mu_k N s - 2 F_c x = 0$$

donde:	$F_c$ = fuerza aplicada	= ?
	$m$ = masa de la canastilla	= 22.9 [kg]
	$v_1$ = velocidad de la canastilla	= 0.406 [m/s]
	$s$ = distancia de frenado	= 7.5 [mm]
	$x$ = desplazamiento del vástago	= 2.63 [mm]
	$\mu_k$ = coeficiente de fricción	= 0.1 [3]
	$N$ = fuerza normal	= $mg$

despejando la fuerza del cilindro  $F_c$  tenemos:

$$F_c = \frac{\frac{1}{2}mv_i^2 + \mu Ns}{2x}$$

sustituyendo valores tenemos:

$$F_c = \frac{\frac{1}{2}(22.9 \text{ kg})(0.406 \text{ m/s})^2 + 0.1(22.9 \text{ kg})(9.81 \text{ m/s}^2)(0.0075 \text{ m})}{2(0.00263 \text{ m})}$$

$$F_c = 390.85 \text{ [N]}$$

$$F_c = 39.84 \text{ [kgf]}$$

### CÁLCULO DEL CILINDRO NEUMÁTICO

Para calcular el diámetro del cilindro utilizaremos la fórmula para un cilindro de doble efecto y trabajando en retroceso, lo cual se realiza mediante la expresión:

$$F = P(A - A_v) - F_r \tag{2.4}$$

donde:

- $F$  = fuerza del cilindro =  $F_c$
- $P$  = presión del aire = 4 [bar]  $\approx$  60 [psi]
- $A$  = área del émbolo =  $\pi D^2/4$
- $A_v$  = área del vástago =  $\pi(D^2 - d^2)/4$
- $F_r$  = fuerza de rozamiento = 10%  $F$
- $D$  = diámetro del émbolo = ?

sustituyendo el área en la expresión (2.4) obtenemos:

$$F = P \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} - F_r$$

despejando el diámetro del émbolo  $D$ :

$$D = \sqrt{\frac{4(F + F_r)}{P\pi} + d^2}$$

Observando en los manuales tenemos que para cilindros que ejercen una fuerza de 500 N tienen un diámetro de vástago  $d = 16$  mm.

Sustituyendo valores:

$$D = \sqrt{\frac{4(390.85 \text{ N} + 39.08 \text{ N})}{400000 \text{ Pa} \times \pi} + (0.016 \text{ m})^2}$$

$$D = 0.0403 \text{ [m]}$$

$$D = 40.32 \text{ [mm]}$$

El diámetro comercial en cilindros es de 40 mm.

# 8

## Sistema de control

---

### 8.1 INTRODUCCIÓN

La máquina estibadora realiza cuatro funciones principales, paro, elevación, retención y liberación. Los sistemas son independientes pero deben coordinarse para que la máquina estibadora realice la operación de estibamiento en forma eficiente, siendo ésta la función del sistema de control.

Como primer paso para el control, está la adquisición de información sobre el medio que rodea a la máquina mediante los dispositivos de entrada; acto seguido, deben procesarse los datos obtenidos de acuerdo con un patrón preestablecido para después modificar el estado de los dispositivos de salida, obteniendo de ésta forma una respuesta para las condiciones requeridas del proceso.

Existen diversos tipos de control con características que los hacen excelentes de acuerdo con cierto tipo de criterios de diseño y restricciones. Algunos poseen larga vida útil, resistencia a la humedad, otros son ideales para ambientes de alto riesgo de explosión y no faltarán los de bajo costo, pero existe uno que se puede considerar el más apropiado para una aplicación específica.

En el presente capítulo, primero se evaluarán diversos tipos de control con el objeto de encontrar el que mejor cumpla con las condiciones de operación, en el siguiente paso se establecen las características de los dispositivos que integran al sistema basándose en las especificaciones planteadas en el capítulo 3 junto con el algoritmo de funcionamiento y las condiciones de seguridad para el funcionamiento óptimo de la máquina en condiciones normales de operación.

### ESPECIFICACIONES

Las alternativas del sistema deberán cumplir las especificaciones siguientes:

- Permitirá variar el número de canastillas a estibar (de 5 a 7).
- Ocupar el menor espacio posible y estar integrado a la máquina.
- Altamente confiable.
- Mantenimiento bajo.
- Resistente a la humedad.
- Alta velocidad de respuesta.

## 8.2 ALTERNATIVAS PARA EL SISTEMA

### ALTERNATIVA 1 CONTROL ELÉCTRICO

#### *Descripción*

En este tipo de control se emplean interruptores eléctricos (microswitch) para detectar las posiciones de los elementos de la máquina. Dichos interruptores se conectan entre sí, ya sea en paralelo o en serie, en posición normalmente abiertos o normalmente cerrados formando un circuito lógico que mandará señales a los dispositivos que operan la máquina. El diagrama eléctrico básico de este control se ilustra en la siguiente figura.

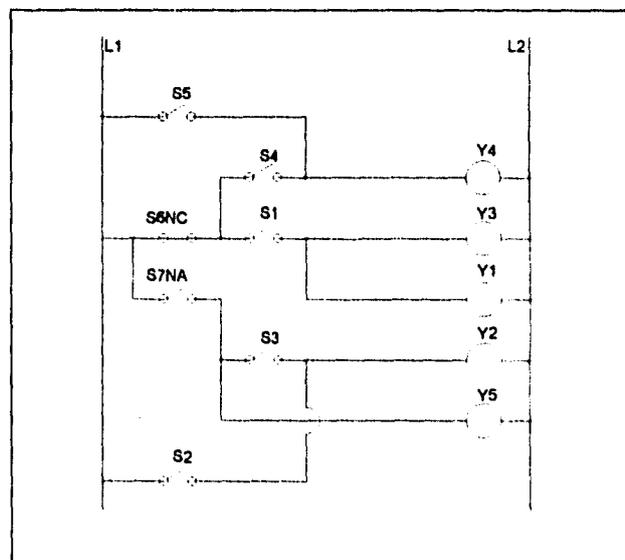


Fig. 8-1 Diagrama de control eléctrico.

Las funciones de los elementos del diagrama son las siguientes:

Clave	Elemento	Función
S1	Microswitch	Detectar cuando la canastilla está en posición para elevación.
S2	Microswitch	Detectar la altura máxima de elevación de la canastilla.
S3	Microswitch	Detectar cuando se ha liberado el sistema de retención.
S4	Microswitch	Detectar cuando el sistema de elevación ha bajado.
S5	Microswitch	Detectar cuando la puerta se ha cerrado.
S6NC	Microswitch	Detectar la canastilla superior de la estiba.
S6NA	Microswitch	Detectar la canastilla superior de la estiba.
Y1	Solenoides de electroválvula.	Extender los cilindros de elevación.
Y2	Solenoides de electroválvula.	Retraer los cilindros de elevación.
Y3	Solenoides de electroválvula.	Extender los cilindros de freno.
Y4	Solenoides de electroválvula.	Retraer los cilindros de freno.
Y5	Solenoides de electroválvula.	Extender los cilindros de puertas.

Para definir el número máximo de canastillas por estiba, se coloca un interruptor en una barra ajustable a la altura que alcanzan las canastillas estibadas dentro de la máquina como se muestra en la siguiente figura.

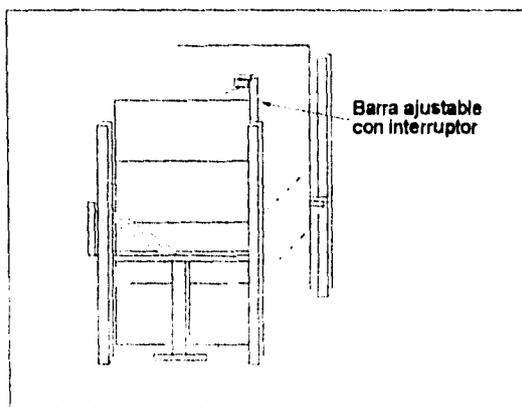


Fig. 8-2 Barra ajustable para fijar el interruptor.

*Ventajas*

- Bajo costo.
- Fácil mantenimiento.
- Bajo consumo de energía.

*Desventajas*

- Circuito complejo.
- Ajuste del número de canastillas por estiba poco práctico.
- Mantenimiento constante.
- Baja resistencia a la humedad.

ALTERNATIVA 2  
CONTROL NEUMÁTICO

*Descripción*

En este tipo de control se emplean válvulas de 3 vías con accionamiento mecánico para detectar las posiciones de los elementos de la máquina. La señal neumática que se obtiene al accionar estas válvulas de posición, sirve para pilotear las válvulas que a su vez accionan los cilindros. Las válvulas selectoras de circuito se emplean para direccionar el flujo de aire y formar un circuito lógico.

Para definir el número máximo de canastillas por estiba, se coloca una válvula de 3 vías con accionamiento mecánico en una barra ajustable a la altura que alcanzan las canastillas estibadas dentro de la máquina.

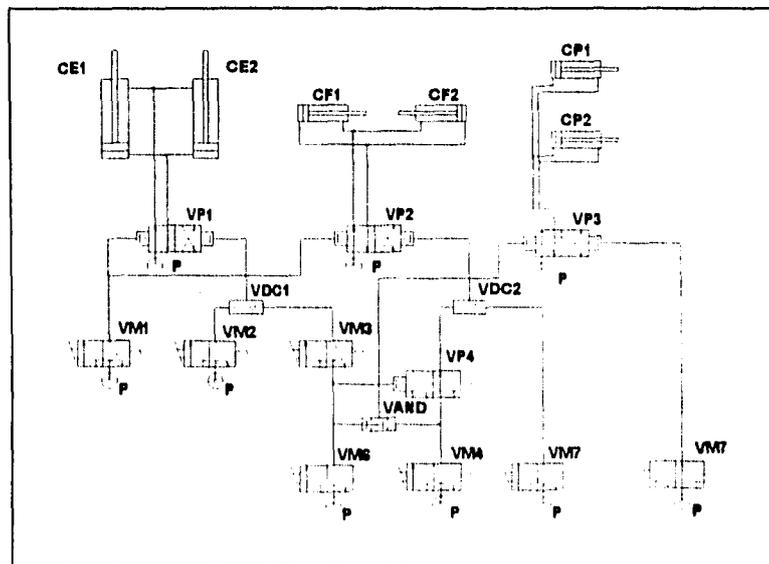


Fig. 8-3 Diagrama neumático para sistema de control.

Las funciones de los elementos del diagrama son las siguientes:

Clave	Elemento	Función
CE1, CE2	Cilindros de elevación.	Elevar canastillas.
CP1, CP2	Cilindros de liberación.	Abrir y cerrar puertas.
CF1, CF2	Cilindros de freno.	Detener canastillas.
VP1, VP2, VP3	Válvulas piloteadas.	Activar cilindros neumáticos
VM1	Válvula mecánica.	Detectar la canastilla en posición de elevación.
VM2	Válvula mecánica.	Detectar la altura máxima de la canastilla.
VM3	Válvula mecánica.	Detectar el sistema de retención
VM4	Válvula mecánica.	Detectar el sistema de elevación abajo.
VM5	Válvula mecánica.	Detectar la altura máxima de estiba. Normalmente abierta.
VM6	Válvula mecánica.	Detectar la altura máxima de estiba. Normalmente cerrada.
VM7	Válvula mecánica.	Detectar la puerta cerrada.
VM8	Válvula mecánica.	Detectar la estiba fuera de la máquina.
VAND	Válvula de decisión.	Abre la puerta cuando baja la estiba completa
VDC1, VDC2	Válvula selectora.	Accionan las válvulas por dos líneas diferentes.

#### *Ventajas*

- Resistente a la humedad.
- No requiere energía eléctrica.

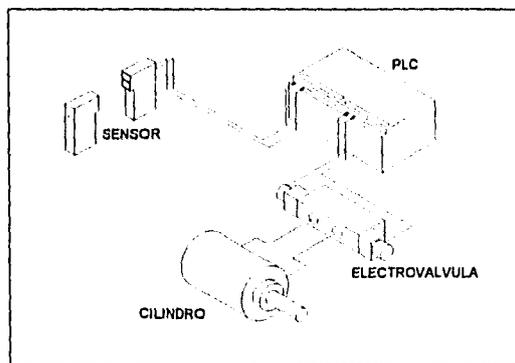
#### *Desventajas*

- Alto costo.
- Ocupa mucho espacio.
- Mantenimiento constante.
- Confiabilidad media.

### ALTERNATIVA 3 CONTROL ELECTRÓNICO

#### *Descripción*

En este tipo de control se emplean sensores de proximidad electrónicos para detectar las posiciones de los elementos de la máquina. Estos emiten señales que llegan a los puertos de entrada de un controlador lógico programable (PLC) que las compara, y basándose en un programa emite señales de salida que controlarán a los equipos electroneumáticos. En este caso un contador interno del PLC registra el número de canastillas estibadas.



**Fig. 8-3** Sistema de control electrónico.

#### *Ventajas*

- Alta confiabilidad.
- Bajo mantenimiento.
- Bajo consumo de energía.
- Ocupa poco espacio.
- Facilidad para localizar fallas en el sistema.
- Alta flexibilidad.

#### *Desventajas*

- Alto costo.
- Muy sensible a los cambios del medio ambiente.

SISTEMA DE CONTROL						
MATRIZ DE DECISION	Confiabilidad 50%	Mantenimiento 20%	Reparación 10%	Costo 15%	Flexibilidad 5%	TOTAL
<b>Alternativa 1</b> Control automático	75% 37.50 pts.	75% 15.00 pts.	90% 9.00 pts.	100% 15.00 pts.	75% 3.75 pts.	<b>80.25 pts.</b>
<b>Alternativa 2</b> Control manual	90% 45.00 pts.	90% 18.00 pts.	75% 7.50 pts.	75% 11.25 pts.	90% 4.50 pts.	<b>86.25 pts.</b>
<b>Alternativa 3</b> Control electrónico	90% 45.00 pts.	80% 16.00 pts.	70% 7.00 pts.	80% 12.00 pts.	100% 5.00 pts.	<b>85.00 pts.</b>

### 8.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

El avance de la electrónica en la última década ha permitido que se mejoren los controladores en la industria al hacerlos más rápidos, de menor tamaño, realizando un mayor número de funciones y sobre todo al hacerlos más confiables y flexibles.

Al analizar el resultado de la matriz de decisión y tomar en cuenta las ventajas anteriores se considera la alternativa 3 como la mejor opción para controlar las funciones de la máquina con las condiciones de operación y criterios de diseño que se han establecido.

#### DESCRIPCIÓN DE LA ALTERNATIVA

El sistema de control electrónico consta de dispositivos de entrada, un dispositivo de procesamiento y dispositivos de salida.

Los *dispositivos de entrada* se encargan de detectar la presencia de objetos o partes móviles de la máquina. Sensores de proximidad electrónicos realizarán esta función dada su precisión para la detección, rapidez de respuesta y larga vida útil.

El *dispositivo de procesamiento* recibe las señales provenientes de los dispositivos de entrada, estas a su vez se procesan con la ayuda de un programa y emite señales que activan a los dispositivos de salida. Un controlador lógico programable (PLC) posee la capacidad suficiente para realizar esta tarea debido a su rápida respuesta, capacidad de procesamiento de funciones complicadas y su flexibilidad.

Los *dispositivos de salida* están constituidos por electroválvulas neumáticas que comandan a los cilindros neumáticos del sistema de paro, elevación y liberación. Para el caso de la máquina estibadora, se tienen cilindros de doble efecto con electroválvulas de 5 vías, dos posiciones, de doble solenoide.

## 8.4 CONFIGURACIÓN DEL SISTEMA

### SELECCIÓN DEL DISPOSITIVO DE PROCESAMIENTO (PLC)

La selección de equipo para el sistema de control debe iniciar con la selección del PLC basándose en el ambiente de operación y especificaciones que se trataron en el capítulo 3. Entre las características necesarias para seleccionar un PLC están: el voltaje de alimentación de la unidad de procesamiento (CPU), el voltaje de alimentación de los dispositivos de entrada, el voltaje de alimentación de los dispositivos de salida, el número y tipo de dispositivos de entrada, el número de dispositivos de salida además del lenguaje de programación del PLC.

Entre las especificaciones de voltaje que se mencionaron en el capítulo 3 está el de alimentación que es de 120VCA. Los PLC's con este voltaje de alimentación, poseen una fuente interna de voltaje de 24 VCD que sirve para alimentar solo a los sensores y botones ya que el consumo de corriente de éstos es bajo. La fuente de voltaje es incapaz de proveer la corriente necesaria para energizar los solenoides de las electroválvulas y si se instalara una fuente externa de alimentación de 24VCD se tendría un costo extra por lo que es más sencillo alimentar los solenoides de las electroválvulas con el voltaje de alimentación del CPU (120VCA).

El número mínimo de puertos de entrada está determinado por el número de dispositivos que requiere la máquina para conocer la posición en que se encuentran los cilindros y la canastilla. Se requiere para detectar cuando la canastilla está próxima a la máquina, cuando está dentro de la máquina y en posición exacta para su elevación, también se debe conocer cuando el sistema de elevación está arriba ó abajo, cuando el sistema de retención está retraído y cuando las puertas están cerradas. El capítulo 3

tiene como especificación para la máquina la determinación del número de canastillas a estibar (5, 6 ó 7) por lo que se debe emplear un selector. Como última entrada se tiene un botón de restablecimiento del contador en caso de que las canastillas se atoren. El número de salidas es igual al número de solenoides de las electroválvulas. Dos para la válvula del sistema de paro, dos para el sistema de elevación y dos para el sistema de liberación.

Haciendo un resumen de lo anterior se tienen los datos que a continuación se presentan:

Voltaje de alimentación CPU. 120VCA

Voltaje de alimentación señales de entrada: 24 VCD

Voltaje de alimentación señales de salida: 120 VCA

Número mínimo de puertos de entrada: 11

Número mínimo de puertos de salida: 6

Una vez que se conocen las características del PLC, se deben asignar variables a las señales de los dispositivos de control para después relacionarlas con los puertos de entrada y salida en el programa. Por lo general, las entradas se identifican con la letra 'X' y las salidas con la letra 'Y' seguidas de un número en sistema octal. La asignación de variables se presenta a continuación.

*Variables de entrada:*

X0, Estiba de 5 cajas. Posición 1 del interruptor de selección.

X1, Estiba de 6 cajas. Posición 2 del interruptor de selección.

X2, Estiba de 7 cajas. Posición 3 del interruptor de selección.

- X3, Canastilla proxima a la máquina. Sensor S1.
- X4, Canastilla en posición exacta para elevación. Sensor S2.
- X5, Altura máxima de canastilla. Sensor S3.
- X6, Altura mínima de canastilla. Sensor S4.
- X7, Altura para liberar el sistema de retención. Sensor S6.
- X10, Puerta cerrada. Sensor S7.
- X11, Reset.
- X12, Canastilla dentro de la máquina. Sensor S8.
- X13, Paro de emergencia.

*Variables de salida:*

- Y0, Subir caja. Solenoide 00, válvula de elevación.
- Y1, Bajar sistema de elevación. Solenoide 01, válvula de elevación.
- Y2, Activar freno. Solenoide 02, válvula de freno.
- Y3, Desactivar freno. Solenoide 03, válvula de freno.
- Y4, Abrir puerta. Solenoide 04, válvula de liberación.
- Y5, Abrir puerta. Solenoide 05, válvula de liberación.
- Y6, Cortar suministro de aire. Solenoide 06, válvula de alimentación.

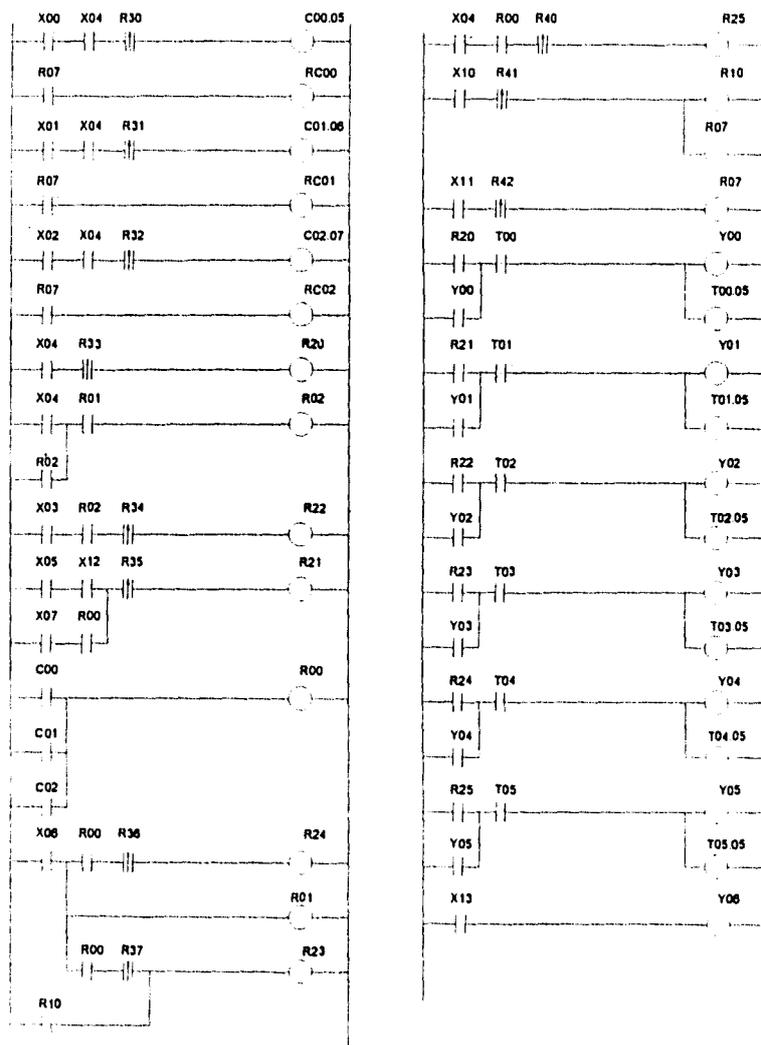
El siguiente paso es definir las operaciones que realizará la máquina con las variables que ya se han definido empleando para esto un algoritmo de funcionamiento de la máquina.

*Algoritmo de funcionamiento*

Una canastilla viaja por el transportador hasta llegar a la máquina estibadora, el sensor S1 la detecta y sigue avanzando hasta que el sensor S2 registra la posición exacta para la elevación, entonces se incrementa el contador C1, se activa el solenoide Y0 para retraer el cilindro de elevación hasta que el sensor S3 detecte el final de carrera, entonces se manda un pulso al solenoide Y1 para extender el cilindro de elevación. Si durante la extensión o retracción de este último se activa el sensor S1 entonces se mandará una señal al solenoide Y2 para activar el cilindro de freno y evitar el acceso de otra canastilla para evitar obstrucciones o golpes en el interior de la máquina. Cuando el cilindro de elevación se extienda activará al sensor S4 y se mandará una señal al solenoide S3 para retraer el freno y de esta forma permitir el acceso a otra canastilla. El proceso se repite hasta que el valor del contador coincida con el predeterminado en la perilla de selección de canastillas por estiba, entonces al moverse el émbolo del cilindro hasta la posición del sensor S5, se libera el sistema de retención, se desactiva la función de retracción de freno al activarse el sensor S3 y se manda un pulso al solenoide Y1 para regresar el cilindro a su posición inicial, al llegar a ésta, se energiza el solenoide Y4 para abrir la puerta. Cuando la estiba salga de la máquina se desactiva el sensor S2, se manda un pulso a Y5 para cerrar la puerta y se activará el sensor S6, entonces se mandará una señal al solenoide Y3 para liberar el freno y permitir el acceso a otra canastilla para una nueva estiba. Si por alguna razón el sistema de paro no funciona y deja pasar una canastilla cuando el sistema de elevación está a punto de descender, el sensor S8 la detecta y desactiva la función de descenso del sistema de elevación para no maltratar la canastilla y proteger al sistema. Si se presenta alguna emergencia, el operador oprime el botón de paro, en ese momento se energiza la electroválvula de suministro y se bloquea la entrada de aire para liberar todos los cilindros.

Ahora, lo que resta es "traducir" el algoritmo de funcionamiento al lenguaje de programación del PLC. El lenguaje comunmente utilizado es el 'Lenguaje de Escalera'.

PROGRAMA PARA PLC



## SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS DE ENTRADA

Para definir el tipo de sensores requeridos para detectar las posiciones de los elementos de la máquina, se deben tomar en cuenta la distancia de detección, las características del elemento a detectar, el voltaje de alimentación y el tipo de conexión.

*Distancia de detección.* Es la distancia que existe entre el objeto y el sensor.

*Características del elemento a detectar.* Pueden ser ópticas como transparencia, color ó reflectividad y físicas como espesor del objeto, material, etc.

*Voltaje de alimentación.* Es el proporcionado por la fuente, en este caso el que suministra la fuente interna del PLC.

*Tipo de conexión.* La indica la marca del PLC, puede ser NPN o PNP.

El sensor S1 detectará la canastilla antes de que entre a la estibadora, pasará frente al sensor en un rango de 15 a 45mm. La canastilla es opaca y gracias a que existe iluminación constante se puede emplear un sensor fotoeléctrico de barrera ya que su rango de detección es mayor de 50mm. El voltaje de alimentación es el que proporciona la fuente del PLC (24VCD).

El sensor S2 detectará cuando la canastilla esté en posición exacta para la elevación y pasará frente al sensor en un rango de 15 a 45mm. Las condiciones de detección son las mismas que para S1 por lo que se puede emplear un sensor del mismo tipo.

El sensor S3 detecta la altura máxima de la canastilla que está dada por la posición retraída del cilindro neumático, dicha posición puede determinarse instalando un sensor en la parte posterior del tubo del cilindro y con la ayuda del émbolo magnético de éste se puede simplificar el montaje. En estas condiciones, se debe emplear un sensor magnético (Reed Switch) con voltaje de alimentación de 24 VCD para el cilindro que se haya seleccionado.

El sensor S4 detecta la altura mínima del sistema de elevación. Si tomamos en cuenta que esto sucede con la posición extendida del cilindro neumático, se puede colocar el sensor magnético del mismo tipo de S3 en la parte frontal del tubo del cilindro neumático seleccionado para detectar la posición requerida.

El sensor S5 se encarga de detectar cuando el mecanismo de retención este liberado. Un tercer sensor magnético colocado en el cilindro, detectará la posición en la que al llegar una canastilla y empujar al sistema libera el mecanismo de retención. Podría colocarse un sensor justo en el sistema de retención pero su fijación y ajuste representaría complicaciones extras para el proyecto. Las características del sensor magnético a emplear son las mismas que las de S4 y S5.

El sensor S6 detecta cuando la puerta está cerrada. Por lo tanto, un sensor magnético acoplado al cilindro neumático de liberación en su parte trasera, indicará cuando la puerta esté cerrada. Se puede emplear un sensor de las mismas características que S3, S4 y S5.

El sensor S7 detecta la presencia de la canastilla al entrar a la máquina. Las condiciones de detección son las mismas que S1 y S2 por lo que se puede emplear un sensor del mismo tipo.

Para la selección del número de canastillas a estibar se requiere de un selector de cuatro polos y tres tiros. Para el 'reset' de los contadores solo se requiere de un botón de pulso. El botón de paro de emergencia debe tener enclavamiento normalmente abierto.

#### SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS DE SALIDA

Los dispositivos de salida del sistema de control lo constituyen las electroválvulas. Para su selección, es indispensable conocer el flujo de aire que debe pasar a través de ellas según el diámetro, carrera y velocidad del cilindro neumático. La pérdida máxima admisible no debe ser mayor de 5% de la presión de entrada.

##### *Válvula del sistema de elevación.*

Para determinar el tamaño de válvula adecuada para controlar a los cilindros de elevación, se requiere conocer las dimensiones del cilindro y su frecuencia de operación o la velocidad deseada.

En este sistema se emplean dos cilindros neumáticos con las siguientes características:

Diámetro interior = 80 [mm].

Diámetro de vástago = 25 [mm].

Carrera = 400 [mm]

Frecuencia de operación = 24 ciclos/min.

La expresión 2.7 se emplea para calcular el consumo de aire de los dos cilindros neumáticos de doble efecto.

$$\dot{V} = \left[ S \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} + S \cdot \frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4} \right] \cdot n \cdot Rc$$

donde:

$D$  : Diámetro del émbolo.

$d$  : Diámetro de vástago.

$S$  : Carrera.

$n$  : Frecuencia de operación.

$\dot{V}$  : Gasto volumétrico de aire.

$P$  : Presión de trabajo.

$P_{atm}$  : Presión atmosférica.

$Rc$  : Relación de compresión :  $\frac{P_{atm} + P}{P_{atm}}$

Simplificando la expresión se obtiene:

$$\dot{V} = 2 \cdot S \cdot n \cdot Rc \cdot \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) \quad (8.1)$$

Calculando la relación de compresión:

$$Rc = \frac{(1.033 \text{ kg/cm}^2 + 5.625 \text{ kg/cm}^2)}{1.033 \text{ kg/cm}^2} = 6.45$$

Sustituyendo en la ec. (8.1)

$$\dot{V} = 2(40\text{cm})(24\text{s}^{-1})(6.45) \frac{\pi}{4} (2(8\text{cm})^2 - (2.5\text{cm})^2)$$

$$\dot{V} = 1,184,188 \text{ [cm}^3/\text{min}] = 1,184.19 \text{ [lpm]}$$

La válvula neumática que opera a los dos cilindros debe ser de cinco vías, dos posiciones, doble solenoide a 120VCA, 5 vías, 2 posiciones, con rango de operación de 2 a 7 [kg/cm<sup>2</sup>] y capacidad mínima de flujo  $\dot{V}_n = 1,184.19$  [lpm]

*Válvula del sistema de paro*

Las dimensiones y frecuencia de operación de los dos cilindros del sistema de paro son las siguientes:

- $D$  : Diámetro interior = 40 [mm].
- $d$  : Diámetro de vástago = 16 [mm].
- $S$  : Carrera = 40 [mm]
- $n$  : Ciclos por minuto = 120.

Se calcula el consumo de aire de los dos cilindros neumáticos de doble efecto con la expresión (8.1):

$$\dot{V} = 2 \cdot S \cdot n \cdot Rc \cdot \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2)$$

Sustituyendo:

$$\dot{V} = 2(4\text{cm})(120\text{s}^{-1})(6.45) \frac{\pi}{4} (2(4\text{cm})^2 - (1.6\text{cm})^2)$$

$$\dot{V} = 143,172 \text{ [cm}^3/\text{min]} = 143.17 \text{ [lpm]}$$

La válvula neumática que opera a los dos cilindros debe ser de 5 vías, 2 posiciones, doble solenoide a 120VCA, , con rango de operación de 2 a 7 [kg/cm<sup>2</sup>] y capacidad mínima de flujo  $\dot{V}_n = 143.17$  [lpm].

*Válvula del sistema de liberación.*

Las dimensiones y frecuencia de operación de los dos cilindros del sistema de liberación son las siguientes:

- $D$  : Diámetro interior = 40 [mm].
- $d$  : Diámetro de vástago = 16 [mm].
- $S$  : Carrera = 50 [mm]
- $n$  : Frecuencia de operación = 60 ciclos/min.

Se calcula el consumo de aire de los dos cilindros neumáticos de doble efecto con la expresión (8.1):

$$\dot{V} = 2 \cdot S \cdot n \cdot Rc \cdot \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2)$$

Sustituyendo:

$$\dot{V} = 2(5\text{cm})(60\text{s}^{-1})(6.45) \frac{\pi}{4} (2(4\text{cm})^2 - (1.6\text{cm})^2)$$

$$\dot{V} = 89,482 \text{ [cm}^3/\text{min]} = 89.48 \text{ [lpm]}$$

La válvula neumática que opera a los dos cilindros debe ser de 5 vías, 2 posiciones, doble solenoide a 120VCA, con rango de operación de 2 a 7 [kg/cm<sup>2</sup>] y capacidad mínima de flujo  $\dot{V}_n = 89.48$  [lpm].

#### *Selección del filtro, regulador y lubricador*

Para la selección del filtro, regulador y lubricador (FRL) se debe conocer el consumo de aire de todo el circuito neumático. Los fabricantes de este equipo proporcionan curvas o valores máximos de gasto para no provocar caídas de presión mayores del 3% de la presión de entrada.

Primeramente se suma el gasto de los cilindros en cada uno de los sistemas y se obtiene el consumo total de aire, esto es:

$$\dot{V}_{tot} = \dot{V}_{freno} + \dot{V}_{elev} + \dot{V}_{lub} \quad (8.2)$$

Sustituyendo los valores obtenidos en las secciones anteriores, tenemos:

$$\dot{V}_{tot} = 1,184.88 \text{ lpm} + 143.17 \text{ lpm} + 89.48 \text{ lpm}$$

$$\dot{V}_{tot} = 1,417.53 \text{ [lpm]}$$

El valor obtenido de gasto se compara con los valores que el fabricante proporciona y se selecciona aquel cuyo gasto nominal sea superior que el calculado.

Dadas las condiciones de operación de la máquina se debe instalar la unidad de mantenimiento con gasto nominal mayor de 1,417.53 lpm con filtro de 50 $\mu$ m (recomendado por gran parte de los fabricantes de equipo neumático), un regulador de presión con rango de 0 a 7 [kg/cm<sup>2</sup>] y un lubricador de neblina de aceite para incrementar la eficiencia de los equipos neumáticos.

# 9

## Resultados

---

Una vez desarrollado el diseño de la máquina, se procederá a mencionar sus características sobresalientes.

El diseño posee un sistema de paro de canastillas que garantiza el frenado total de hasta tres. Las gomas de frenado pueden reemplazarse fácilmente al sufrir desgaste haciendo más sencillo su mantenimiento. El sistema de paro puede desmontarse completamente para dar mantenimiento a sus partes haciendo más cómoda esta operación.

El sistema de elevación garantiza el ascenso de la estiba sin problemas de volcamiento o atrancamiento de canastillas, gracias a la estructura con baleros que desliza sobre rieles y a un sistema de guías ajustables. La estructura se puede desmontar completamente para el mantenimiento.

El sistema de retención tiene como ventaja el no utilizar equipo neumático para su funcionamiento haciendo **mínimo** su mantenimiento y reduciendo el costo. La disposición de los elementos del sistema ofrece muy buena estabilidad a la estiba.

El sistema de control emplea sensores que ofrecen buena confiabilidad y bajo mantenimiento. El controlador lógico programable brinda flexibilidad a la máquina para variar el número de canastillas por estiba además de permitir la localización sencilla de fallas y tener un mayor control del funcionamiento de la máquina.

La máquina proporciona beneficios como resistencia a la corrosión por el empleo de acero inoxidable, tamaño reducido haciendo más fácil su manejo, flexibilidad para variar el número de canastillas por estiba, mantenimiento mínimo por la simplicidad del diseño y refacciones de fácil adquisición por ser de fabricación nacional.

Se presenta a continuación los costos de fabricación de un prototipo y nueve máquinas más.

Máquina Estibadora Prototipo

<u>Material</u>			
	S.Paró	530.00	
	S.Elevación	6,622.00	
	S.Retención	729.00	
	S.Liberación	950.00	
	<u>Total</u>	8,831.00	8,831.00
<u>Manufactura</u>			
	S.Paró	1,400.00	
	S.Elevación	3,660.00	
	S.Retención	1,540.00	
	S.Liberación	890.00	
	<u>Total</u>	7,490.00	7,490.00
<u>Equipo</u>			
	Neumático	17,200.00	
	Eléctrico	13,077.00	
	<u>Total</u>	30,277.00	30,277.00
<u>Ingeniería</u>			
	<u>Total</u>	54,000.00	54,000.00
	Costo de fabricación Total		100,598.00
	Costos indirectos		<u>25,150.00</u>
	<b>TOTAL</b>		<b>125,748.00</b>

Fabricación de 9 Máquinas Estibadoras  
Costo unitario

<u>Material</u>		
S. Paro	477.00	
S. Elevación	5,960.00	
S. Retención	656.00	
S. Liberación	855.00	
<u>Total</u>	7,948.00	7,948.00
<u>Manufatura</u>		
S. Paro	1,400.00	
S. Elevación	3,660.00	
S. Retención	1,540.00	
S. Liberación	890.00	
<u>Total</u>	7,490.00	7,490.00
<u>Equipo</u>		
Neumático	13,760.00	
Eléctrico	11,115.00	
<u>Total</u>	24,875.00	24,875.00
Costo de fabricación		40,313.00
Costos indirectos		<u>12,093.00</u>
		52,406.00
Utilidad		39,305.00
<b>TOTAL NS</b>		<b>91,711.00</b>

Observando en la tabla que se tiene un costo de N\$ 91, 711.00 para la máquina de comercialización y comparando con el costo de la máquina importada de N\$315,000.00 se tiene una diferencia de 343 %.

## Conclusiones

---

Una vez terminado el diseño y presentado sus resultados, se llega a la conclusión de que es factible diseñar y fabricar una máquina estibadora con la tecnología disponible en el país, satisfaciendo las necesidades planteadas.

Una máquina estibadora de fabricación nacional, permite no depender tecnológicamente de otro país, además de ofrecer beneficios como reducción de costos, facilidad de adquisición de refacciones, tiempos de entrega cortos, disponibilidad de asesoría técnica e impulso de tecnología nacional.

Las máquinas estibadoras de fabricación nacional que operan actualmente en las plantas rehidratadoras de leche de LICONSA, poseen deficiencias que fueron superadas por el diseño generado, el cual cuenta con nuevos atributos para mejorar la eficiencia.

Es importante mencionar que el diseño se limitó a la disposición de material y equipo que se pueda adquirir directamente en nuestro país.

El costo de la máquina estibadora diseñada, representa la tercera parte del costo de una máquina de importación con características similares, por lo que el diseño desarrollado es muy competitivo. En la medida que se incremente su producción, se disminuirá el costo.

Este diseño puede ser el inicio del desarrollo de nuevas máquinas para estibar cajas de diferentes configuraciones.

En el presente trabajo aprendimos a aplicar los conocimientos adquiridos para la solución de problemas reales en la industria, mediante el diseño de una máquina estibadora que posee tecnología desarrollada con la ayuda de nuestra creatividad, permitiendo el impulso de la industria mexicana para independizar tecnológicamente a nuestro país y fomentar su progreso.

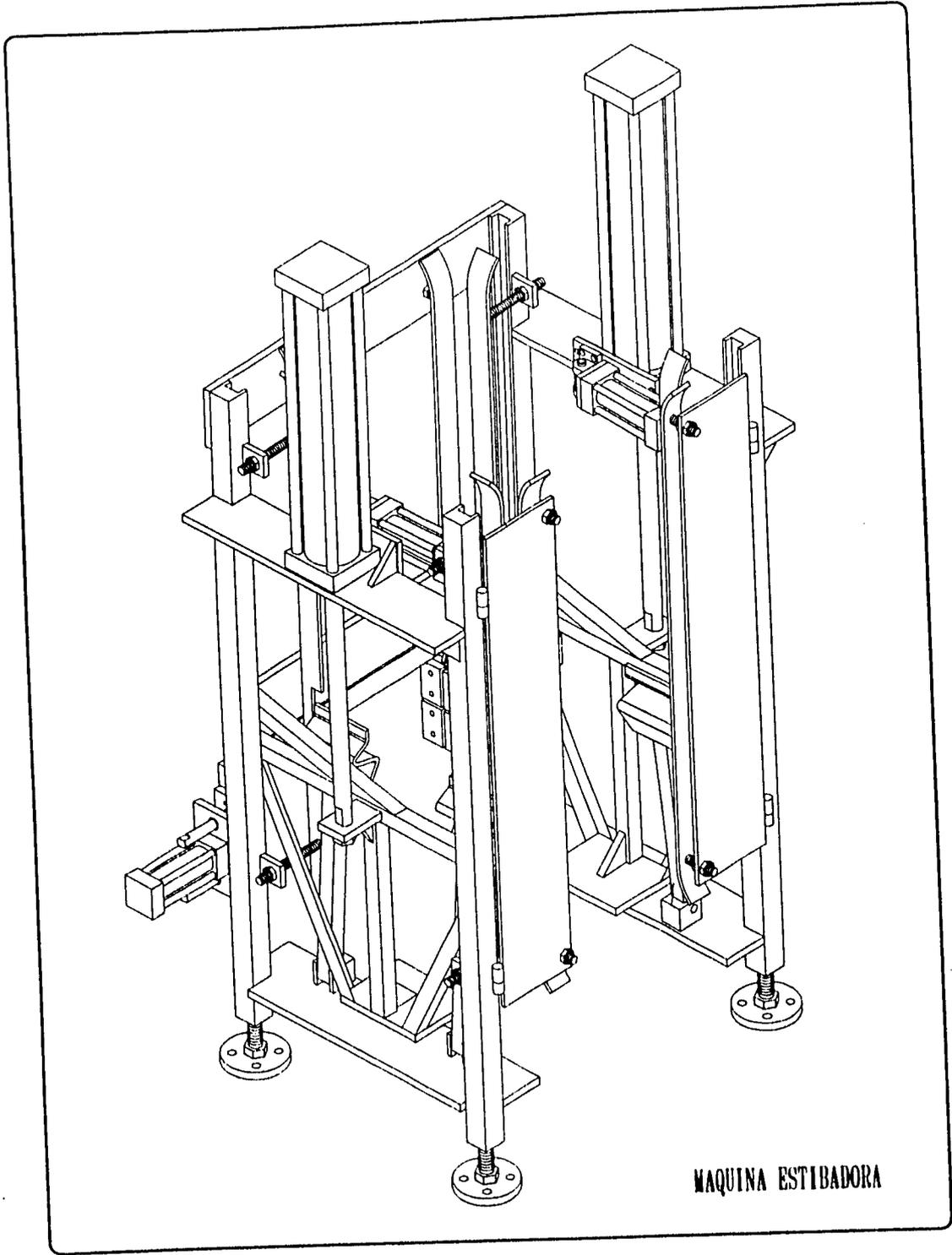
Empleando nuestras aptitudes y trabajando con disciplina y empeño se puede lograr la competitividad a nivel internacional.

## **APÉNDICE A**

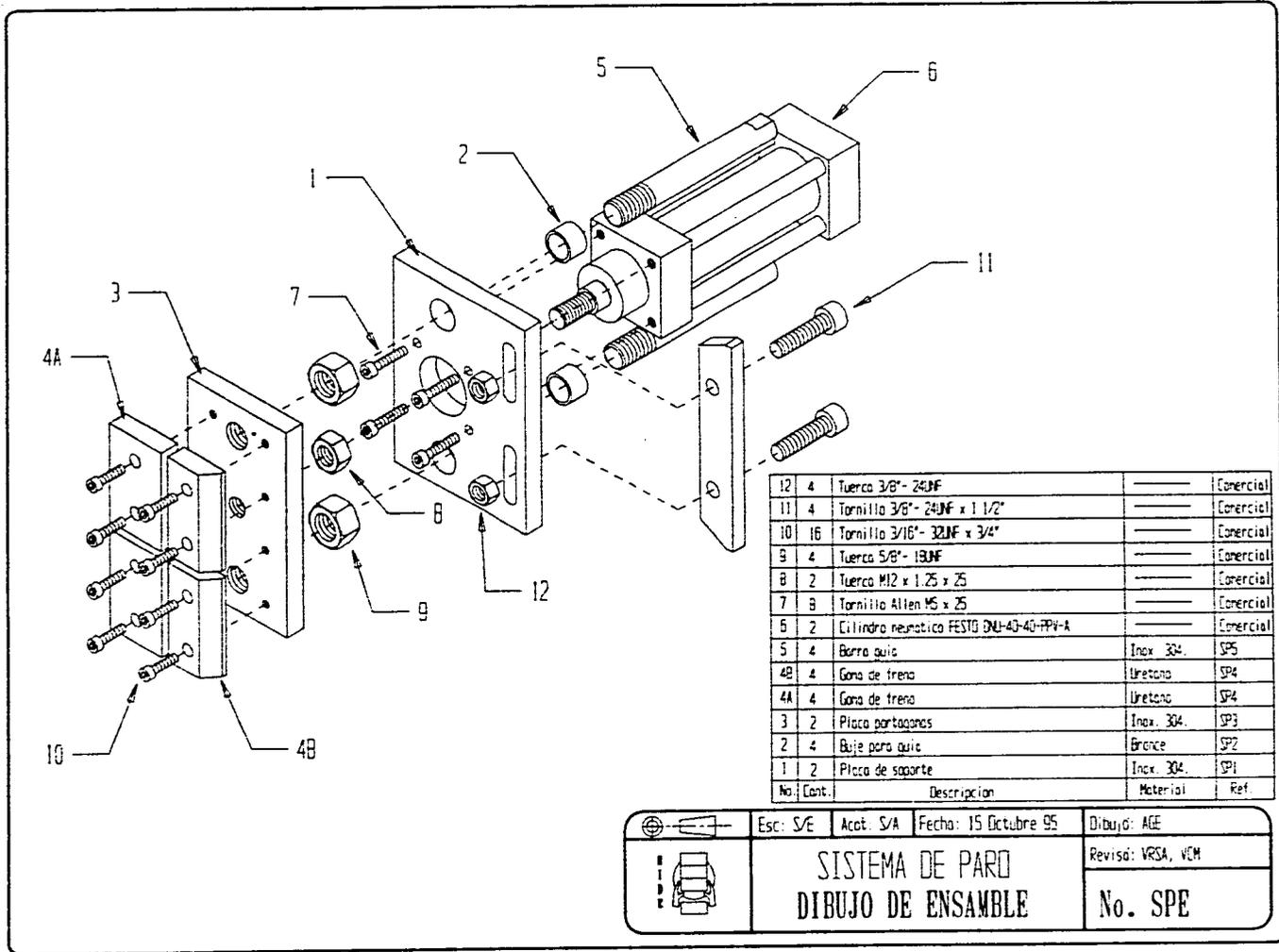
### **Planos de fabricación y ensamble**

**TESIS SIN PAGINACION**

**COMPLETA LA INFORMACION**

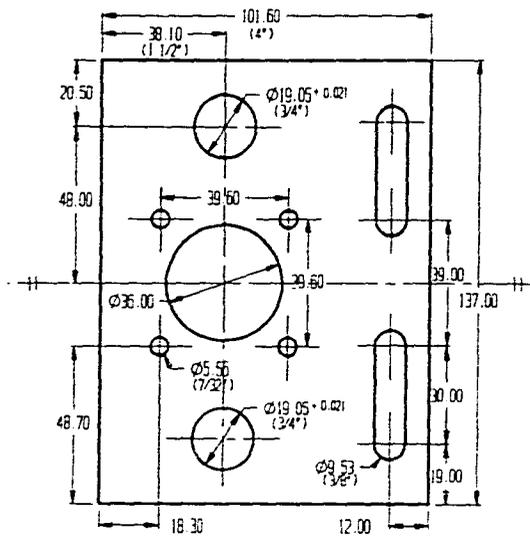


MAQUINA ESTIBADORA



12	4	Tuerca 3/8"- 24UNF	---	Comercial
11	4	Tornillo 3/8"- 24UNF x 1 1/2"	---	Comercial
10	16	Tornillo 3/16"- 32UNF x 3/4"	---	Comercial
9	4	Tuerca 5/8"- 18UNF	---	Comercial
8	2	Tuerca M12 x 1.25 x 25	---	Comercial
7	8	Tornillo Allen M5 x 25	---	Comercial
5	2	Cilindro neumatico FESTO DNI-43-40-PPV-A	---	Comercial
5	4	Barra guia	Inox. 304.	SP5
4B	4	Cono de freno	Uretano	SP4
4A	4	Cono de freno	Uretano	SP4
3	2	Placa portabrazos	Inox. 304.	SP3
2	4	Buje para guia	Bronce	SP2
1	2	Placa de soporte	Inox. 304.	SP1
No.	Cont.	Descripcion	Material	Ref.

	Esc: S/E	Acat: S/A	Fecha: 15 Octubre 95	Dibujó: AGE
	<b>SISTEMA DE PARO</b> <b>DIBUJO DE ENSAMBLE</b>			Revisó: VRSÁ, VEM
				No. SPE



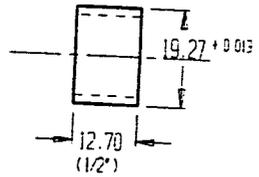
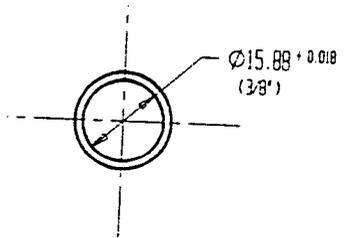
TOLERANCIAS	
ANGULOS	$\pm 0.010$
ALEROS	$\pm 0.050$
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$

MATERIAL: Ac. Inox. 304  
Placa 4" x 1/2"

Nota: Todos los agujeros son pasados

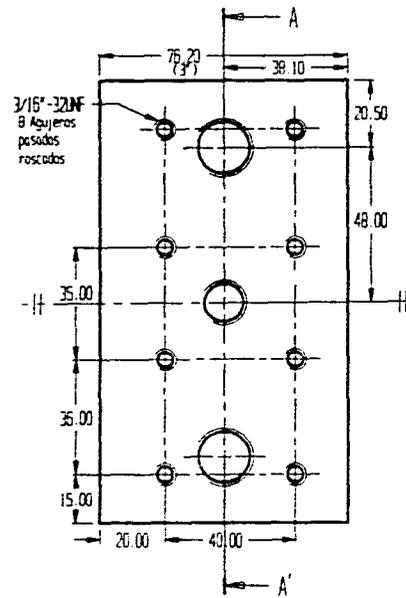
	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 26 Septiembre 95	Dibujó: AGE
	SISTEMA DE PARD PLACA DE SOPORTE			Revisó: WPSA, WCM No. SP1

TOLERANCIAS	
ABOLTES	$\pm 0.010$
AGUJEROS	$+ 0.050$
DIMENSIONALES	
0.01 - 13.00	$\pm 0.10$
13.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$

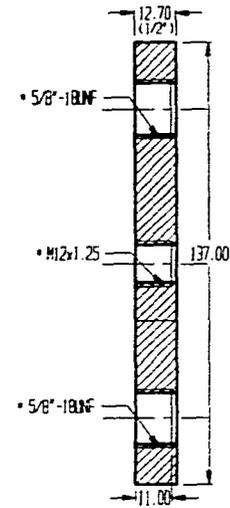


MATERIAL: Bronce

	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 12 octubre 95	Dibujó: ACE
	<b>SISTEMA DE PARO BUJE PARA GUIAS</b>			Revisó: VRSA, VCM <b>No. SP2</b>



CORTE A-A'



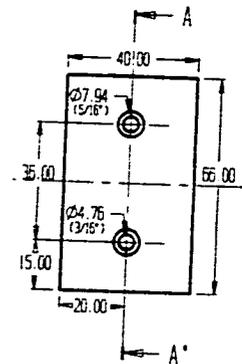
\* roscar a 11 mm de profundidad

TOLERANCIAS	
ANILLOS	+/- 0.010
AGUJEROS	+ 0.050
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	+/- 0.10
10.01 - 25.00	+/- 0.15
25.01 - 100.00	+/- 0.25
100.01 - 250.00	+/- 0.50
250.01 - 500.00	+/- 1.00
500.01 -	+/- 2.00

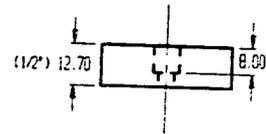
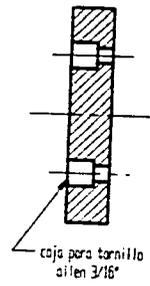
MATERIAL: Ac. Inox. 304  
Placa 3" x 1/2"

	Esc: S/E	Acat: nn	Fecha: 26 Septiembre 95	Dibujó: AGE
	SISTEMA DE PARD PLACA PORTAGOMAS			Revisó: VRSA, VCM
				No. SP3

PIEZA A

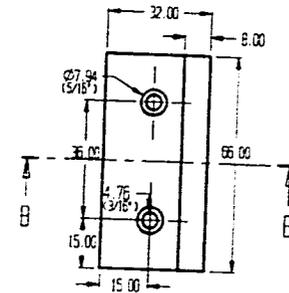


CORTE A-A'

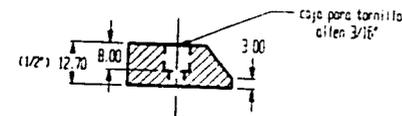


MATERIAL: Uretano  
Placa 1/2" de espesor

PIEZA B



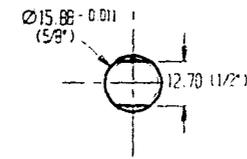
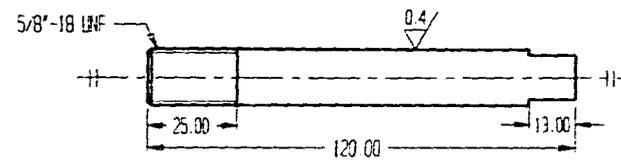
CORTE B-B'



TOLERANCIAS	
ARRELES	+/- 0.010
AGUJEROS	+ 0.050
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	+/- 0.10
10.01 - 25.00	+/- 0.15
25.01 - 100.00	+/- 0.25
100.01 - 250.00	+/- 0.50
250.01 - 500.00	+/- 1.00
500.01 -	+/- 2.00

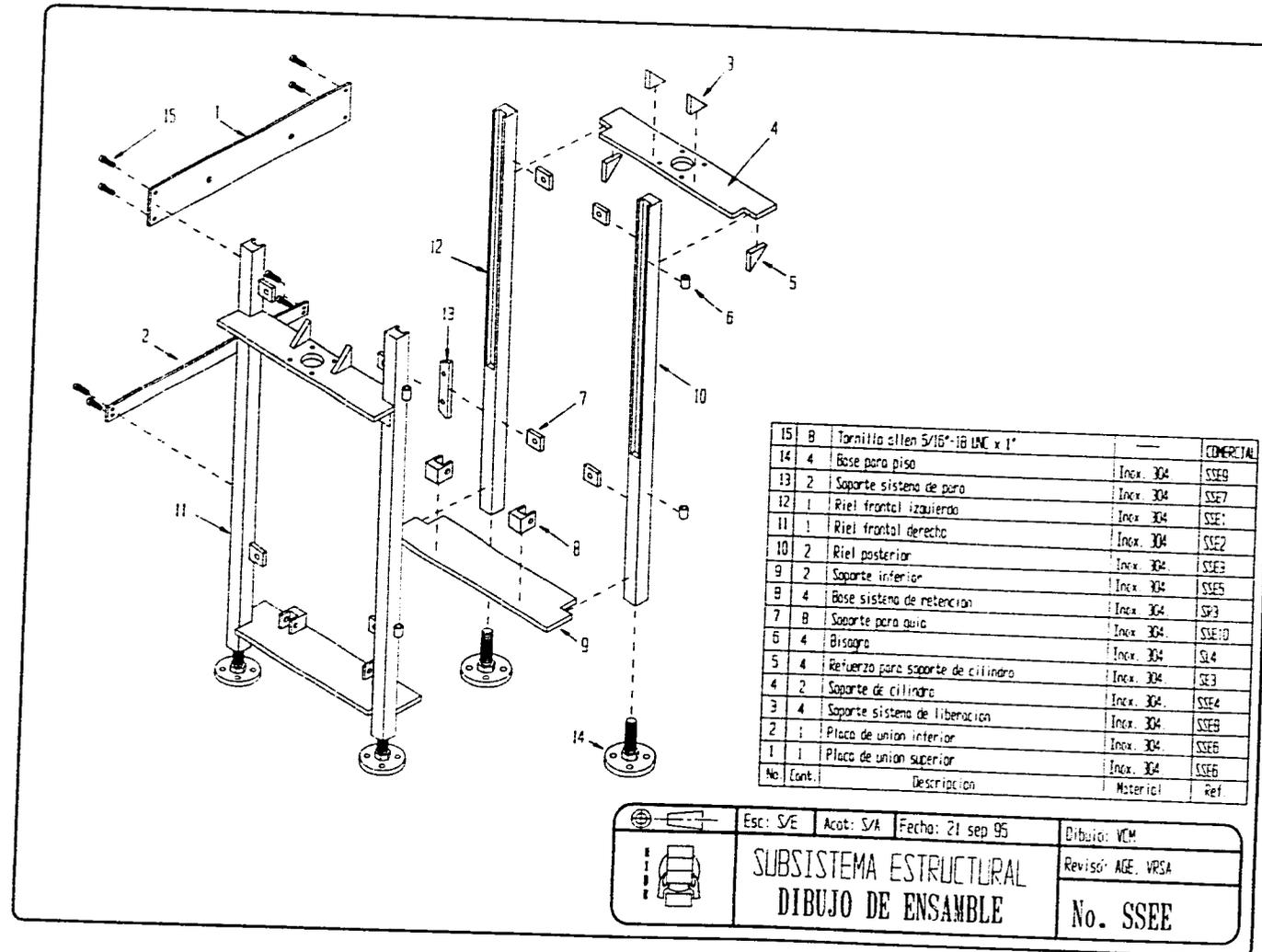
	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 27 Septiembre 55	Dibujo: AGE
	SISTEMA DE PARO GOMAS DE FRENO			Reviso: VRSA, VCM No. SP4

TOLERANCIAS	
ANGULOS	$\pm 0.010$
ANGULOS	$+ 0.050$
LONGITUDINALES	
3.01 - 13.00	$\pm 0.10$
13.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$



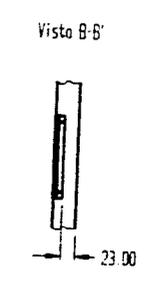
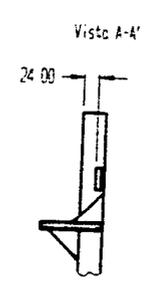
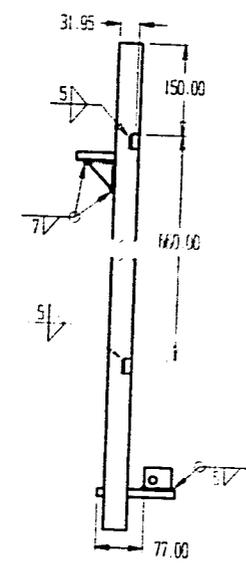
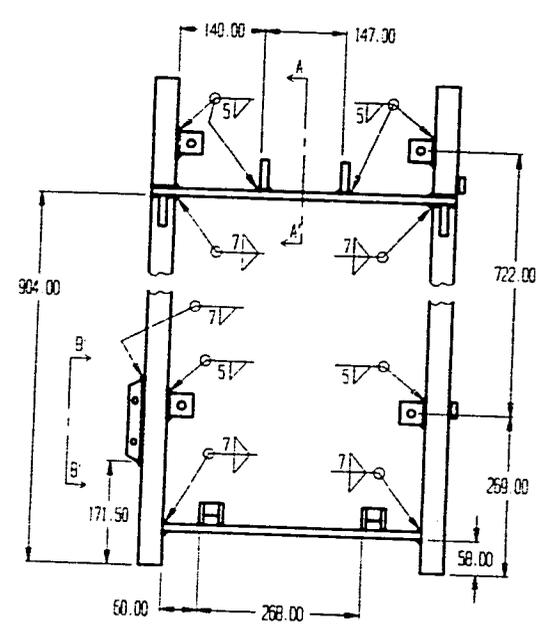
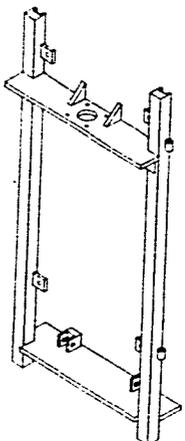
MATERIAL: Ac. Inox. 304  
Barra redonda 5/8"

	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 27 Septiembre 95	Dibujo: AGE
	SISTEMA DE PARO BARRA GUIA			Revisa: WPSA, YCM No. SP5



15	8	Tornillo allen 5/16"-18 LMC x 1"	---	COMERCIAL
14	4	Base para piso	Inox. 304	SSEE9
13	2	Soporte sistema de para	Inox. 304	SSEE7
12	1	Riel frontal izquierdo	Inox. 304	SSEE1
11	1	Riel frontal derecho	Inox. 304	SSEE2
10	2	Riel posterior	Inox. 304	SSEE3
9	2	Soporte inferior	Inox. 304	SSEE5
8	4	Base sistema de retencion	Inox. 304	SP3
7	8	Soporte para airo	Inox. 304	SSEE10
6	4	Bisagra	Inox. 304	SL4
5	4	Refuerzo para soporte de cilindro	Inox. 304	SE3
4	2	Soporte de cilindro	Inox. 304	SSEE4
3	4	Soporte sistema de liberacion	Inox. 304	SSEE8
2	1	Placa de union inferior	Inox. 304	SSEE6
1	1	Placa de union superior	Inox. 304	SSEE6
No. Cont.		Descripcion	Material	Ref

	Esc: S/E	Acot: S/A	Fecha: 21 sep 95	Dibujó: VCM
	<b>SUBSISTEMA ESTRUCTURAL</b> <b>DIBUJO DE ENSAMBLE</b>			Revisó: AGE, VRSA <b>No. SSEE</b>

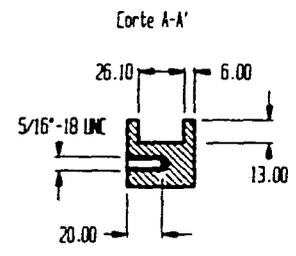
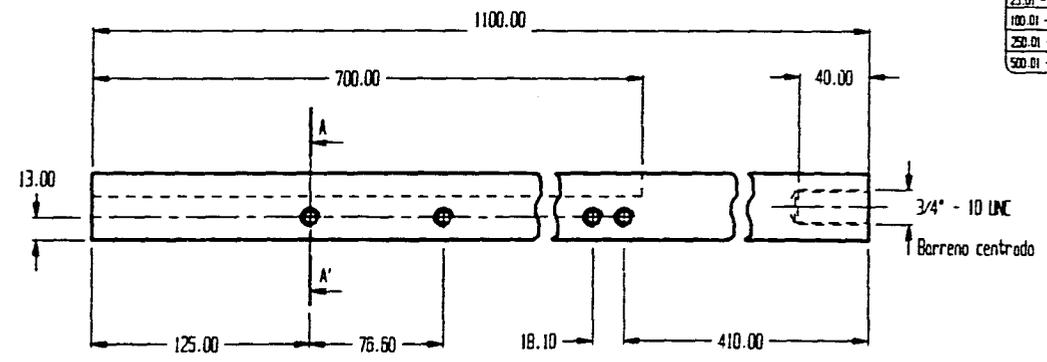


TOLERANCIAS	
APERTURAS	+/- 0.10
ACEROS	+ 0.150
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	+/- 0.10
10.01 - 25.00	+/- 0.15
25.01 - 100.00	+/- 0.25
100.01 - 250.00	+/- 0.50
250.01 - 500.00	+/- 1.00
500.01 -	+/- 2.00

Soldar con electrodo AWS-E 345-16 de 1/8"

	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujo: WRSA
	<b>SUBSISTEMA ESTRUCTURAL PLANO DE SUBENSAMBLE</b>			Revisó: AGE, VCM <b>No. SSESE</b>

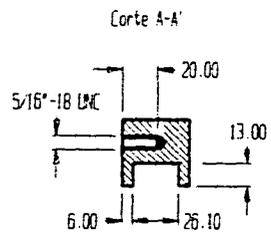
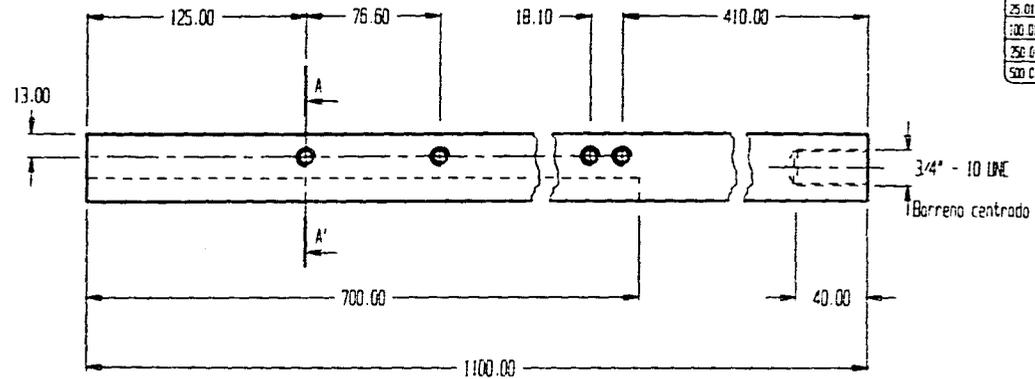
TOLERANCIAS	
ANGULOS	± 0.010
ANGULOS	± 0.050
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	± 0.10
10.01 - 25.00	± 0.15
25.01 - 100.00	± 0.25
100.01 - 250.00	± 0.50
250.01 - 500.00	± 1.00
500.01 -	± 2.00



Barra cuadrado de 1 1/2"

	Esc: S/E	Acat: m	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VRSA
	SUBSISTEMA ESTRUCTURAL			Revisó: AGE, VCM
RIEL FRONTAL IZQUIERDO				No. SSE1

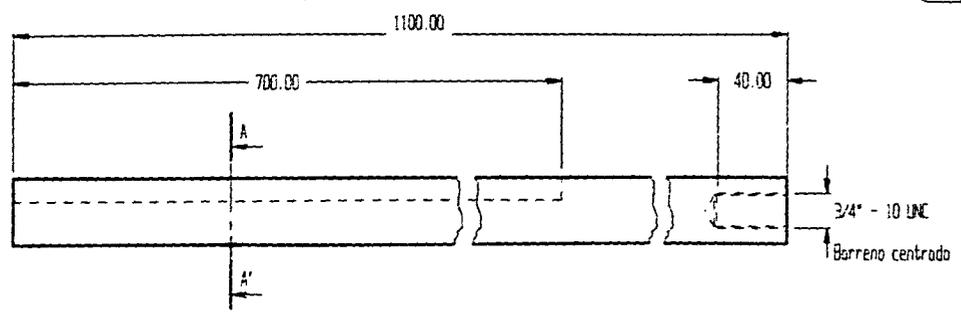
TOLERANCIAS	
ARISTAS	$\pm 0.010$
AGUJERES	$\pm 0.050$
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$



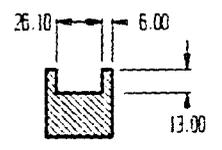
Barra cuadrada de 1 1/2"

	Esc: S/E	Acat: m	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VRSA
	SUBSISTEMA ESTRUCTURAL			Revisó: AGE, VCM
	RIEL FRONTAL DERECHO			No. SSE2

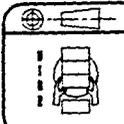
TOLERANCIAS	
ANGULOS	+/- 0.010
ALINEOS	+ 0.050
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	+/- 0.10
10.01 - 25.00	+/- 0.15
25.01 - 100.00	+/- 0.25
100.01 - 250.00	+/- 0.50
250.01 - 500.00	+/- 1.00
500.01 -	+/- 2.00



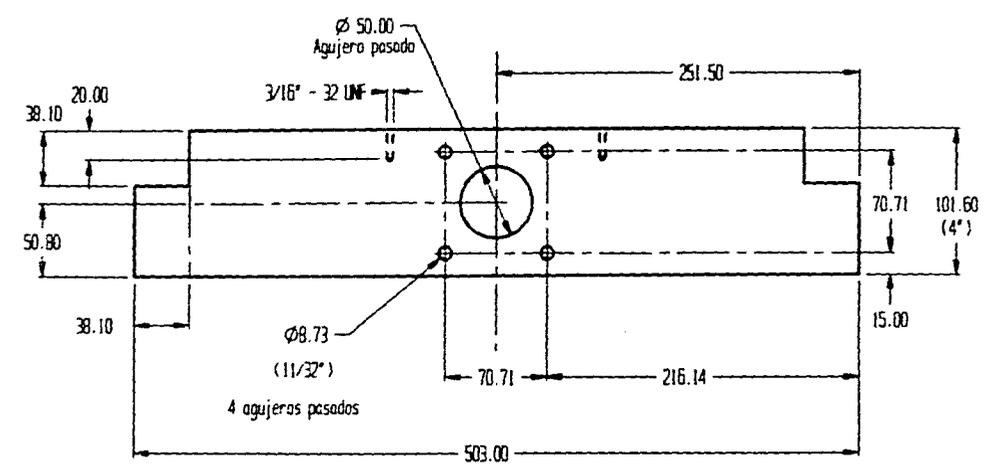
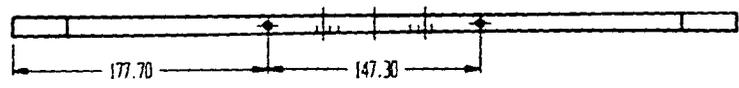
Sección A-A'



Barra cuadrada de 1 1/2"

	Esc: S/E	Acot: m	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: WPSA
	<b>SUBSISTEMA ESTRUCTURAL</b> <b>RIEL POSTERIOR</b>			Revisó: AGE, VCM <b>No. SSE3</b>

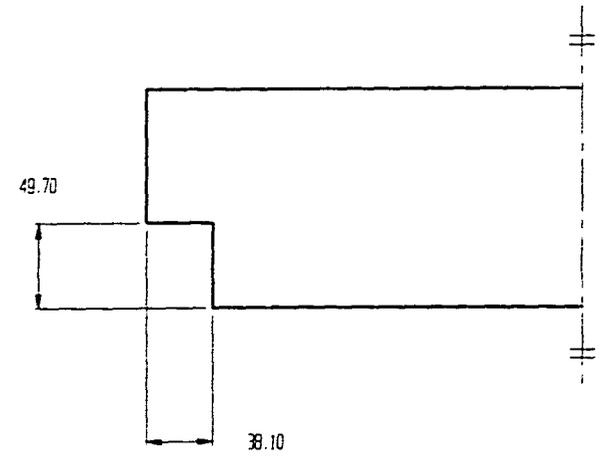
TOLERANCIAS	
ANGULOS	$\pm 0.010$
ALINEOS	$\pm 0.050$
DIMENSIONALES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$



Placa de 1/2"

	Esc: S/E	Acat: nn	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VRSA
	<b>SUBSISTEMA ESTRUCTURAL SOPORTE DE CILINDRO</b>			Revisó: AGE, VCM <b>No. SSE4</b>

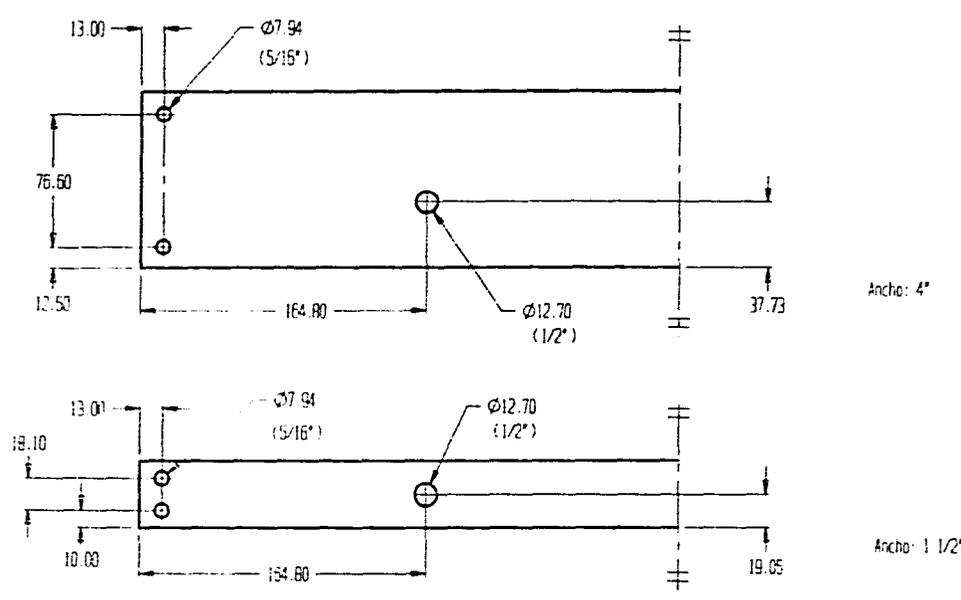
TOLERANCIAS	
ANGULOS	$\pm 0.010$
ALINEOS	$\pm 0.050$
LIMITACIONES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$



Placa de 1/2" de espesor  
 Larga: 503 mm  
 Ancho: 5"

	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VRSA
	SUBSISTEMA ESTRUCTURAL SOPORTE INFERIOR			Revisó: AGE, VCM No. SSE5

TOLERANCIAS	
AGUJERES	$\pm 0.010$
ACUERDOS	$\pm 0.050$
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$

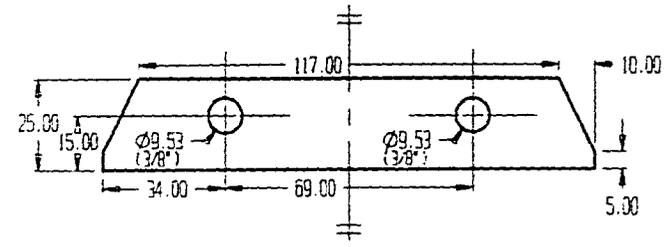


Todos los agujeros son pasados

Placa de 1/2" de espesor  
Largo: 620 mm (ambos)

	Esc: S/E	Acat: nn	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VRSB
	SUBSISTEMA ESTRUCTURAL PLACA DE UNION SUPERIOR PLACA DE UNION INFERIOR			Revisó: ACE, VCM
				No. SSE6

TOLERANCIAS	
ANGULOS	$\pm 0.010$
ALINEOS	$+ 0.050$
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$



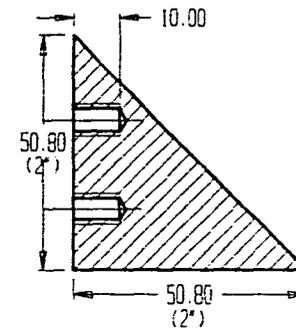
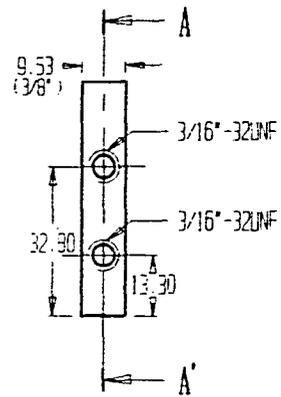
MATERIAL: Ac. Inox. 304  
 Solera de 1" x 3/8"

Nota: Los agujeros son pasados

	Esc: S/E	Acat: nn	Fecha: 27 Septiembre 95	Dibujó: AGE
	SUBSISTEMA ESTRUCTURAL SOPORTE SISTEMA DE PARO			Revisó: VRSA, VEM No. SSE7

TOLERANCIAS	
ABOLES	$\pm 0.010$
ALIJOS	$+ 0.050$
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$

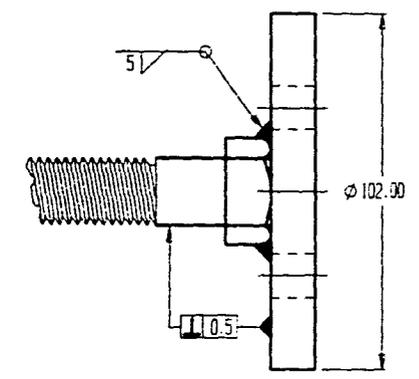
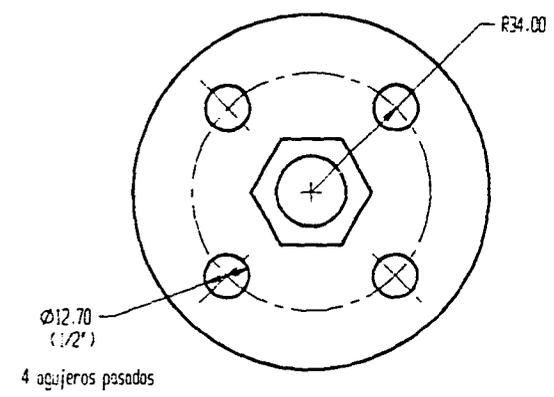
CORTE A-A'



MATERIAL: Ac. Inox. 304  
Placa de 2" x 3/8"

	Esc: S/E	Acot: nn	Fecha: 10 Octubre 95	Dibujó: AGE
	SUBSISTEMA ESTRUCTURAL SOPORTE SISTEMA DE LIBERACION			Revisó: WESA, VDM <b>No. SSE8</b>

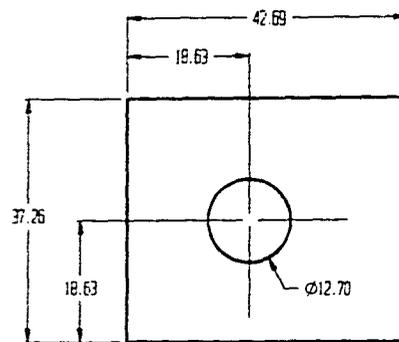
TOLERANCIAS	
APERTURAS	+/- 0.010
AGUJEROS	+ 0.150
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	+/- 0.10
10.01 - 25.00	+/- 0.15
25.01 - 100.00	+/- 0.25
100.01 - 250.00	+/- 0.50
250.01 - 500.00	+/- 1.00
500.01 -	+/- 2.00



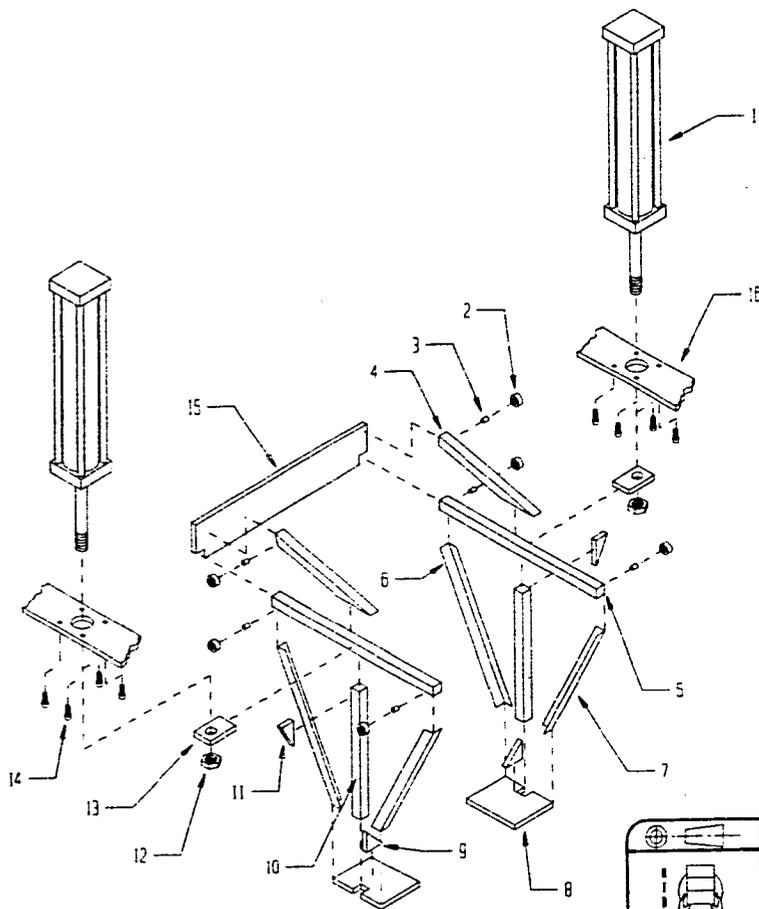
Placa de 1/2"  
Tornillo, cabeza hexagonal 3/4" - 10 UNF x 3" long.

	Esc: S/E	Acot: m	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VRSA
	SUBSISTEMA ESTRUCTURAL <b>BASE PARA PISO</b>			Revisó: ACE, VCM <b>No. SSE9</b>

TOLERANCIAS	
ANGULOS	$\pm 0.010$
ACUERDOS	$\pm 0.050$
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$

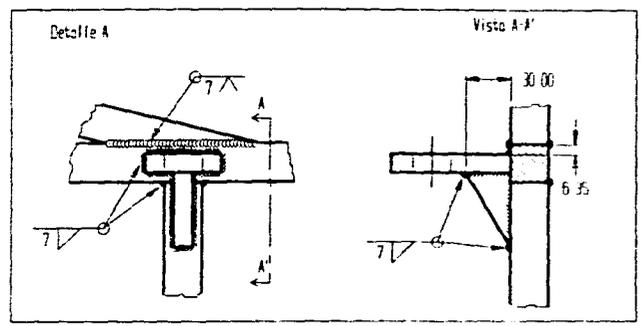
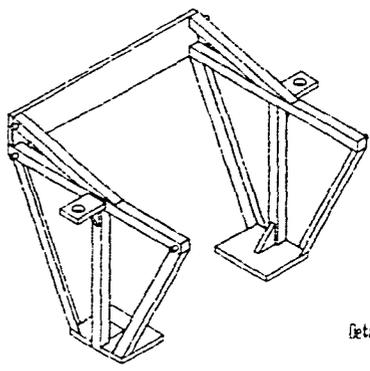


	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 16 octubre 95	Dibujó: VCM
	SUBSISTEMA ESTRUCTURAL			Revisó: AGE, VRSA
	SOPORTE PARA GUIA			No. SSE10

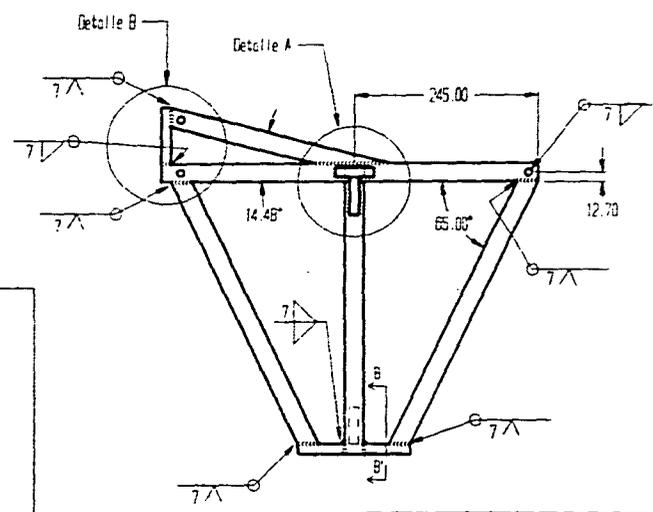


16	2	Soporte de cilindro	Inox. 304	SSE4
15	1	Placa central	Inox. 304	SE1
14	8	Tornillo Allen M6 x 1.5, Long. = 25 mm	-----	Comercial
13	2	Extension	Inox. 304	SE3
12	2	Tuerca M20 x 1.5, con rondana de presion	-----	Comercial
11	2	Refuerzo superior	Inox. 304	SE3
10	2	Barra cuadrada de 1", Long. = 350 mm	Inox. 304	
9	2	Refuerzo inferior	Inox. 304	SE3
8	2	Placa de elevacion	Inox. 304	SE3
7	2	Soporte inferior derecho	Inox. 304	SE2
6	4	Soporte inferior izquierdo	Inox. 304	SE2
5	2	Barra cuadrada de 1", longitud 503 mm	Inox. 304	
4	2	Barra de apoyo superior	Inox. 304	SE2
3	6	Eje para rodamiento, $\varnothing = 3/8"$ , Long. = 12 mm	Inox. 304	
2	6	Rodamiento rigido de bolas inox, $\varnothing = 1"$ , ejes $3/8"$	-----	Comercial
1	2	Cilindro neumatico FESTO DMH-80-400-PPV-A	-----	Comercial
No.	Cont.	Descripcion	Material	Ref.

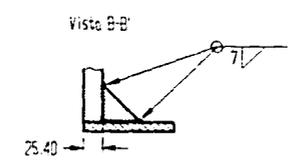
	Esc: S/E	Acot: nr	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VRSA
	<b>SISTEMA DE ELEVACION</b> <b>DIBUJO DE ENSAMBLE</b>			Revisó: AEE, VCM
				No. SEE



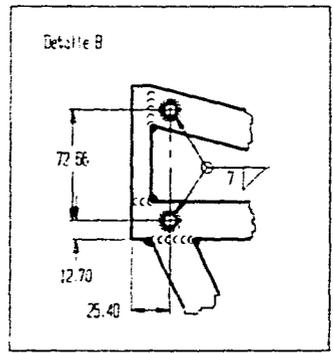
TOLERANCIAS	
ANGULOS	$\pm 0.050$
ALINEOS	$\pm 0.050$
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$



D. starris horizontal entre pernas: 454.6 mm

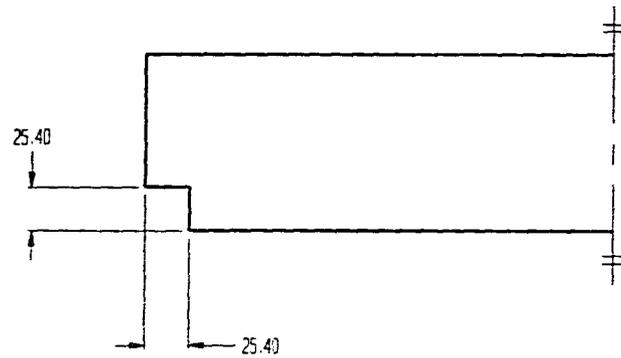


Emplear electrado AWS-E345-16 de 1/8"



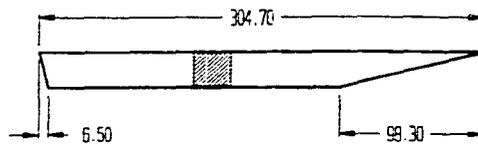
	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VPSA
	<b>SISTEMA DE ELEVACION</b> <b>PLANO DE SUBENSAMBLE</b>			Revisó: AGE, VEM <b>No. SESE</b>

TOLERANCIAS	
ANGULOS	$\pm 0.010$
ALINEOS	$\pm 0.050$
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$



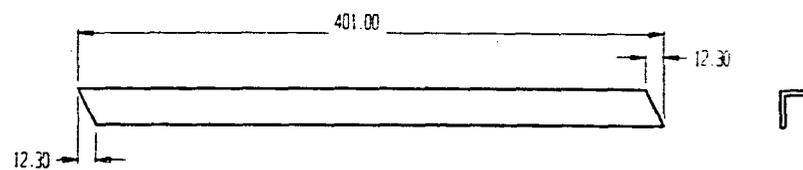
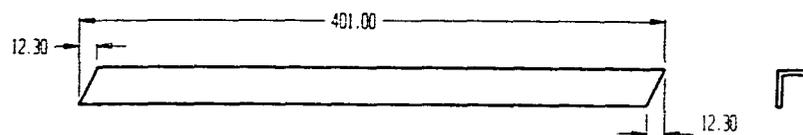
Placa de 1/2" de espesor  
 Largo: 540 mm  
 Ancho: (4")

	Esc: S/E	Acot: m	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujo: VRSA
	SISTEMA DE ELEVACION PLACA CENTRAL			Reviso: AGE, VCM No. SE1



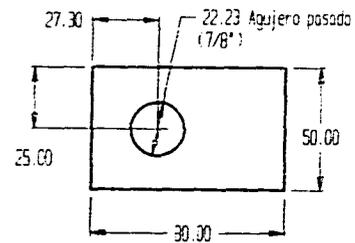
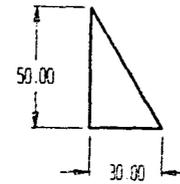
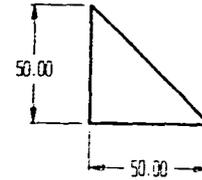
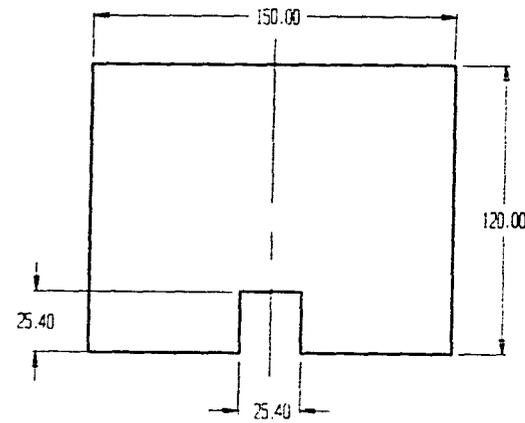
Barra cuadrada de 1"

TOLERANCIAS	
ANGULOS	$\pm 0.010$
ALINEOS	$\pm 0.050$
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$



Angulo de 1° por lado, 1/8" de espesor

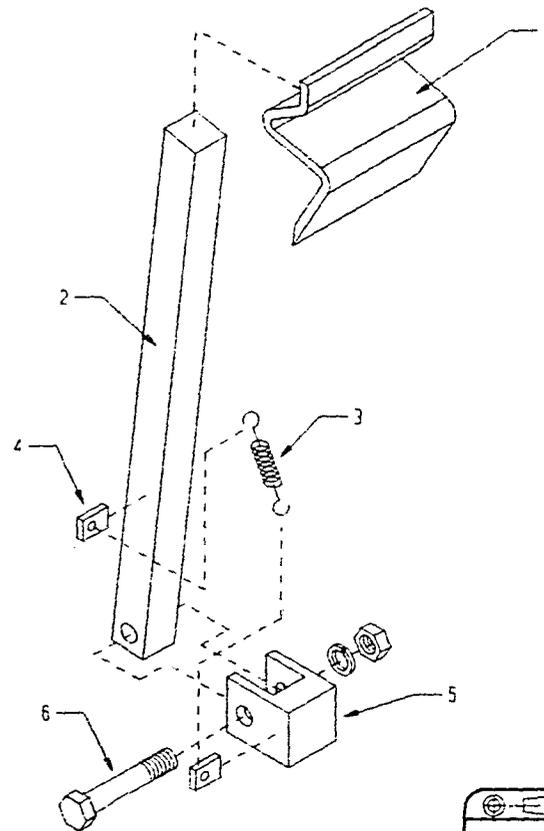
	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujo: VRSA
	SISTEMA DE ELEVACION BARRA DE APOYO SUPERIOR Y SOPORTE INFERIOR DER. E IZQ.			Revisó: AGE, VCM
				No. SE2



TOLERANCIAS	
ANGULOS	± 0.010
AGUIERES	+ 0.250
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	± 0.10
10.01 - 25.00	± 0.15
25.01 - 100.00	± 0.25
100.01 - 250.00	± 0.50
250.01 - 500.00	± 1.00
500.01 -	± 2.00

Placa de 1/2" (para todas las piezas)

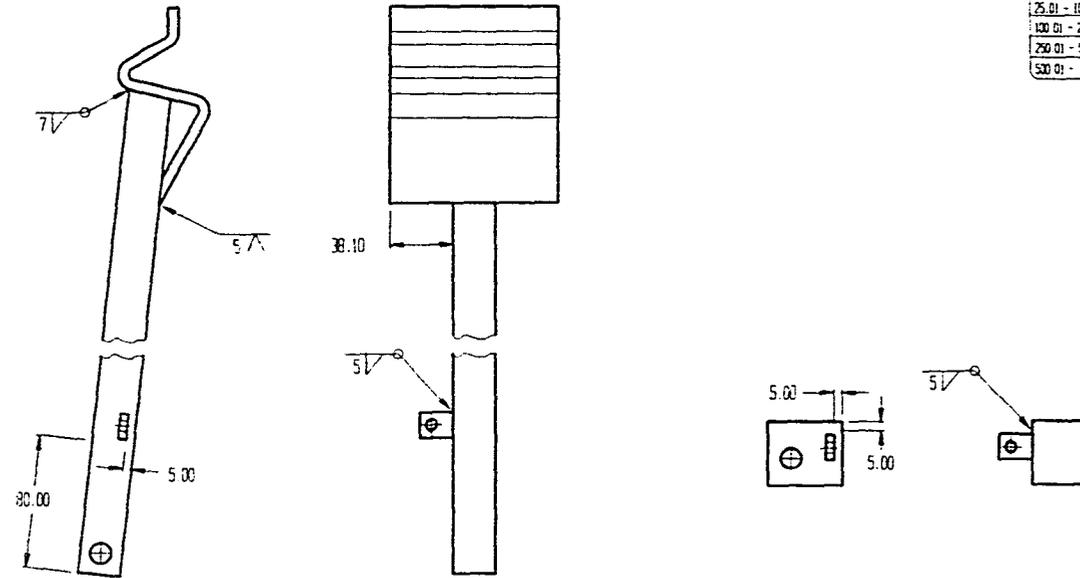
	Esc: S/E	Acot: nn	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VSA
	SISTEMA DE ELEVACION PLACA DE ELEVACION, EXTENSION Y REFUERZOS			Revisó: AGE, VCM  <b>No. SE3</b>



6	4	Tornillo con resalte cilindrico 1/2"-17 UNC x 2.5"		[comercial]
5	4	Base	Inox. 304	SP3
4	3	Soporte de resorte	Inox. 304	SP2
3	4	Resorte cilindrico de tracci. Long.=1", K=4 kg/cm	Ac. al Si. Cr. Mo	[comercial]
2	4	Barra de retencion	Inox. 304	SP2
1	4	Placa de apoyo	Inox. 304	SP1
No.	Cant.	Descripcion	Materia	Ret.

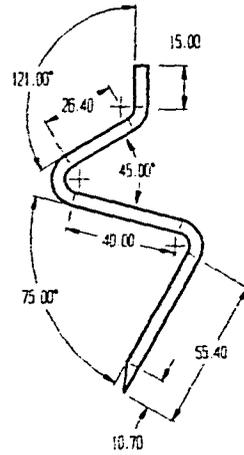
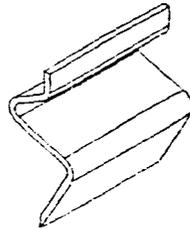
	Esc: S/E	Acot: m	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VRSA
	<b>SISTEMA DE RETENCION</b> <b>DIBUJO DE ENSAMBLE</b>			Revisó: AGE, VCM <b>No. SRE</b>

TOLERANCIAS	
ABRILES	+/- 0.010
AGUJEROS	+ 0.050
LINEALES	
0.01 - 10.00	+/- 0.10
10.01 - 25.00	+/- 0.15
25.01 - 100.00	+/- 0.25
100.01 - 250.00	+/- 0.50
250.01 - 500.00	+/- 1.00
500.01 -	+/- 2.00

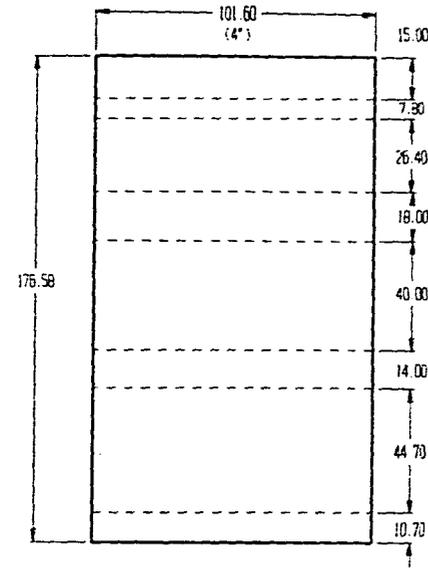


Soldar con electrodo AWS-E346-16 de 1/8"

	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VRSA
	SISTEMA DE RETENCION PLANO DE SUBENSAMBLE			Revisó: AIE, VEM
				No. SRSE



Radio interno de dobléz: 5.00 mm

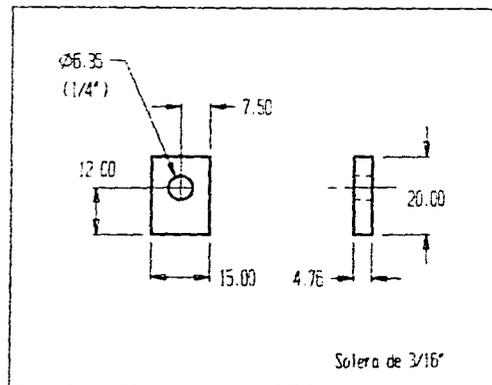
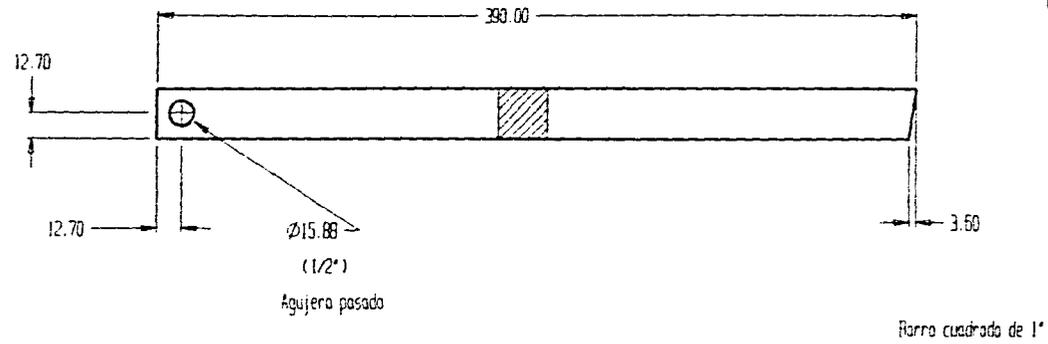


Solera de 3/16"

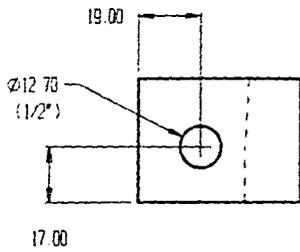
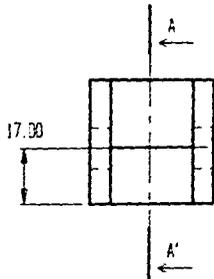
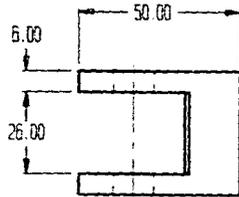
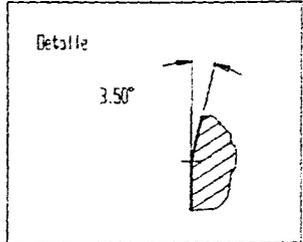
TOLERANCIAS	
ABRILES	+/- 0.000
ACERFES	+ 0.050
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	+/- 0.10
10.01 - 25.00	+/- 0.15
25.01 - 100.00	+/- 0.25
100.01 - 250.00	+/- 0.50
250.01 - 500.00	+/- 1.00
500.01 -	+/- 2.00

	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VRSA
	SISTEMA DE RETENCION <b>PLACA DE APOYO</b>			Revisó: ACE, VCM <b>No. SRI</b>

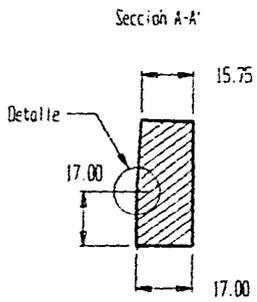
TOLERANCIAS	
AREDES	$\pm 0.010$
AGUJEROS	$+ 0.050$
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.20$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$



	Esc: S/E	Acot: nn	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujó: VRSA
	SISTEMA DE RETENCION BARRA DE RETENCION Y SOPORTE DE RESORTE			Revisó: AGE, VCM  No. SR2

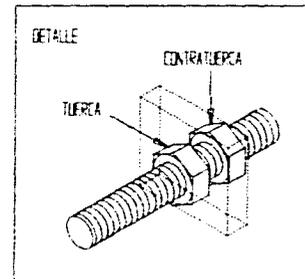
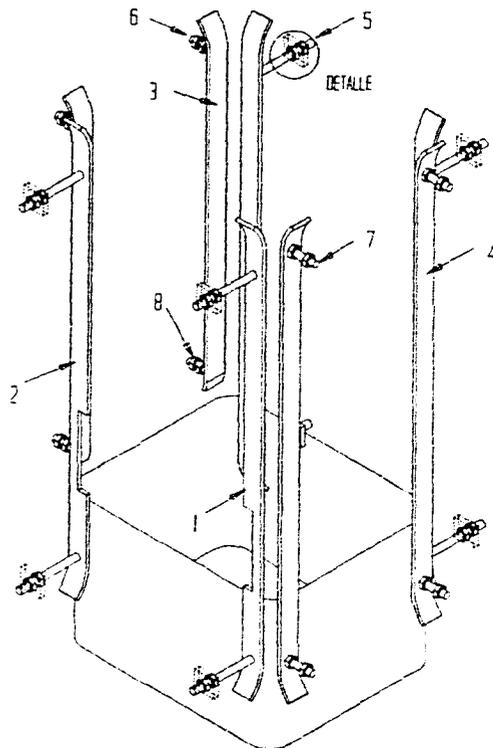


Barra cuadrada de 1 1/2"



TOLERANCIAS	
ANGULOS	+/- 0.010
ALINEOS	+ 0.050
TOLERANCIAS	
0.01 - 10.00	+/- 0.10
10.01 - 25.00	+/- 0.15
25.01 - 100.00	+/- 0.25
100.01 - 250.00	+/- 0.50
250.01 - 500.00	+/- 1.00
500.01 -	+/- 2.00

	Esc: S/E	Acot. en	Fecha: 26 septiembre 95	Dibujo: VRSA
	SISTEMA DE RETENCION BASE			Revisó: AGE, VEM
				No. SR3

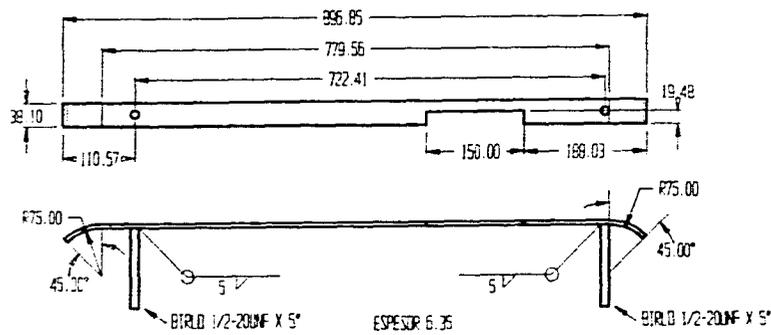


TOLERANCIAS	
ANGULOS	+/- 0.030
AGUILES	+ 0.050
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	+/- 0.10
10.01 - 25.00	+/- 0.15
25.01 - 100.00	+/- 0.25
100.01 - 250.00	+/- 0.50
250.01 - 500.00	+/- 1.00
500.01 -	+/- 2.00

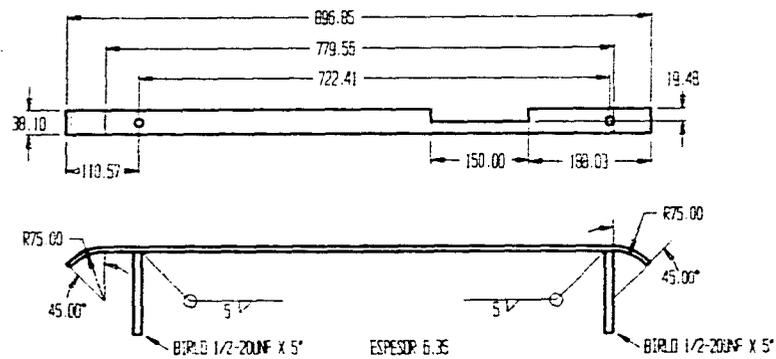
No	Cant	Descripción	Material	Ref.
8	32	Tuerca/Contratuerca Hexagonal 1/2-20UNF x 5/16	Ac. niquelada	Comercial
7	4	Birto guía de puerta 1/2-20UNF x 2"	Ac. niquelada	Comercial
6	4	Birto guía frontal 1/2-20UNF x 2"	Ac. niquelada	Comercial
5	8	Birto guía lateral 1/2-20UNF x 5"	Ac. niquelada	Comercial
4	2	Guía de puerta Solera I 1/2" x 1/4	Inox. 304	SG3
3	2	Guía frontal Solera I 1/2" x 1/4	Inox. 304	SG3
2	2	Guía lateral izquierda Solera I 1/2" x 1/4	Inox. 304	SG2
1	2	Guía lateral derecha Solera I 1/2" x 1/4	Inox. 304	SG2

	Esc: S/E	Acot: nn	Fecha: 21 septiembre 95	Dibujó: VCM
	SUBSISTEMA DE GUIAS <b>DIBUJO DE ENSAMBLE</b>			Revisó: AGE - VPSA <b>No. SSG</b>

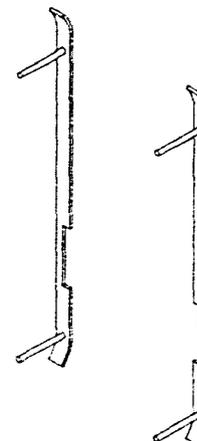
GUIA LATERAL, DERECHA POSTERIOR E IZQUIERDA ANTERIOR



GUIA LATERAL, DERECHA ANTERIOR E IZQUIERDA POSTERIOR

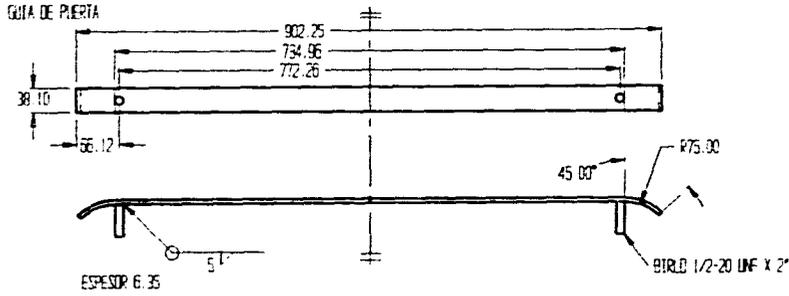


TOLERANCIAS	
APULES	+/- 0.010
ALLEGES	+ 0.050
LARGITUDINALES	
0.01 - 10.00	+/- 0.10
10.01 - 25.00	+/- 0.15
25.01 - 100.00	+/- 0.25
100.01 - 250.00	+/- 0.50
250.01 - 500.00	+/- 1.00
500.01 -	+/- 2.00



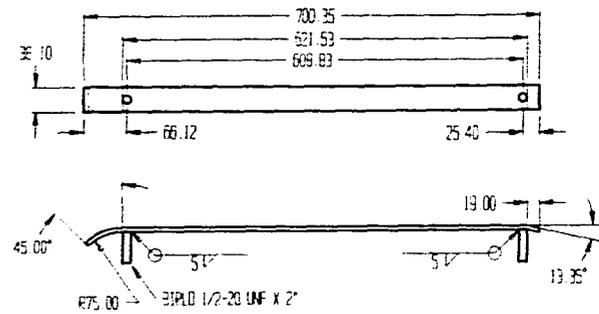
	Esc. S/E	Acot. en	Fecha: 21 septiemb 95	Dibujó: VCM
	SUBSISTEMA DE GUIAS GUIAS LATERALES			Revisó: AGE, VRSA
				No. SSG1

GUIA DE PUERTA



ESPEJOR 6.35

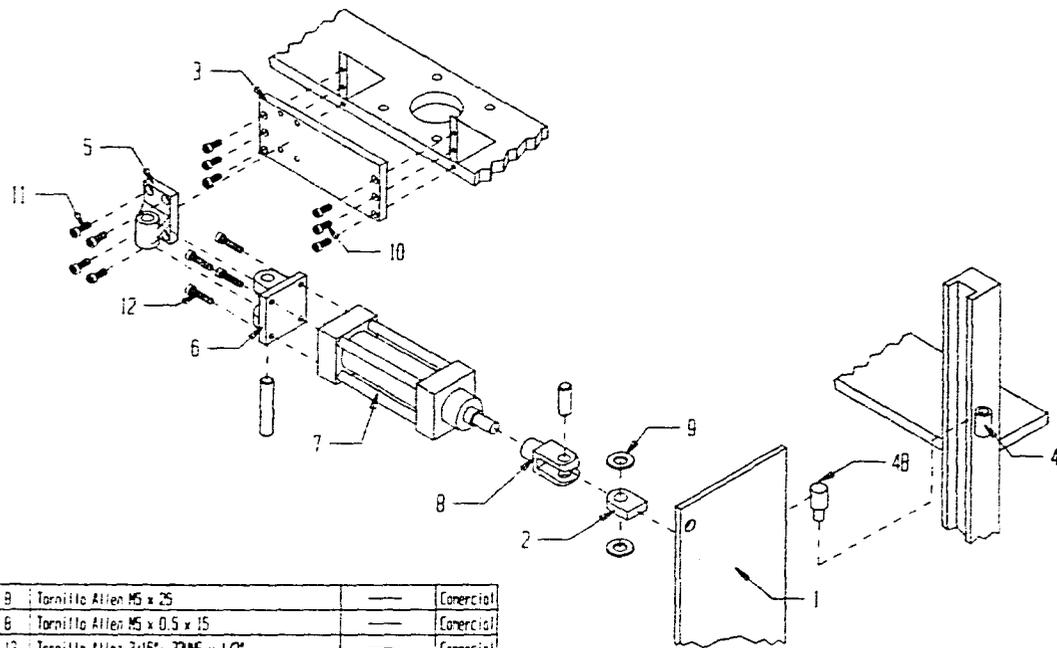
GUIA FRONTAL



ESPEJOR 6.35

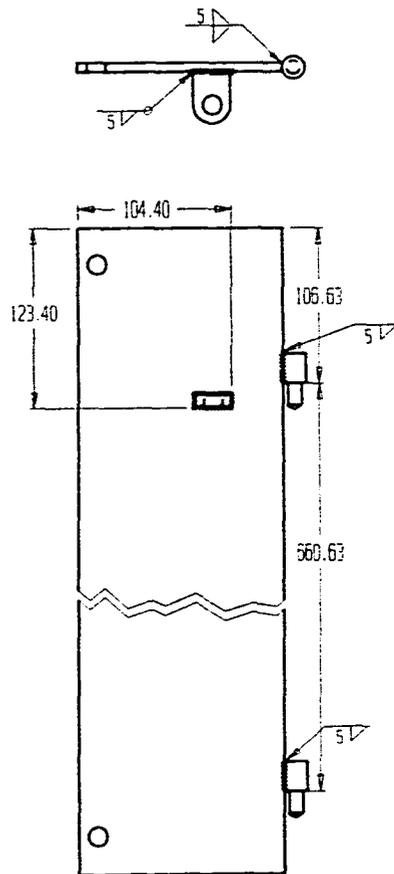
TOLERANCIAS	
ANGULOS	± 0.010
ALINEOS	± 0.050
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.03	± 0.10
10.01 - 25.00	± 0.15
25.01 - 100.00	± 0.25
100.01 - 250.00	± 0.50
250.01 - 500.00	± 1.00
500.01 -	± 2.00

	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 21 septiembre 95	Dibujó: VCM
	SUBSISTEMA DE GUIAS <b>GUIAS FRONTALES</b>			Revisó: AGE, VPSA <b>No. SSG2</b>



12	8	Tornillo Allen M5 x 25	---	Comercial
11	6	Tornillo Allen M5 x 0.5 x 15	---	Comercial
10	12	Tornillo Allen 3/16" - 32UNF x 1.2"	---	Comercial
9	4	Rondana 1/2" x 1", 1/16" espesor	Ac. niquelada	Comercial
8	2	Horquilla de cilindro	---	Comercial
7	2	Cilindro neumatico FESTO DNC-40-50-PPV-A	---	Comercial
6	2	Fijacion oscilante	---	Comercial
5	2	Caballote	---	Comercial
4B	4	Bisagra (macho)	Inox. 304	SL4
4A	4	Bisagra (hembra)	Inox. 304	SL4
3	2	Placa de soporte	Inox. 304	SL31
2	2	Horquilla de acoplamiento	Inox. 304	SL2
1	2	Puerta	Inox. 304	SL1
No.	Cont.	Descripcion	Material	Ref.

Esc: S/E	Acat: S/A	Fecha: 4 Octubre 95	Dibuja: ACE
 <b>SISTEMA DE LIBERACION</b> <b>DIBUJO DE ENSAMBLE</b>			Revisó: VRSÁ, VCM
			<b>No. SLE</b>

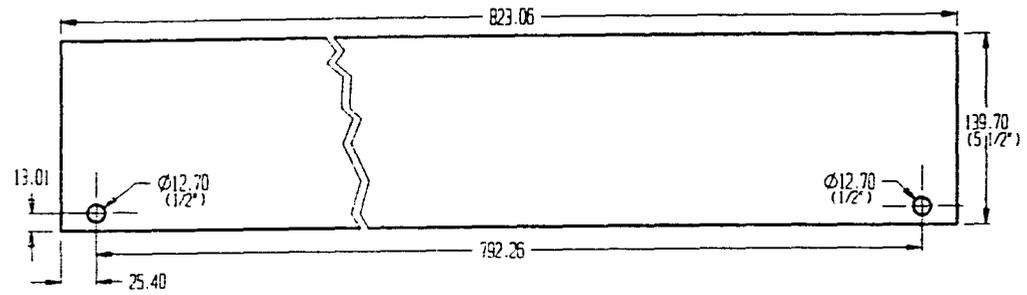


TOLERANCIAS	
ANGULOS	$\pm 0.010$
AZULEROS	$\pm 0.050$
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$

NOTA: Para ensamblar la puerta izquierda unicamente se solda la horquilla del otro lado, conservandose las dimensiones y la posicion de los bisagras.

	Esc: S/E	Acot: S/A	Fecha: 23 Octubre 95	Dibujó: AGE
	SISTEMA DE LIBERACION PLANO DE SOLDADURA			Revisó: VRSA, VCM No. SLSE

TOLERANCIAS	
ANGULOS	+/- 0.010
AGUJEROS	+ 0.050
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	+/- 0.10
10.01 - 25.00	+/- 0.15
25.01 - 100.00	+/- 0.25
100.01 - 250.00	+/- 0.50
250.01 - 500.00	+/- 1.00
500.01 -	+/- 2.00

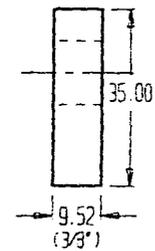
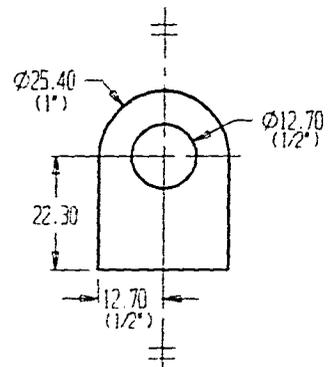


MATERIAL: Ac. Inox. 304  
 Solero 5 1/2" x 1/4"

Nota: Los agujeros son pasados

	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 10 Octubre 95	Dibujó: AGE
	<b>SISTEMA DE LIBERACION          PUERTA</b>			Revisó: VPSA, VCM <b>No. SL1</b>

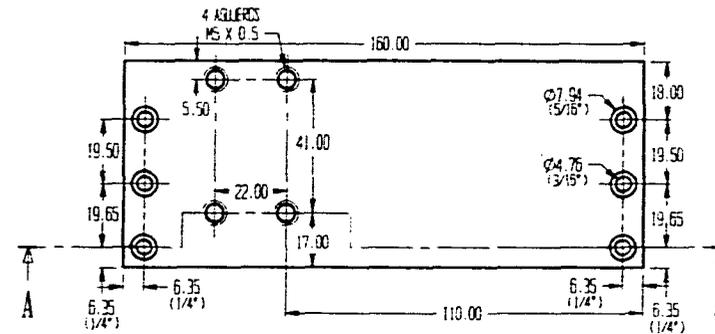
TOLERANCIAS	
AREDES	$\pm 0.013$
ALFESOS	$\pm 0.050$
LIMITACIONES	
0.01 - 10.00	$\pm 0.10$
10.01 - 25.00	$\pm 0.15$
25.01 - 100.00	$\pm 0.25$
100.01 - 250.00	$\pm 0.50$
250.01 - 500.00	$\pm 1.00$
500.01 -	$\pm 2.00$



MATERIAL: Ac. Inox. 304  
Solero de 1" x 3/8"

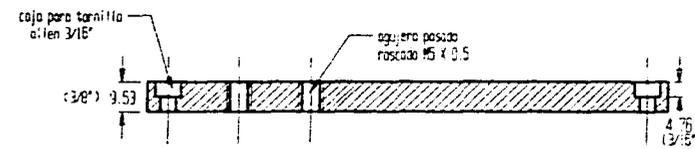
	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 27 Septiembre 95	Dibujó: AGE
	SISTEMA DE LIBERACION HORQUILLA DE ACOPLAMIENTO			Revisó: VRSA, VEM No. SL2





TOLERANCIAS	
ARBOLES	± 0.010
AGUJEROS	+ 0.050
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	± 0.10
10.01 - 25.00	± 0.15
25.01 - 100.00	± 0.25
100.01 - 250.00	± 0.50
250.01 - 500.00	± 1.00
500.01 -	± 2.00

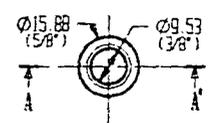
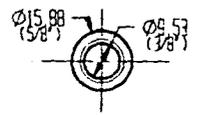
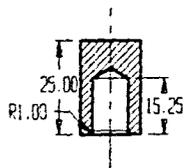
CORTE A-A'



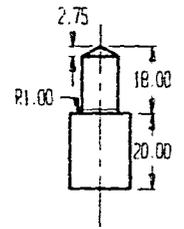
MATERIAL: Ac. Inox.  
Placa de 2 1/2" x 3/8"

	Esc: S/E	Acat: rn	Fecha: 27 Septiembre 95	Dibujó: AEE
	SISTEMA DE LIBERACION PLACA DE SOPORTE (IZQ)			Revisó: VRSA, VCM
				No. SL31

CORTE A-A'



PIEZA A

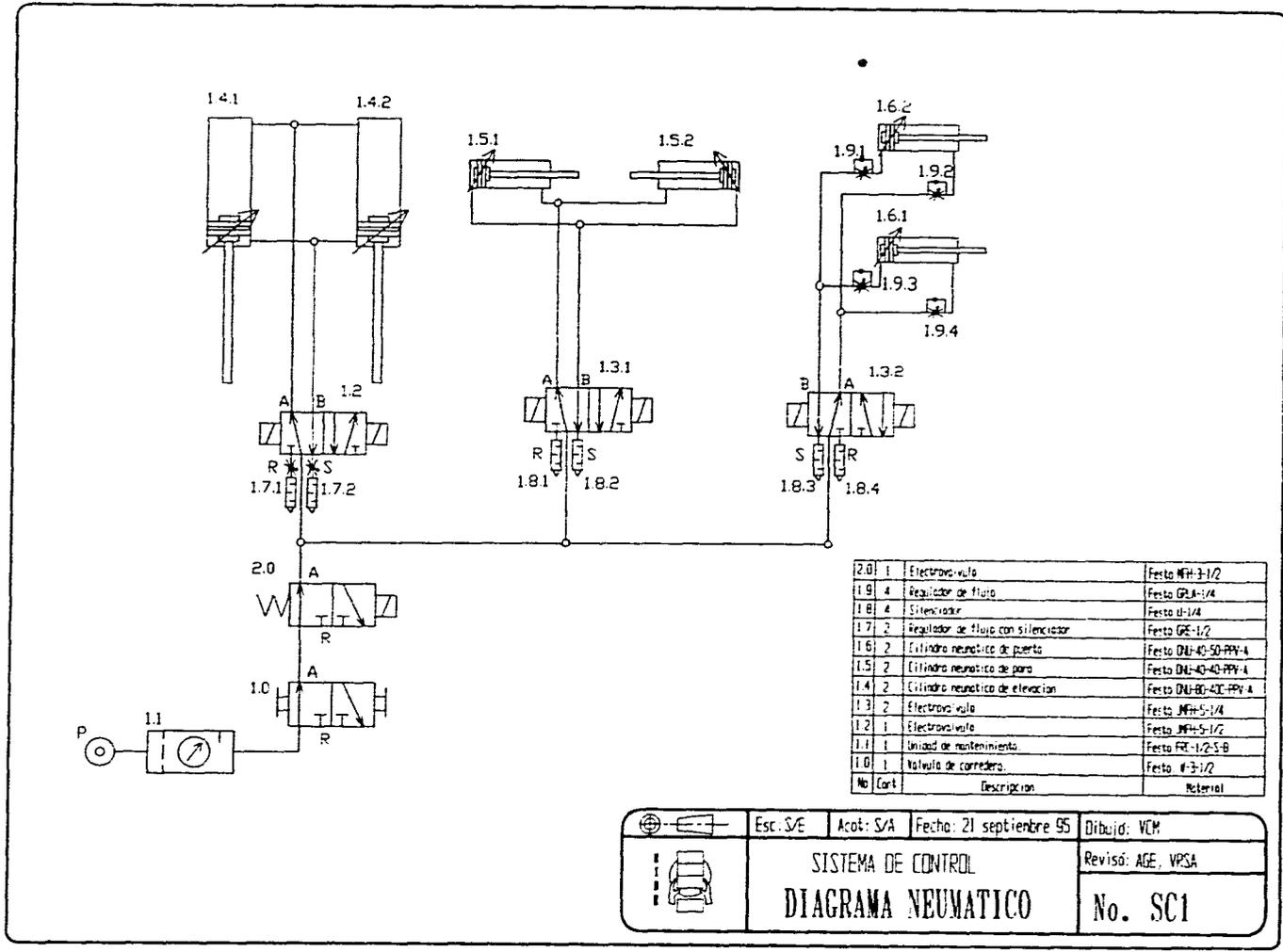


PIEZA B

TOLERANCIAS	
AREDES	+/- 0.010
AGUERES	+ 0.050
LONGITUDINALES	
0.01 - 10.00	+/- 0.10
10.01 - 25.00	+/- 0.15
25.01 - 100.00	+/- 0.25
100.01 - 250.00	+/- 0.50
250.01 - 500.00	+/- 1.00
500.01 -	+/- 2.00

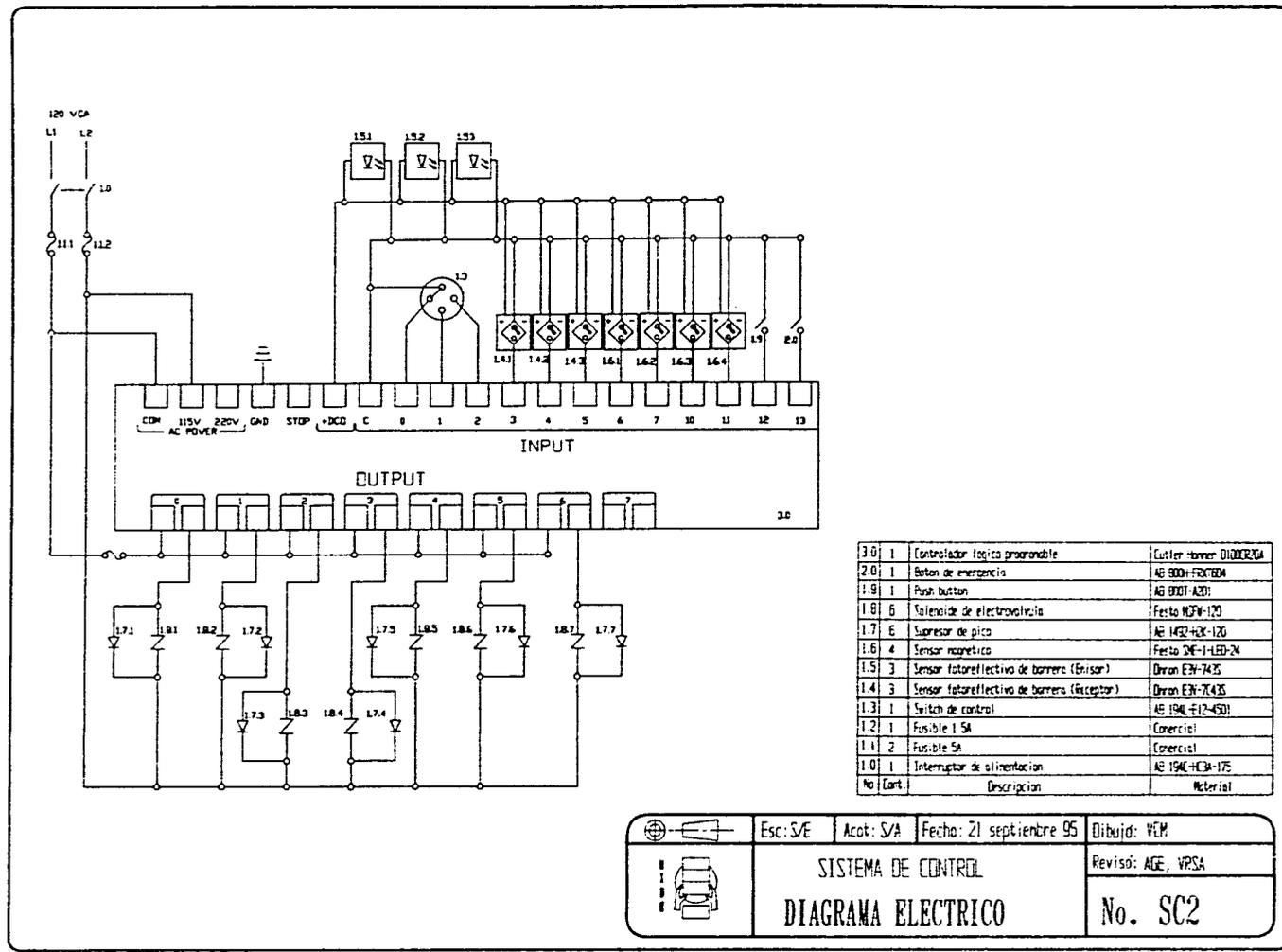
MATERIAL: Ac.Inox. 304  
Barra redonda 3/8"

	Esc: S/E	Acot: mm	Fecha: 10 Octubre 95	Dibujó: AGE
	SISTEMA DE LIBERACION <b>BISAGRA</b>			Revisó: VPSA, VCM <b>No. SL4</b>



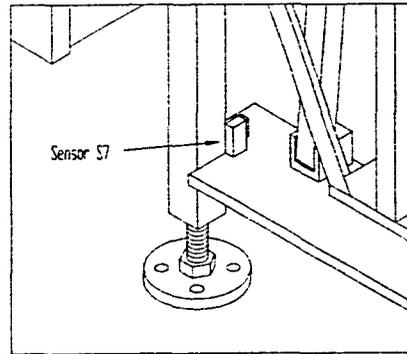
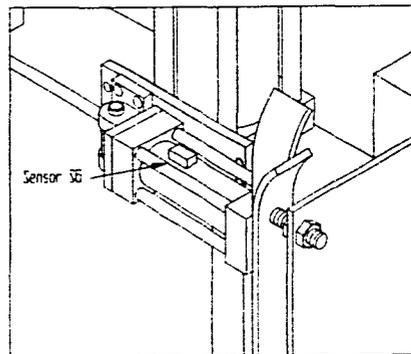
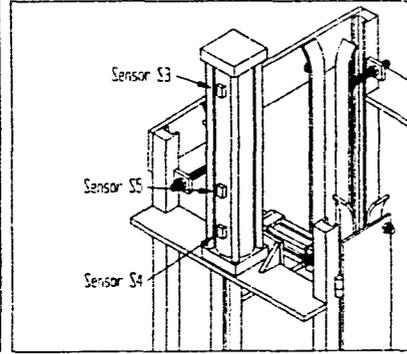
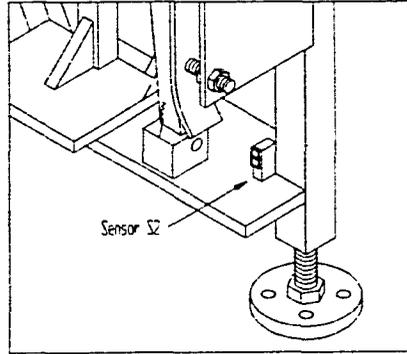
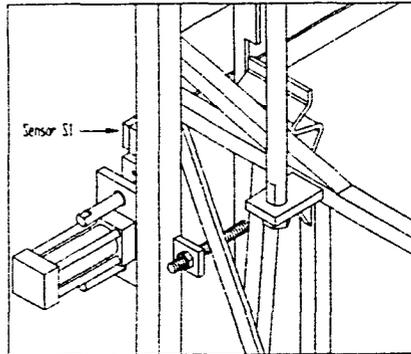
1.0	1	Unidad de mantenimiento	Festo FR-1/2-S-B
1.1	1	Valvula de carrera	Festo #3-1/2
1.2	1	Electrovalvula	Festo MH-S-1/2
1.3	2	Electrovalvula	Festo MH-S-1/4
1.4	2	Cilindro neumatico de elevacion	Festo DU-80-40-PPV-A
1.5	2	Cilindro neumatico de para	Festo DU-40-40-PPV-A
1.6	2	Cilindro neumatico de puerta	Festo DU-40-50-PPV-A
1.7	2	Regulador de flujo con silenciador	Festo GE-1/2
1.8	4	Silenciador	Festo U-1/4
1.9	4	Regulador de flujo	Festo GLA-1/4
1.2.0	1	Electrovalvula	Festo MH-3-1/2
No	Cart	Descripcion	Material

	Esc.: S/E	Acot.: S/A	Fecha: 21 septiembre 55	Dibujó: VCM
	<b>SISTEMA DE CONTROL</b> <b>DIAGRAMA NEUMATICO</b>			Revisó: AGE, VPSA <b>No. SC1</b>



3.0	1	Controlador lógico programable	Cutler-Hammer D100CRGA
2.0	1	Botón de emergencia	AB 800-FR200A
1.9	1	Push button	AB 800T-A201
1.8	6	Solenoido de electroválvula	Festo MSW-120
1.7	6	Supresor de pico	AE 1462-HX-120
1.6	4	Sensor magnético	Festo 2ME-1-LED-24
1.5	3	Sensor fotoelectrico de barrera (Emisor)	Dirron E3N-743S
1.4	3	Sensor fotoelectrico de barrera (Receptor)	Dirron E3N-743S
1.3	1	Switch de control	AE 194E-E12-4501
1.2	1	Fusible 1.5A	Comercial
1.1	2	Fusible 5A	Comercial
1.0	1	Interruptor de alimentación	AE 194E-HC3A-175
No	Cart.	Descripcion	Material

	Esc: S/E	Acot: S/A	Fecha: 21 septiembre 95	Dibujó: VCM
	<b>SISTEMA DE CONTROL</b> <b>DIAGRAMA ELECTRICO</b>			Revisó: AGE, VRSA <b>No. SC2</b>



	Esc: S/E	Acot: S/A	Fecha: 23 septiembre 95	Dibujó: VCM
	SISTEMA DE CONTROL UBICACION DE SENSORES			Revisó: AGE, VRSA
				No. SC3

## APÉNDICE **B**

### Catálogo de partes comerciales

Cilindros de doble efecto para finales de carrera magnéticos sin contacto serie DNU

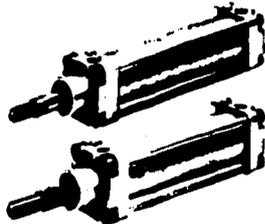
Serie de cilindros

32 hasta 100 mm

según DIN ISO 6431

Tipo DNU...-PPV-A

con amortiguación regulable en ambos extremos



Tipo DNUL...-PPV-A

con amortiguación regulable en ambos extremos y vistago cuadrado antiqiro



DNU...



DNUL...



Ejecuciones especiales: Tipo DNU... S2, S3, S4, S5, S8

DNUL... S4, S8

Presión máxima de funcionamiento: 12 bar

Temperatura de funcionamiento de -20 hasta +80 °C

Tipo	DNU...-PPV-A	DNUL...-PPV-A
Embolo	32, 40, 50, 63, 80, 100 mm	
Carreras estándar	25, 30, 50, 80, 100, 125, 160	
Carreras especiales	200, 250, 300, 400, 500 mm	
Carreras máximas	1 hasta 2000 mm	embolo 32 1 hasta 300 mm 40 1 hasta 400 mm 50, 63 1 hasta 500 mm 80, 100 1 hasta 600 mm

Fijaciones adicionales

Por brida (con tornillos)

Por pies (2 soportes con tornillos)

Oscilante

(con perno de eje y tornillos)

Soporte

Soporte oscilante orientable

Oscilante intermedia

Soporte intermedia

Tipo FN...

Tipo HN...

Tipo SN...

Tipo LN...

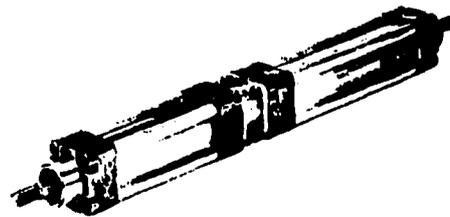
Tipo LSN...

Tipo ZNU...

Tipo LNZ...

Conjunto de montaje para el cilindro multiposicional

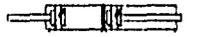
Tipo DPNN...



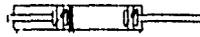
Cilindro multiposicional



1ª posición del cilindro



2ª posición del cilindro

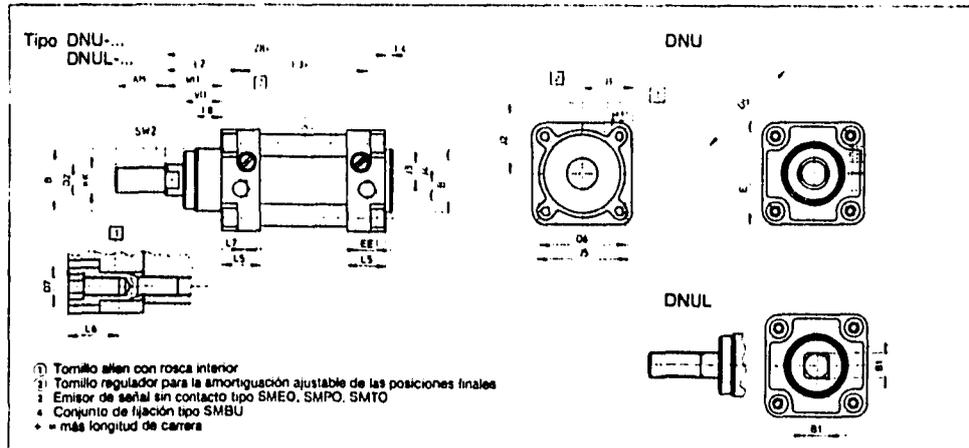


3ª posición del cilindro



4ª posición del cilindro

Hub = carrera



- 1) Tornillo allen con rosca interior
- 2) Tornillo regulador para la amortiguación ajustable de las posiciones finales
- 3) Emisor de señal sin contacto tipo SMEO, SMPO, SMTO
- 4) Conjunto de fijación tipo SMBU
- 5) = más longitud de carrera

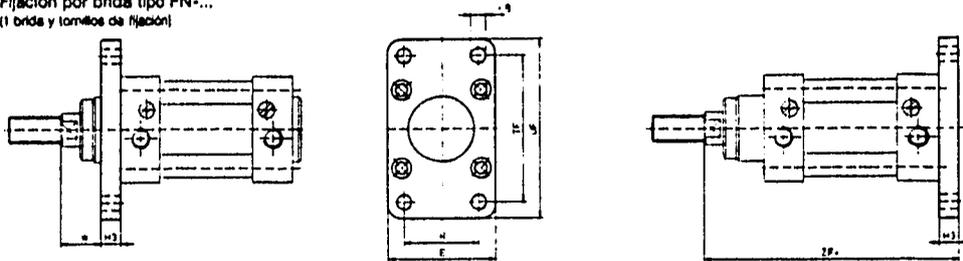
Ø Embolo	AM	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	E	EE	J <sub>1</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>3</sub>	J <sub>4</sub>	J <sub>5</sub>	KK	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	L <sub>5</sub>	L <sub>6</sub>	L <sub>7</sub>	L <sub>8</sub>	-3 <sub>2</sub>	VO	WH	ZB
32	22	30	10	12	46	37	M5	45	G 1/2	25	37	7	-	43.7	M10x1.25	35	76	4	26	13	9.5	-	10	16	26	120	
40	24	35	12	16	56	46	M5	54	G 3/4	29	41	9	4.5	50.63	M12x1.25	42	81	5.5	24	13	6	-	13	20	30	135	
50	32	40	16	20	68	56	M6	65	G 1	33.5	45.5	12	5.5	59.1	M16x1.5	49	82	5	24	15	4	17	17	25	37	143	
63	32	42	16	20	84	70	M6	80	G 1	42	53	13	11.5	72.7	M16x1.5	54	87	8	26.5	19	-	21	17	28	40	155	
80	40	46	20	25	100	87	M6	96	G 1 1/4	49	60	17	18	84.1	M20x1.5	62	96	8	28	21	-	23	22	34	48	172	
100	40	52	20	25	132	107	M8	126	G 1 1/2	57.5	68.5	17.5	18	106.7	M20x1.5	69.5	101	7	32.5	21	-	23	22	40	53	187	

FALLA DE ORIGEN

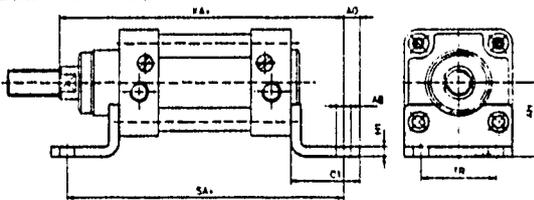
Elementos de fijación para la serie de cilindros DNU-... y DNUL-...



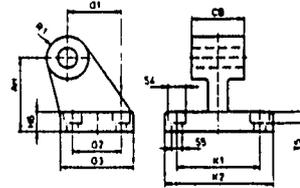
Fijación por brida tipo FN-...  
(1 brida y tornillos de fijación)



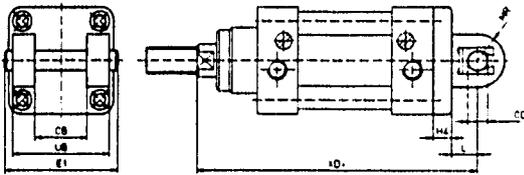
Fijación por pies tipo HN-...  
(2 pies con tornillos de fijación)



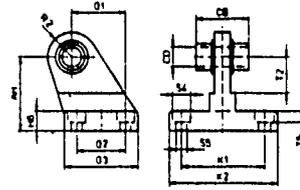
Caballote tipo LN-...



Fijación oscilante tipo SN-...  
(1 fijación oscilante con perno del eje y tornillos de fijación)



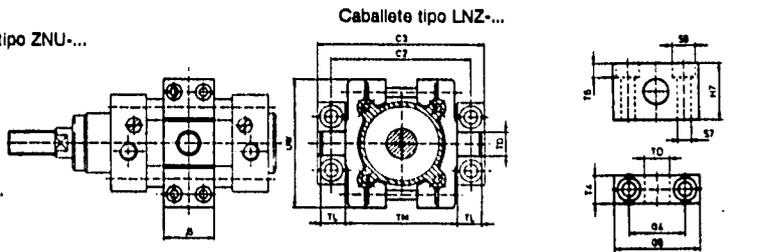
Caballote tipo LSN-...



Conjunto fijación oscilante tipo ZNU-...

El conjunto de fijación oscilante intermedia puede ser fijado en cualquier posición en la carrea perfilada del cilindro.

Indique el diámetro del émbolo al solicitar el pedido.  
+ = más longitud de carrera



∅ Embolo mm	AB	AH	AO	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	CB	CD	E	E <sub>1</sub>	FB	G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>	G <sub>3</sub>	G <sub>4</sub>	G <sub>5</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	H <sub>5</sub>	H <sub>6</sub>	H <sub>7</sub>	J <sub>8</sub>	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	L	MR
32	7	32	8	32	65	80	26	10	45	54	7	21	18	31	36	50	4	10	8	8	25	30	38	51	14	10		
40	9	36	10	38	81	99	28	12	54	62	9	24	22	35	36	55	5	10	9	10	36	32	41	54	16	13		
50	9	45	10	42	93	111	32	12	65	70	9	33	30	45	36	55	6	12	11	12	38	34	50	65	18	16		
63	9	50	15	50	110	130	40	16	80	82	9	37	35	50	42	65	8	15	12	12	40	41	52	87	23	18		
80	12	63	17	60	130	150	50	18	96	102	12	47	40	60	42	65	8	16	14	14	40	44	66	86	24	18		
100	14	71	14	57	157	182	60	20	128	126	14	55	50	70	50	75	8	18	15	15	50	44	76	96	28	23		
∅ Embolo mm	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	R	SA	S <sub>2</sub> ∅	S <sub>3</sub> ∅	S <sub>4</sub>	S <sub>7</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	TD ∅	TF	TL	TM	TR	UB	UF	UW	W	XA	XD	ZF				
32	10	13	32	142	10	5,5	11	6,6	16	15	5,7	6,8	12	64	12	50	32	45	77	65	18	144	142	130				
40	11	15	36	161	10	5,5	15	9	20	16	5,7	9	16	72	16	63	36	52	90	75	20	163	160	145				
50	13	15	45	170	11	6,6	15	9	22	18	6,8	9	16	80	16	75	45	60	110	86	25	175	170	155				
63	15	20	50	185	11	6,6	18	11	30	20	6,8	11	20	100	20	90	50	70	125	105	25	190	190	170				
80	15	20	63	210	15	9	18	11	31	20	9	11	20	128	20	110	63	90	154	120	30	215	210	190				
100	19	24	75	220	15	9	20	14	38	25	9	14	25	150	25	132	75	110	166	140	35	230	230	205				

**Horquilla  
Tipo SG...**



Para la fijación oscilante en los vástagos de los cilindros con tuerca hexagonal (según DIN 439) y perno.

Para vástagos con roscas	Referencia	Nº articulo	Tipo
M 4	1132		SG-M 4
M 6	3110		SG-M 6
M 8	3111		SG-M 6
M 10	2874		SG-M 10
M 10 x 1,25	8144		SG-M 10 x 1,25
M 12	2875		SG-M 12
M 12 x 1,25	8143		SG-M 12 x 1,25
M 16	2876		SG-M 16
M 16 x 1,5	8146		SG-M 16 x 1,5
M 20	2877		SG-M 20
M 20 x 1,5	8147		SG-M 20 x 1,5
M 24	2878		SG-M 24
M 30	2879		SG-M 30
M 42 x 2	9582		SG-M 42 x 2
M 48 x 2	9583		SG-M 48 x 2

**Rótula  
Tipo SGS...**

según DIN 618, medidas serie K con tuerca según DIN 439



Para vástagos con roscas	Referencia	Nº articulo	Tipo
M 6	9254		SGS-M 6
M 10	9258		SGS-M 10
M 10 x 1,25	9261		SGS-M 10 x 1,25
M 12	9257		SGS-M 12
M 12 x 1,25	9262		SGS-M 12 x 1,25
M 16	9256		SGS-M 16
M 16 x 1,5	9263		SGS-M 16 x 1,5
M 20	9259		SGS-M 20
M 20 x 1,5	9264		SGS-M 20 x 1,5
M 24	9260		SGS-M 24
M 42 x 2	10778		SGS-M 42 x 2
M 48 x 2	10777		SGS-M 48 x 2

**Rótula  
Tipo FK...**

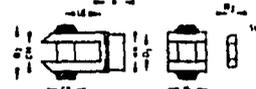
con tuerca según DIN 439

Para absorber desalineamiento entre vástago del cilindro y la pieza a moverse. Su ventaja principal consiste en que entra el eje del cilindro y la dirección del movimiento es posible una desviación angular y axial.



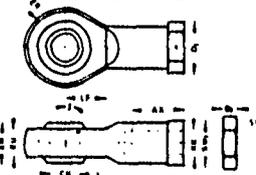
Para vástagos con roscas	Referencia	Nº articulo	Tipo	Esfuerzos de tracción y compresión permitidos (N = kg)
M 4	6328		FK-M 4	750 (75)
M 6	2061		FK-M 6	1200 (120)
M 8	2062		FK-M 8	2500 (250)
M 10	2063		FK-M 10	5000 (500)
M 10 x 1,25	8140		FK-M 10 x 1,25	5000 (500)
M 12	2064		FK-M 12	5000 (500)
M 12 x 1,25	8141		FK-M 12 x 1,25	5000 (500)
M 16	2065		FK-M 16	10000 (1000)
M 16 x 1,5	8142		FK-M 16 x 1,5	10000 (1000)
M 20	2066		FK-M 20	10000 (1000)
M 20 x 1,5	8143		FK-M 20 x 1,5	10000 (1000)
M 24	4029		FK-M 24	24000 (2400)
M 30	4030		FK-M 30	38000 (3800)

**Horquilla  
SG...**



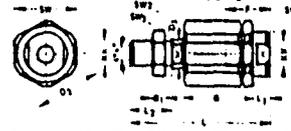
Tipo	A	B	B1	B2	CE	CK	CM	D	ER	LE
SG-M 4	6	8	11	2,2	16	3	4	8	5	8
SG-M 6	12	12	18	3,2	24	6	6	10	7	12
SG-M 8	16	16	21,5	4	32	8	8	14	10	16
SG-M 10	20	20	26	5	40	10	10	18	12	20
SG-M 10 x 1,25	20	20	26	5	40	10	10	18	12	20
SG-M 12	24	24	31	6	48	12	12	20	14	24
SG-M 12 x 1,25	24	24	31	6	48	12	12	20	14	24
SG-M 16 x 1,5	32	32	39	8	64	16	16	26	19	32
SG-M 20	40	40	53	10	80	20	20	34	25	40
SG-M 20 x 1,5	40	40	53	10	80	20	20	34	25	40
SG-M 24	48	48	65	12	96	24	24	42	30	48
SG-M 30	60	60	81	15	120	30	30	54	38	60
SG-M 42 x 2	85	85	109,5	21	168	42	42	70	50	84
SG-M 48 x 2	90	90	120	24	192	48	48	78	56	96

**Rótula  
SGS...**



Tipo	A	B	CE	CN	D	EL	EN	ER	KK	LE	L1	L2	n
SGS-M 6	12	3,2	30	6	13	6,8	6	10	M 6	25	11	10	13
SGS-M 8	16	4	38	8	18	9	12	12	M 8	31	14	13	13
SGS-M 10	20	5	43	10	19	10,5	14	14	M 10	36,8	17	17	13
SGS-M 10 x 1,25	20	5	43	10	19	10,5	14	14	M 10 x 1,25	36,8	17	17	13
SGS-M 12	22	6	50	12	22	12	16	16	M 12	43,8	19	19	13
SGS-M 12 x 1,25	22	6	50	12	22	12	16	16	M 12 x 1,25	43,8	19	19	13
SGS-M 16	28	8	64	16	27	15	21	21	M 16	56	22	24	15
SGS-M 16 x 1,5	28	8	64	16	27	15	21	21	M 16 x 1,5	56	22	24	15
SGS-M 20	33	10	77	20	34	18	25	25	M 20	67	30	30	15
SGS-M 20 x 1,5	33	10	77	20	34	18	25	25	M 20 x 1,5	67	30	30	15
SGS-M 24	42	12	94	25	42	22	31	30	M 24	82	36	36	15
SGS-M 42 x 2	65	18	142	40	65	33	49	45	M 42 x 2	146	55	65	15
SGS-M 48 x 2	75	24	160	50	75	45	60	57,5	M 48 x 2	158	65	75	15

**Rótula  
FK...**



Tipo	B	B1	D	D1	D2	E	F	L
FK-M 4	16,5	2,2	11	12,7	3,8	18	12,5	33
FK-M 6	17,5	3,2	8,5	14,9	5,8	19,7	11,5	37
FK-M 8	23,5	4	12,6	19	8	20,6	14	48,5
FK-M 10	34	5	21,9	32	14	31	23	67,5
FK-M 10 x 1,25	34	5	21,9	32	14	31	23	69,5
FK-M 12	34	6	21,6	32	14	31	23	70,5
FK-M 12 x 1,25	34	6	21,6	32	14	31	23	74,5
FK-M 16	53	8	33,8	45	22	44,8	32	97
FK-M 16 x 1,5	53	8	33,8	45	22	44,8	32	103
FK-M 20	53	10	33,8	45	22	48,5	34	106
FK-M 20 x 1,5	53	10	33,8	45	22	48,5	41	120
FK-M 24	79	12	48	58	25	62	40	147
FK-M 30	98	12	55	70	31	75	48	183
Tipo	L1	L2	L3	KK	KK	KK	KK	KK
FK-M 4	25	8	4,5	11	11	3,2	7	M 4
FK-M 6	25	12	3,5	13	7	5	10	M 6
FK-M 8	33,5	15	5	17	10	7	13	M 8
FK-M 10	49,5	18	6	30	19	12	17	M 10
FK-M 10 x 1,25	49,5	20	6	30	19	12	17	M 10 x 1,25
FK-M 12	49,5	21	6	30	19	12	19	M 12
FK-M 12 x 1,25	50,5	24	9	30	19	12	19	M 12 x 1,25
FK-M 16	71	26	9	41	30	19	24	M 16
FK-M 16 x 1,5	81	32	9	41	30	19	24	M 16 x 1,5
FK-M 20	73	32	11	41	30	19	30	M 20
FK-M 20 x 1,5	80	40	16	41	30	19	30	M 20 x 1,5
FK-M 24	103	44	12	55	48	22	38	M 24
FK-M 30	123	60	14	65	55	28	48	M 30

**Finales de carrera magnéticos (interruptores de proximidad)**

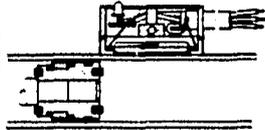
**Finales de carrera magnéticos**

Los finales de carrera de proximidad se emplean para indicar las posiciones sin contacto en cilindros u otras aplicaciones, utilizando un campo magnético para generar la señal de salida.

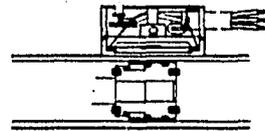
Los emisores de señales eléctricas se componen de un contacto Reed, inyectado en un bloque de resina sintética. Este al aproximarse un campo magnético, genera una señal eléctrica. Este tipo de interruptor genera de esta manera una señal eléctrica.

Esquema de funcionamiento:

El interruptor de proximidad no está accionado, el contacto está abierto. El imán permanente no está próximo a los contactos eléctricos.



Al aproximarse un campo magnético, se cierra el contacto.



Imán permanente

**Interruptor de proximidad\***  
con cable de conexión, con pieza de sujeción para la barra de 6 mm de diámetro y perfil DUO (en los cilindros ESNU, DSNU, DSW)  
Tipo SME-1

Ejecución para alta temperatura  
Tipo SME-1-S6-B

con indicación luminoso diodo (LED)  
Tipo SME-1-LED-24

sin elemento de fijación  
Tipo SMEO-1

Ejecución para alta temperatura  
Tipo SMEO-1-S6-B

con indicación luminoso diodo (LED)  
Tipo SMEO-1-LED-24



Características	7469 SME-1	8334 SME-1-S6-B	10218 SME-1-LED-24
Sujeción	11840 SMEO-1	11842 SMEO-1-S6-B	11843 SMEO-1-LED-24
Características	Base de montaje plana	Base de montaje ranurada	Base de montaje ranurada
Función	Control de posición	Control de posición	Control de posición
Temperatura de funcionamiento	0 hasta +60 °C	0 hasta +60 °C	0 hasta +60 °C
Temperatura de almacenamiento	-20 hasta +60 °C	-20 hasta +60 °C	-20 hasta +60 °C
Temperatura de conexión	0 hasta +60 °C	0 hasta +60 °C	0 hasta +60 °C
Temperatura de protección	IP66	IP66	IP66

\* Nota: Los finales de carrera magnéticos son no destruyables, también como interruptores de proximidad.

**Interruptor de proximidad con cable de conexión**  
con circuito de protección integrado y diodo luminoso amarillo  
Tipo SME-3-LED-24



Accionado mediante imán permanente

Este interruptor de proximidad puede fijarse a los cilindros Festo tipo AV, AVL de la serie "A" mediante ranura longitudinal de cola de milano.

Referencia	12112
N.º Artículo/Tipo	SME-3-LED-24
Conexión	Cable de 3 filamentos de 2,5 m de longitud
Potencia de conexión	4,5 W
Corriente de conexión	200 mA
Tensión de conexión*	de 12 hasta 27 V <sub>cc</sub> y -
Tolerancia de repetición	± 0,1 mm
Temperatura de funcionamiento	-20 hasta +60 °C
Tempo de conexión	0,5 ms
Tipo de protección	IP66

\* Pico admisible 500 V si circuito de protección

**Interruptor de proximidad con enchufe longitudinal**  
con circuito de protección integrado y diodo luminoso amarillo

Enchufe longitudinal



con enchufe a 90°

Enchufe a 90°



Tipo SME-3-SO-LED-24



Accionado mediante imán permanente

**Accesorios**  
clavijas con cable con conexión

- 15.678 SIM-K-WD-2,5 Base de enchufe en escuadra 90°, cable 2,5 m
- 15.679 SIM-K-QD-2,5 Base de enchufe recta, cable 2,5 m
- 15.239 SIM-K-WD-5 Base de enchufe en escuadra 90°, cable 5 m
- 15.240 SIM-K-QD-5 Base de enchufe recta, cable 5 m

Este interruptor de proximidad puede fijarse a los cilindros Festo tipo AV, AVL de la serie "A" mediante ranura longitudinal de cola de milano.

Referencia	30293	30292
N.º Artículo/Tipo	SME-3-SL-LED-24	SME-3-SO-LED-24
Conexión	Enchufe	Enchufe
Potencia de conexión	4,5 W	4,5 W
Corriente de conexión	200 mA	200 mA
Tensión de conexión*	de 12 hasta 27 V <sub>cc</sub> y -	de 12 hasta 27 V <sub>cc</sub> y -
Tolerancia de repetición	± 0,1 mm	± 0,1 mm
Temperatura de funcionamiento	-20 hasta +60 °C	-20 hasta +60 °C
Tempo de conexión	0,5 ms	0,5 ms
Tipo de protección	IP66	IP66

\* Pico admisible 500 V si circuito de protección

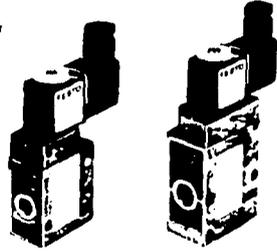
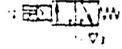
Nota: Los cilindros con interruptores de proximidad accionados magnéticamente no deberán montarse en lugares sometidos a campos magnéticos intensos (p.ej. soldadoras de resistencia).



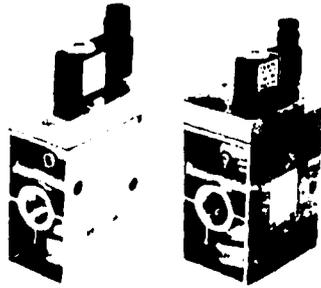
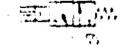
Electroválvulas (simple bobina)

Electroválvulas  
con accionamiento manual auxiliar

Tipo MFH-3-1/4  
MFH-3-1/2  
MFH-3-3/4



MOFH-3-1/4  
MOFH-3-1/2  
MOFH-3-3/4



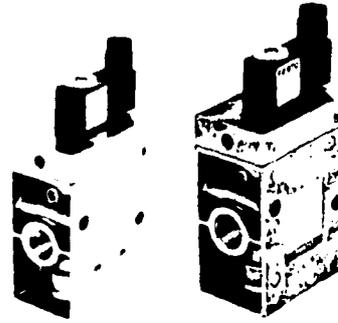
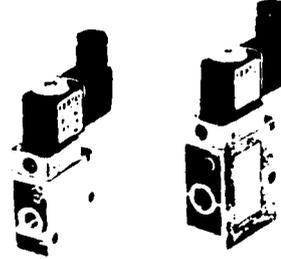
Para montajes en batería  
ver pag. 91.

Referencia	7802	9964	9657	11967
N.º Artículo/Tipo	MFH-3-1/4	MFH-3-1/2	MFH-3-3/4	MFH-3-1/2
	78777	7376	7684	11969
	MOFH-3-1/4	MOFH-3-1/2	MOFH-3-3/4	MOFH-3-1/2
Acoplamiento	G 1/4	G 1/2	G 3/4	G 1/2
Presión funcionamiento	1,5 a 6 bar	1 a 6 bar	1,5 a 6 bar	2 a 6 bar
Ce. peso equivalente	5 mm	7 mm	12 mm	11 mm
Caudal nominal	500 l/min	500 l/min	500 l/min	500 l/min
Tiempo	14 ms	12,36 ms	15 ms	17,30 ms

\* Bobina (la bobina se vende por separado no está incluida).

Electroválvulas  
con accionamiento manual auxiliar y conexión de presión auxiliar de mando.  
Adecuadas para vacío.

Tipo MFH-3-1/4-S  
MFH-3-1/2-S  
MFH-3-3/4-S



Para montaje en batería ver pag. 91  
Adecuada para vacío (vacío por 1 rPI)

Referencia	7958	7959	7960	11968
N.º Artículo/Tipo	MFH-3-1/4-S	MFH-3-1/2-S	MFH-3-3/4-S	MFH-3-1/2-S
Acoplamiento	G 1/4	G 1/2	G 3/4	G 1/2
Presión funcionamiento	1,5 a 6 bar	1 a 6 bar	1,5 a 6 bar	2 a 6 bar
Presión auxiliar	1 a 6 bar			
Ce. peso equivalente	5 mm	7 mm	14 mm	11 mm
Caudal nominal	500 l/min	500 l/min	500 l/min	500 l/min
Tiempo	14 ms	12,36 ms	15 ms	17,30 ms

\* Bobina (la bobina se vende por separado no está incluida).

FALLA DE ORIGEN

# FALLA DE ORIGEN

## Electrovalvulas de doble bobina

### Electrovalvulas 8/2 vias

Electrovalvula  
Tipo MLC-8/2-B

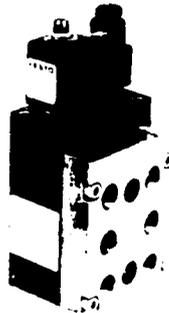
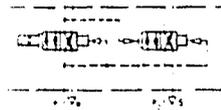
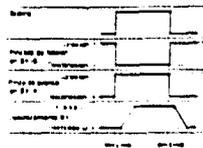


Gráfico de conmutación



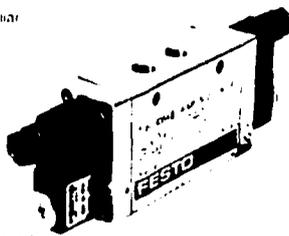
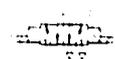
- 1 = Retraso en los presios de mando
- 2 = Presion de alimentacion para las pinzas
- 3 = Presion de alimentacion para el escape
- 4 = Utilizaciones de desplazamiento
- 5 = Utilizaciones para las pinzas
- 6 = Escapes

Estas valvulas se utilizan para el mando de alimentadores Festo, as como para movimientos de alimentacion y de friccion alternativa.

Referencia	4801
N.º Artículo/Tipo	MLC-8/2-B
Acoplamientos	G
Presion funcionamiento	3 a 10 bar
de paso equivalente	14 mm
Caudal nominal	1500 l/min
Tiempo Conex./Descon.	13 ms

### Electrovalvulas 5/2 vias

Electrovalvula  
con accionamiento manual auxiliar  
Tipo WJMF-5/2-1-B  
WJMF-5/2-1-B  
WJMF-5/2-1-B

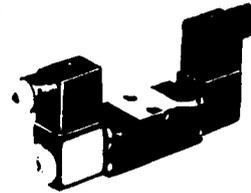
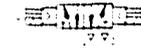


Adecuada para vacío SA  
Para montajes en bateria ver pag. 92.

Referencia	1054R	2700***	1167R
N.º Artículo/Tipo	WJMF-5/2-1-B	WJMF-5/2-1-B	WJMF-5/2-1-B
Acoplamientos	G	G	G
Presion funcionamiento	3 a 8 bar		
de paso equivalente	6 mm	7 mm	14 mm
Caudal nominal	100 l/min	100 l/min	4000 l/min
Tiempo de conmutacion	4 ms	14 ms	16 ms

\* Bobina (La bobina se vende por separado no esta incluida).

Electrovalvulas de impulsos  
con accionamiento manual auxiliar  
sin placa base  
Tipo JMFH-5-3.3



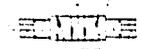
Placa base G Referencia 9194 AS\*\*

Referencia	6069*
N.º Artículo/Tipo	JMFH-5-3.3
Acoplamientos	Para tubo L interior 4 mm (3) + Placa base
Presion funcionamiento	de 2 a 8 bar
de paso equivalente	13 mm
Caudal nominal	170 l/min
Tiempo Conex./Descon.	13 ms

\* Bobina (La bobina se vende por separado no esta incluida).

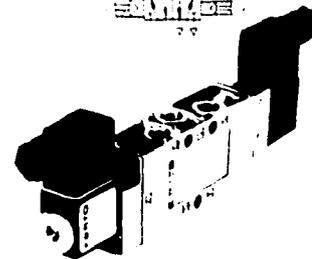
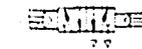
Electrovalvulas de impulsos  
con accionamiento manual auxiliar.

Tipo JMFH-5-1a  
JMFH-5-1a  
JMFH-5-1a



Con señal dominante en 14 v  
accionamiento manual auxiliar

Tipo JMFHD-5-1a  
JMFHD-5-1a



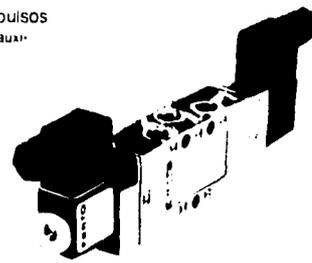
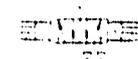
Para montajes en bateria  
ver pag. 91

Referencia	8822	8821	10410	10411	10166
N.º Artículo/Tipo	JMFH-5-1a	JMFHD-5-1a	JMFH-5-1a	JMFHD-5-1a	JMFH-5-1a
Acoplamientos	G	G	G	G	G
Presion funcionamiento	3 a 8 bar	2 a 8 bar	3 a 8 bar	2 a 8 bar	3 a 8 bar
de paso equivalente	6 mm	7 mm	7 mm	7 mm	14 mm
Caudal nominal	100 l/min	170 l/min	100 l/min	100 l/min	4000 l/min
Tiempo Conex./Descon.	6 ms	4 ms	6 ms	12 ms	25 ms

\* Bobina (La bobina no esta incluida).

Electrovalvulas de impulsos  
con accionamiento manual auxiliar  
y sensor optico exterior

Tipo JMFH-5-1a-S  
JMFH-5-1a-S



Adecuadas para vacío  
Para montajes en bateria ver pag. 91

Referencia	1400R	1400R
N.º Artículo/Tipo	JMFH-5-1a-S	JMFH-5-1a-S
Acoplamientos	G	G
Presion funcionamiento	3 a 8 bar	1.5 a 8 bar
de paso equivalente	6 mm	7 mm
Caudal nominal	600 l/min	1100 l/min
Tiempo Conex./Descon.	13 ms	

\* Bobina (La bobina se vende por separado no esta incluida).

# FALLA DE ORIGEN

## Válvulas antirretorno y reguladoras de caudal

Válvulas antirretorno (check) Tipo H-...



El aire comprimido solo puede circular en un sentido, en el otro queda bloqueado.

Referencia	10371	10324	11689	11690	11691	11692
N.º Artículo/Tipo	H-M5	H-M5-B	H-M5-B	H-M5-B	H-M5-B	H-M5-B
Acoplamientos	M5	G 1/4				
Presión funcionamiento	0 a 8 bar	0 a 12 bar				
de paso equivalente	2,2 mm	4 mm	4 mm	4 mm	4 mm	4 mm
Caudal nominal	115 l/min	280 l/min	1020 l/min	2300 l/min	5820 l/min	6650 l/min

Válvula antirretorno (check) pilotada Tipo HGL-...



Paso del aire en una sola dirección, la dirección contraria está bloqueada pero puede abrirse mediante una señal de mando.

Referencia	12938	12939	12940	12941
N.º Artículo/Tipo	HGL-M5	HGL-M5	HGL-M5	HGL-M5
Acoplamientos	G 1/4	G 1/4	G 1/4	G 1/4
Presión funcionamiento	0 a 10 bar			
de paso equivalente	3,5 mm	4,2 mm	5,7 mm	6,6 mm
Caudal nominal	100 l/min	140 l/min	300 l/min	350 l/min

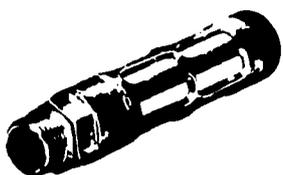
Reguladores de caudal Tipo GRO-...



El flujo de aire es ajustable en ambos sentidos.

Referencia	4804	6500	2104
N.º Artículo/Tipo	GRO-M5	GRO-M5	GRO-M5
Acoplamientos	M5	G 1/4	G 1/4
Presión funcionamiento	0 a 10 bar	0 a 10 bar	0 a 10 bar
de paso equivalente	2 mm	4 mm	4,5 mm
Caudal nominal	30 a 45 l/min	de 0 a 100 l/min	de 0 a 350 l/min

Reguladores de caudal con silenciador Tipo GRU-...-B

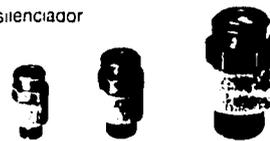


Para la regulación de los escapes en las válvulas

Referencia	9516	9517	9519
N.º Artículo/Tipo	GRU-M5-B	GRU-M5-B	GRU-M5-B
Acoplamientos	G 1/4	G 1/4	G 1/4
Presión funcionamiento	0 a 10 bar	0 a 10 bar	0 a 10 bar
de paso equivalente	2,3 mm	2,5 mm	2,5 mm
Caudal nominal	0 a 1000 l/min	0 a 1500 l/min	0 a 5800 l/min

Regulador de caudal con silenciador

Tipo GRE-...



Referencia	10351	10352	10353
N.º Artículo/Tipo	GRE-M5	GRE-M5	GRE-M5
Acoplamientos	G 1/4	G 1/4	G 1/4
Presión funcionamiento	0 a 10 bar	0 a 10 bar	0 a 10 bar
de paso equivalente	3,5 mm	5 mm	10 mm
Caudal nominal	0 a 520 l/min	0 a 1000 l/min	0 a 3980 l/min

Reguladores de caudal bidireccionales Tipo GRLO-...

con conexión orientable

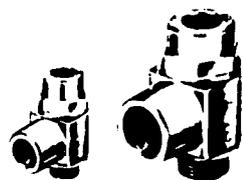


Estas válvulas compactas se montan directamente en el cilindro sin necesidad de accesorios, pudiendo girarse 360°.

Referencia	14095	14096
N.º Artículo/Tipo	GRLO-M5	GRLO-M5-Pk-3
Conexiones	M5	M5 tubo 3 mm
Presión funcionamiento	de 0 hasta 10 bar	de 0 hasta 10 bar
de paso nominal	3	3
Caudal nominal	30 a hasta 48 l/min	30 a hasta 48 l/min

Regulador de caudal para regular el aire de escape Tipo GRLA-...

con conexión orientable



Estas válvulas compactas se montan directamente en el cilindro sin necesidad de accesorios, pudiendo girarse 360°.

Referencia	Conexiones	Presión de funcionamiento	de paso	Caudal nominal
N.º Artículo/Tipo		funcionamiento en bar	nominal en mm	nominal l/min
13321 GRLA-M5	M5	0 a hasta 10	3 1/8	48-14
13323 GRLA-M5-Pk-1	M5 3 mm	0 a hasta 10	3 1/8	48-30
13325 GRLA-M5-Pk-2	M5 3 mm	0 a hasta 10	3 1/8	200/130
13327 GRLA-M5-Pk-3	M5 4 mm	0 a hasta 10	3 1/8	170/110
13329 GRLA-M5-Pk-4	M5 6 mm	0 a hasta 10	3 1/8	180/120
13331 GRLA-M5-Pk-5	M5 6 mm	0 a hasta 10	3 1/8	440/285
13332 GRLA-M5-Pk-6	M5 6 mm	0 a hasta 10	3 1/8	230/170
13333 GRLA-M5-Pk-7	M5 6 mm	0 a hasta 10	3 1/8	370/250
13334 GRLA-M5-Pk-8	M5 6 mm	0 a hasta 10	3 1/8	676/610
13335 GRLA-M5-Pk-9	M5 6 mm	0 a hasta 10	3 1/8	743/1010

En sentido de la regulación en sentido contrario

Regulador de caudal del aire de alimentación

Tipo GRLZ-...

con conexión orientable



Estas válvulas compactas se montan directamente en el cilindro de simple efecto sin necesidad de accesorios, pudiendo girarse 360°.

Referencia	Conexiones	Presión de funcionamiento	de paso	Caudal nominal
N.º Artículo/Tipo		funcionamiento en bar	nominal en mm	nominal l/min
13322 GRLZ-M5	M5	0 a hasta 10	3 1/8	48-34
13324 GRLZ-M5-Pk-1	M5 3 mm	0 a hasta 10	3 1/8	48-110
13326 GRLZ-M5-Pk-2	M5 3 mm	0 a hasta 10	3 1/8	190-100
13328 GRLZ-M5-Pk-3	M5 4 mm	0 a hasta 10	3 1/8	160-140
13330 GRLZ-M5-Pk-4	M5 6 mm	0 a hasta 10	3 1/8	170-140

En sentido de la regulación

La seguridad de funcionamiento y la duración de una instalación neumática dependen considerablemente del acondicionamiento del aire comprimido.

La suciedad del aire comprimido (cascarilla, óxido y polvo, así como también partículas sólidas contenidas en el aire, como agua condensada) pueden causar grandes deterioros en las instalaciones neumáticas. Estas suciedades provocan el desgaste en superficies deslizantes y elementos de junta, influyendo sobre su funcionamiento y duración de los elementos neumáticos.

La conexión y desconexión del compresor origina oscilaciones en la presión que influyen negativamente en el funcionamiento de la instalación.

Para eliminar estas influencias nocivas deben emplearse en cada mando neumático los aparatos de servicio del aire comprimido.

#### Funcionamiento de las unidades de servicio

Los filtros de aire comprimido purifican el aire de partículas sólidas y gotas de humedad. Las partículas mayores de 40 µm (independe del cartucho filtrante) serán retenidas por un filtro sintético. Mediante una instalación especial se separan los líquidos hacia el recipiente del filtro. La condensación acumulada en el recipiente del filtro se vacía cada cierto tiempo, puesto que en caso contrario sería arrastrado por el aire.

Hay ramas que muy a menudo necesitan el aire con un filtrado extremo: industria química, farmacéutica, técnica de procesos, alimentación, etc. Para ello se emplean los filtros submicrónicos.

Estos filtros purifican el aire de mando casi por completo de las gotas más pequeñas de agua y aceite que aun contiuviese el aire comprimido, en un 99.999% (referente a 0.01 micras).

La válvula reguladora de presión mantiene la presión de trabajo fijado secundariamente ampliamente constante independientemente de las oscilaciones de la presión en la red fijado primario y el consumo del aire. La presión de entrada siempre debe ser mayor que la de trabajo.

El lubricador del aire comprimido tiene la misión de proporcionar a los elementos neumáticos suficiente engrase. El aceite es aspirado del depósito y regulado por el contacto con el aire fluyente. El lubricador comienza a trabajar solamente cuando existe suficiente flujo de aire.

#### Aceites recomendables para los lubricadores:

Tipo de aceite utilizables	Viscosidad a 20°C (mm²/s)
Aceite especial Festo	33
Aylo Avial HSL 3	34
BP Energol HLP 40	27
Esso Sornesso J4	33
Shell Telus Oil C 10	32
Mobil Vac HLP 9	25.2

Aceite especial Festo en envase de 1 litro.

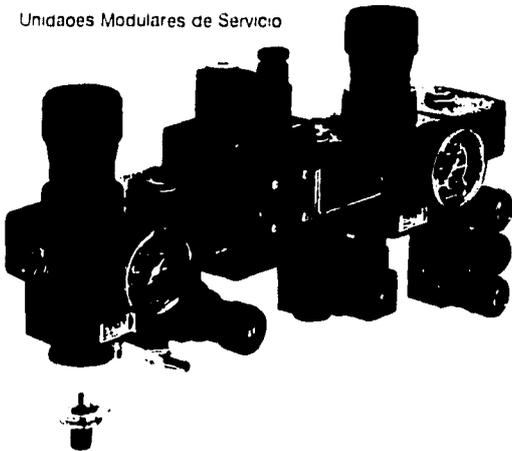
#### Cantidad de aceite\*

Se determina por medio del tamaño de regulación. En la práctica son suficientes de 1 a 12 gotas/1000 l de aire.

Con el empleo de elementos de alta presión o sensores debe prevverse un prefiltrado y después un filtrado submicrónico a continuación. Debe renuncarse al enriquecimiento del aire con aceite, puesto que de contrario surgen perturbaciones en el funcionamiento.

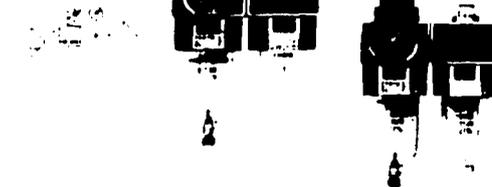
Para sustitución del manómetro de las unidades de servicio ver pag. 77.

#### Unidades Modulares de Servicio



#### Unidad de servicio

Presión nominal 12 bar  
Tipo FRC-...-S-B  
con cabezal regulador que puede cerrarse con llave  
Tipo FRCS-...-S-B



Accesorios: Ver página 92

Referencia	10949	10950	10951	10952
N.º Art./Tipo	FRC-...-S-B	FRC-...-S-B	FRC-...-S-B	FRC-...-S-B
	10965	10966	10967	10968
	FRCS-...-S-B	FRCS-...-S-B	FRCS-...-S-B	FRCS-...-S-B
Acoplamientos	G 1/4	G 1/4	G 1/4	G 1/4
Caudal nominal <sup>1)</sup>	550 l/min	100 l/min	10 l/min	1350 l/min
Presión primaria máx.	14 bar			
Presión secundaria máx.	12 bar			
Consumo de lubricador	cajón de 4 l/min	cajón de 3 l/min	cajón de 10 l/min	cajón de 22 l/min
Capacidad de filtrado	Standard: 40 µm porosidad media			
Volumen de condensación	10 cm³	41 cm³	50 cm³	86 cm³
Temperaturas máximas	de -10 a +60 °C			
Materiales	Cuerpo: Poliamida con tija de vidrio			
	Depositos: Poliamida especial Juntas: Perbunan			

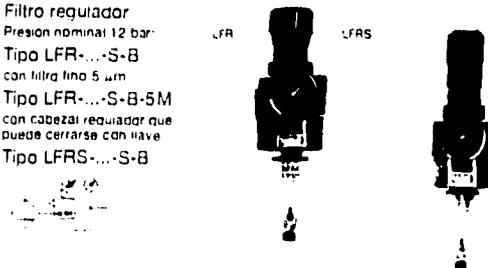
#### Filtro regulador

Presión nominal 12 bar

Tipo LFR-...-S-B  
con filtro fino 5 µm

Tipo LFR-...-S-B-5M  
con cabezal regulador que puede cerrarse con llave

Tipo LFRS-...-S-B



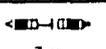
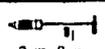
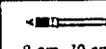
Accesorios (ver página 92)

Referencia	N.º Art./Tipo	10578	10620	11541	16834
	LFR-...-S	LFR-...-S-B	LFR-...-S-B	LFR-...-S-B	LFR-...-S-B
	11589	11633	11546	11935	
	LFR-...-S-5M	LFR-...-S-5M-B	LFR-...-S-5M-B	LFR-...-S-5M-B	
	14974	14975	14976	14977	
	LFRS-...-S	LFRS-...-S-B	LFRS-...-S-B	LFRS-...-S-B	
Acoplamientos	G 1/4	G 1/4	G 1/4	G 1/4	
Caudal nominal <sup>1)</sup>	170 l/min	2000 l/min	1000 l/min	3450 l/min	
	S-5M-B1	616 l/min	1260 l/min	2400 l/min	3350 l/min
Presión primaria máx.	14 bar				
Presión secundaria máx.	12 bar				
Capacidad de filtrado	Standard: 40 µm; 5M: 5 µm porosidad media				
Volumen de condensación	10 cm³	41 cm³	50 cm³	86 cm³	
Temperaturas máximas	de -10 a +60 °C				
Materiales	Cuerpo: Latón; Recipiente: Poliamida especial;				
	Juntas: Perbunan				

FALLA DE ORIGEN

\* Con presión primaria de 10 bar, presión de trabajo 6 bar y Δp = 1 bar. El cartucho filtrante de 5 µm reduce el caudal en un 20%.

# OMRON

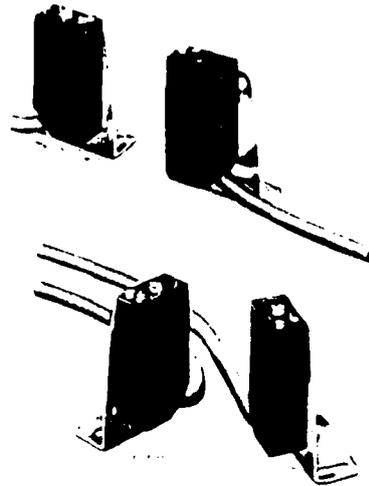
Sensing			Supply voltage	Output
 7 m	 3 m, 2 m	 8 cm, 70 cm	12 to 24 VDC	 100 mA

## General-Purpose Photoelectric Sensor

## E3V

Miniature Prewired DC Sensors Offer Long Sensing Distances. Withstand Mechanical Shock and Vibration

- Built-in amplifier has fully encapsulated circuit
- Fast, 1 ms response time
- Alarm output signals deteriorating switching conditions due to dust contamination on lens or sensor misalignment
- Check input (separate type only) verifies sensor operation
- Polarized retroreflective type ideal for detecting shiny objects
- Two-turn sensitivity adjustment and output stability indicator fine tune performance
- Dust-tight and water-tight to IP67 standards
- Switch selectable Light-ON/Dark-ON operation
- Ready-to-use: Prewired with 2 m (6.56 ft) cable, includes mounting bracket and reflector for retroreflective types



## Ordering Information

### ■ SENSORS

Sensing method	Separate	Polarized retroreflective	Diffuse reflective
Sensing distance	7 m (23.0 ft)	0.1 - 2 m (0.32-6.6 ft)	70 cm (2.3 ft)
Output type	NPN	E3V-7C43S	E3V-R2C43S
	PNP	E3V-7B43S	E3V-R2B43S
			E3V-DS70C43S
			E3V-DS70B43S

Note: Special application sensors available. See description at back of data sheet.

### ■ ACCESSORIES

Description	Part number		
Slits for separate type, set of 3 pairs includes 0.5 mm, 1 mm and 2 mm slits	E39-S7		
Optional mounting brackets	Flat mounting bracket for E3V	E39-L43	
	Horizontal mounting bracket for E3V	E39-L44	
	For E39-R1 reflector	E39-L7	
Reflectors	Corner cube type	5 to 100 cm (2.0 to 39.4 in) sensing distance	E39-R3
	Glass bead, adhesive back	20 to 50 cm (7.9 to 19.7 in) sensing distance	E39-RSA
		20 to 80 cm (7.9 to 31.5 in) sensing distance	E39-RSB

### ■ REPLACEMENT PARTS

Description	Part number
Mounting bracket supplied with each sensor	E39-L54
Reflector supplied with each retroreflective sensor	E39-R1

FALLA DE ORIGEN

## CUTLER-HAMMER PROGRAMMABLE LOGIC CONTROLLERS

237

1028/92

### D100 Micro Programmable Logic Controllers

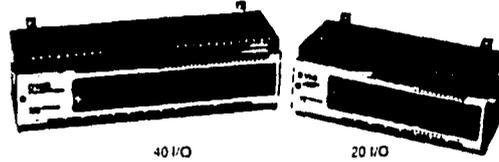
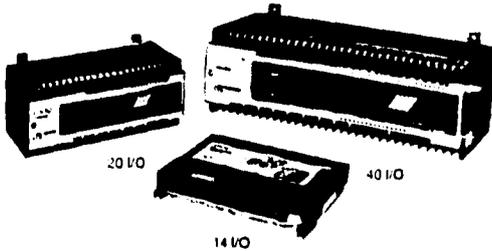
FILE

D100

#### FEATURES

The D100 Micro Programmable Logic Controller is a family of products for use in a wide spectrum of applications. The D100 Micro PLC is:

- Expandable 14 to 120 I/O
- Utilizes true ladder logic programming
- Programmer displays eight rungs of logic at a one time
- Large LCD screen displays "power flow" while D100 is running



#### CONTROLLER

The Controller is a stand alone programmable logic controller containing Central Processing Unit (CPU), power supply, memory, and Input/Output circuitry with terminals. Controllers are offered in several I/O configurations and capabilities — see Configuration below. Controllers contain the RAM memory and back-up battery. See PROMS on the next page for PROM writing features of controllers.

#### CONFIGURATION

Basic Unit	Quantity		
	Flat-Pack (14 I/O)	20A/40A (20 and 40 I/O)	40H High Performance (40 I/O)
Internal Relays	128	128	128
Retentive Coils	128	128	128
Timers	64	64	64
Counters	64	64	64
Shift Registers	256	256	256
Step Sequencers	Yes	Yes	Yes
Flip Flops	Yes	Yes	Yes
One-Shot Input	Yes	Yes	Yes
Master Control	Yes	Yes	Yes
Jump Coil	Yes	Yes	Yes
High Speed CTN	2 kHz	4 kHz	No

#### CONTROLLER CONFIGURATION <sup>①</sup>

Type	Controller I/O		System Maximum I/O	
	Inputs	Outputs	Inputs	Outputs
14 I/O	8	6	20	14
20A	12	8	24	16
40A	24	16	48	32
40H	24	16	72	48

<sup>①</sup> Up to two expanders may be used as long as the total number of inputs and outputs (controller and all expanders) is not greater than the maximum listed for the controller used.

#### DISCOUNT SCHEDULE 2CD-3

Printed in U.S.A.  
CH-0027

#### EXPANDERS

All of the controllers are expandable. Any of the Expansion modules listed can be connected to any of the controllers to expand the system Input/Output capability up to the maximum capability of the controller. Expanders connect to the controller and subsequent expanders by short connecting cables. Expanders are offered in several configurations.

#### CONTROLLERS/EXPANDERS

Power Supply	Inputs		Outputs		Catalog Number	Price
	No.	Type	No.	Type		
14 I/O CONTROLLERS— HIGH SPEED COUNT AND ANALOG CAPABLE						
115/230 V ac	8	24 V dc	6	Relay	D100CR14 CRA14	\$ 377.
	8	115 V ac	6	Relay		
20 I/O CONTROLLERS— HIGH SPEED COUNT AND ANALOG CAPABLE						
115/230 V ac	12	24 V dc	8	Relay	D100CR20A CRA20A	572. 699.
	12	115 V ac	8	Relay		
40 I/O CONTROLLERS— HIGH SPEED COUNT AND ANALOG CAPABLE						
115 V ac	24	24 V dc	16	Relay	D100CR40A CRA40A	934. 1163.
	24	115 V ac	16	Relay		
40 I/O HIGH SPEED CONTROLLERS						
115/230 V ac	24	24 V dc	16	Relay	D100CR40H CA40H CD40H CRA40H CAA40H	1212. 1572. 1353. 1426. 1749.
	24	24 V dc	16	Triac		
	24	24 V dc	16	Transistor		
	24	115 V ac	16	Relay		
24	115 V ac	16	Triac			
8 I/O EXPANDERS						
115 V ac	8	24 V dc	—	—	D100ENC8W ENABW ERC8W ERABW ERN8W	226. 275. 247. 277. 244.
	8	115 V ac	—	—		
	4	24 V dc	4	Relay		
	4	115 V ac	4	Relay		
—	—	—	8	Relay		
20 I/O EXPANDERS						
115/230 V ac	12	24 V dc	8	Relay	D100ER20 EA20 ED20 ERA20 EAA20	387. 523. 481. 491. 706.
	12	24 V dc	8	Triac		
	12	24 V dc	8	Transistor		
	12	115 V ac	8	Relay		
12	115 V ac	8	Triac			
24 V dc	12	24 V dc	8	Relay	D100ER20	498.
40 I/O EXPANDERS						
115/230 V ac	24	24 V dc	16	Relay	D100ER40 ERA40	770. 960.
	24	115 V ac	16	Relay		

**F·A·C·O·N**

237

FALLA DE ORIGEN

Bulletin 1492  
 Technical Specifications

**SURGE SUPPRESSOR PERFORMANCE CHARACTERISTICS  
 AND ELECTRICAL COMPONENT DATA<sup>①</sup>**

TYPE H2K and HM2K SURGE SUPPRESSOR TERMINAL BLOCKS			
Performance Characteristic	Catalog Number		
	1492-H2K024 1492-HM2K024	1492-H2K120 1492-HM2K120	1492-H2K240 1492-HM2K240
Nominal Working Voltage (Volts AC or DC)	24	120	240
Maximum AC Working Voltage RMS Continuous (60 Hz)	30	140	275
Maximum DC Working Voltage Continuous	38	180	369
Maximum Clamping Voltage at Current $I_p$ (8/20 $\mu$ s Pulse)	92 Volts $I_p = 6A$	360 Volts $I_p = 11A$	710 Volts $I_p = 17A$
Maximum Voltage Rate of Rise Bulletin 100 Contactors Types A38 through B180 Bulletin 500 Contactors & Starters, Size 0 through 5 Bulletin 700 Relays	—	10 V/ $\mu$ s	10 V/ $\mu$ s
Peak Current (8/20 $\mu$ s Pulse)	250A	150A	150A
Typical Leakage Current at Nominal AC Working Voltage	10mA	4.5mA	100mA

Component Specifications

Characteristic	Suppressor Catalog Number		
	1492-H2K024 1492-HM2K024	1492-H2K120 1492-HM2K120	1492-H2K240 1492-HM2K240
Capacitor			
Nominal Value	0.10 $\mu$ F	0.10 $\mu$ F	0.10 $\mu$ F
Tolerance	$\pm 20\%$	$\pm 20\%$	$\pm 20\%$
Maximum DC Working Voltage	500 Volts DC	500 Volts DC	500 Volts DC
Metal Oxide Varistor (MOV)			
Maximum Clamping Voltage at Current $I_p$ (8/20 $\mu$ s Pulse)	92 Volts $I_p = 5A$	360 Volts $I_p = 10A$	710 Volts $I_p = 10A$
Maximum Transient Energy	1.8 joules	12 joules	23 joules
Maximum Power Dissipation	0.25 Watts	0.25 Watts	0.25 Watts
Resistor			
Nominal Value	100 Ohms	100 Ohms	100 Ohms
Tolerance	$\pm 20\%$	$\pm 20\%$	$\pm 20\%$
Power Rating	2 Watts at +40 °C	2 Watts at +40 °C	2 Watts at +40 °C

① Performance Data — See Page General-2.

FALLA DE ORIGEN

Bulletin 194C, E, L  
Control and Load Switches

Product Selection, Continued

Actuators for On-Off Switches (Includes Escutcheon and Control Knob, IP65)



Control Knob Type A  
Bulletin 194C  
Black Front Frame, Silver-Grey  
Escutcheon with Black Control Knob



Control Knob Type A  
Bulletin 194E and 194L  
Black Front Frame, Silver-Grey  
Escutcheon with Black Control Knob



Control Knob Type B  
With Front Ring  
Black Knob without Escutcheon



Control Knob Type DC  
With Front Ring Key  
without Escutcheon



Control Knob Type E  
Black Front Frame, Silver-Grey  
Escutcheon with Black Control Knob and  
Locking Provision for One Padlock  
(Padlock not included)



Control Knob Type I  
Black Front Frame, Yellow  
Escutcheon with Red Control Knob

1

Escutcheon Marking	Body Type	Maximum Ampere Ratings	Fixing C-Centrai/ E-Screw	Escutcheon Size	Control Knob Type	Cat. No. ①	Price
	Bulletin 194C	10	C	3	A	194C-HC3A-175	511
					B	194C-HC3A-175I	11
					DC	194L-HCDC-001	7
					DD	194L-HCDD-001	15
					DE	194L-HCDE-001	15
					DF	194L-HCDF-001	15
					DH	194L-HCDH-001	15
					A	194L-HC4A-175	7
					I	194L-HC4I-175	7
					I	194L-HC4I-175I	8
	Bulletin 194L	12, 16 20, 25	D	4	A	194L-HE4A-175	5
					A	194L-HE4A-175I	5
					A	194L-HE4E-175	7
					A	194L-HE4E-175I	7
	Bulletin 194E	12, 16 20, 25 30, 32 40, 63 80, 100	E	5	E	194L-HE6A-175	6
					E	194L-HE6A-175I	6
					E	194L-HE6E-175	9
					E	194L-HE6E-175I	9

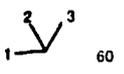
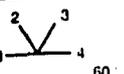
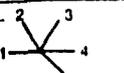
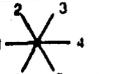
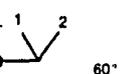
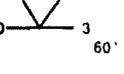
① Please note last 3-digits of the Cat. No. identify the Escutcheon's marking.  
Note: On-Off switch bodies are listed on pages 1-386 to 1-388.

FALLA DE ORIGEN

Bulletin 194C, E, L  
Control and Load Switches

Product Selection, Continued

Step Switch — Switch Body (Shaft Included)

Switching Angle	Wiring Diagram	Poles	Ampere Ratings	Installation	Cat. No.	Price
 60°	3 5 1 11 7 9 15 19 13 4 10 14	1	12	Front	194L-E12-4501	\$25
		2			194L-E12-4502	32
		3			194L-E12-4503	44
 60°	3 5 7 1 11 13 15 9 19 21 23 17 8 16 24	1	12	Front	194L-E12-4511	25
		2			194L-E12-4512	38
		3			194L-E12-4513	51
 60°	3 7 11 1 5 12	1	12	Front	194L-E12-4521	32
		1			194L-E12-4531	32
 60°	3 1 7 5 11 9 2 6 10	1	12	Front	194L-E12-5501	19
		2			194L-E12-5502	25
		3			194L-E12-5503	32
 60°	3 1 5 3 1 7 5 11 9 4 One Pole 2 12 Two Pole 3 1 7 5 11 9 15 13 19 2 12 14 Three Pole	1	12	Front	194L-E12-5511	25
		2			194L-E12-5512	32
		3			194L-E12-5513	44
 60°	3 7 5 1 11 15 13 9 19 23 21 17 8 16 24	1	12	Front	194L-E12-5521	25
		2			194L-E12-5522	38
		3			194L-E12-5523	51
 60°	3 7 11 1 5 12	1	12	Front	194L-E12-5531	32
		1			194L-E12-5531	32

Note: Step Switch actuals are listed on page 1-398.

**Bulletin 800T**  
**NEMA Style Push Buttons**  
**30.5mm NEMA Type 4/13, Watertight/Oilight**

**Momentary Contact Push Button Units, Non-Illuminated**

Accessories – Page 7-35  
 Legend Plates – Page 7-43  
 Dimensions – Page 7-45



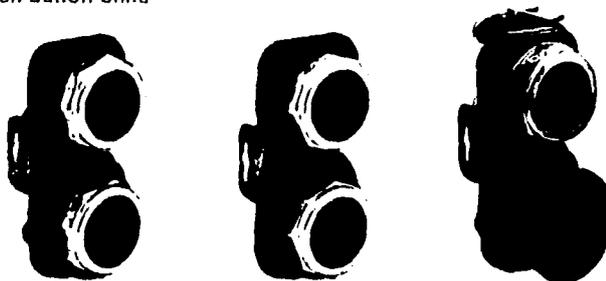
Contact Type	Button Color	Flush Head Unit Catalog Number 800T-A1A		Extended Head Unit Catalog Number 800T-B6A		Mushroom Head Unit Catalog Number 800T-D6A	
		Flush Head		Extended Head		Mushroom Head	
		Catalog Number	Price	Catalog Number	Price	Catalog Number	Price
No Contact	Green Black Red	800T-A1 800T-A2 800T-A6 ●	\$16	800T-B1 800T-B2 800T-B6	\$16	800T-D1 800T-D2 800T-D6	\$34
1 N.O.	Green Black Red	800T-A1D1 800T-A2D1 800T-A6D1 ●	25	800T-B1D1 800T-B2D1 800T-B6D1	25	800T-D1D1 800T-D2D1 800T-D6D1	43
1 N.C.	Green Black Red	800T-A1D2 800T-A2D2 800T-A6D2 ●	25	800T-B1D2 800T-B2D2 800T-B6D2	25	800T-D1D2 800T-D2D2 800T-D6D2	43
1 N.O.-1 N.C.	Green Black Red	800T-A1A 800T-A2A 800T-A6A ●	34	800T-B1A 800T-B2A 800T-B6A	34	800T-D1A 800T-D2A 800T-D6A	52
2 N.O.-2 N.C.	Green Black Red	800T-A1B 800T-A2B 800T-A6B ●	52	800T-B1B 800T-B2B 800T-B6B	52	800T-D1B 800T-D2B 800T-D6B	70

● Not recommended for Emergency Stop applications. Red flush or guarded operators are not suitable for Emergency Stop applications.

**Mechanically Interlocked Maintained Push Button Units**

**7**

Accessories – Page 7-35  
 Legend Plates – Page 7-43  
 Dimensions – Page 7-45



Contact Arrangement		Button Position: Button Type / Color					
Type	Configuration/ Position	Upper: Flush / Black Lower: Flush / Black		Upper: Flush / Green Lower: Extended / Red		Upper: Flush / Green Lower: Mushroom / Red	
		Catalog Number	Price	Catalog Number	Price	Catalog Number	Price
1 N.O.-1 N.C.		800T-FA22A	568	800T-FB16A	568	800T-FC16A	5 86
2 N.O.-2 N.C.		800T-FA22F	86	800T-FB16F	86	800T-FC16F	104

**Bulletin 800H**  
**NEMA Style Push Buttons**  
**30.5mm NEMA Type 4/4X, Corrosion-Resistant**

**2 Position Push-Pull/Twist Release Units, Non-Illuminated**

Accessories – Page 7-75

Legend Plates – Page 7-82

Dimensions – Page 7-86

Note: A jumbo or large legend plate is recommended, if space allows.

2 Position Push-Pull/Twist  
 Catalog Number 800H-FRXT6D4



Contact Type	Operator Position		Button Color	Push-Pull/ Twist Release	
	Maintained	Maintained		Catalog Number	Price
	Out	In			
N.C.L.B. $\text{\textcircled{0}}$	X	O	Red	800H-FRXT6D4	\$64
N.O. N.C.L.B. $\text{\textcircled{0}}$	O	X	Red	800H-FRXT6A1	73
N.C.L.B. N.C.L.B. $\text{\textcircled{0}}$	X	O	Red	800H-FRXT6A5	73

Note: X=Close/O=Open

**3 Position Push-Pull Units, Non-Illuminated**

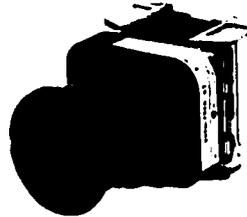
Accessories – Page 7-75

Legend Plates – Page 7-82

Dimensions – Page 7-86

Note: A jumbo or large legend plate is recommended, if space allows.

3 Position Push-Pull  
 Catalog Number 800H-FRXM6A7



Note: X=Close/O=Open

Contact Type	Operator Position			Button Color	Push-Pull	
	Momentary	Maintained	Maintained		Catalog Number	Price
	Out	Center	In			
N.C. N.C.L.B. $\text{\textcircled{0}}$	X	O	O	Red	800H-FRXM6A7	\$70
Contact Type	Operator Position			Button Color	Push-Pull	
	Momentary	Maintained	Momentary		Catalog Number	Price
	Out	Center	In			
N.C. N.C.L.B. $\text{\textcircled{0}}$	X	O	O	Red	800H-FRXM6A7	\$70

$\text{\textcircled{0}}$  Normally closed late break contact. When button is pushed from the "Out" to "In" position, the mechanical detent action of the operator occurs before electrical contacts change state. When the button is pulled from the "In" to the "Out" position, the electrical contacts change state before the mechanical detent occurs.

## Bibliografía

---

1. ASKELAND D.R.: *La ciencia e ingeniería de los materiales*. Grupo Editorial Iberoamericana, México, 1985.
2. AVNER S.H.: *Introducción a la metalurgia física*. Mc Graw Hill, 2a. edición, México, 1979.
3. BAUMEISTER T., AVALLONE E.A., BAUMEISTER III, T.: *Marks manual del ingeniero mecánico*. 8a. edición, Mc Graw Hill, México, 1984.
4. BEER F. P., JOHNSTON E. R.: *Mecánica de materiales*. Mc Graw Hill, 2a. edición, México 1989.
5. CHEVALIER A.: *Dibujo Industrial*. UTHEA, 2a. edición, México, 1992.
6. DOYLE L.: *Materiales y procesos de manufactura para ingenieros*. Prentice Hall, 3a. edición, México, 1988.
7. EBEL F., NESTEL S.: *Sensores para la técnica de procesos y manipulación*. Festo, Alemania, 1993.
8. HEDGES C.S.: *Electrical control of fluid power*. Womack Educational Publications, 3a. edición, EUA, 1988.

9. HEDGES C.S.: *Industrial fluid power*. Womack Educational Publications, 2a. edición, EUA, 1974.
10. HIBBELER R.C.: *Mecánica para ingenieros Dinámica*. CECSA, 2a. edición, México 1989.
11. JENSEN C., MASON F.: *Fundamentos de dibujo*. Mc Graw Hill, 6a. edición, México 1991.
12. MEIXNER H., KOBLER R.: *Introducción en la neumática*. Festo, Alemania, 1988.
13. NASH W. A.: *Resistencia de materiales*, Mc Graw Hill, México, 1991.
14. PENDER J.A.: *Soldadura*. Mc Graw Hill, 2a. edición, México, 1988.
15. SHIGLEY.: *Diseño en ingeniería mecánica*. Mc Graw Hill, 4a. edición. México, 1985.