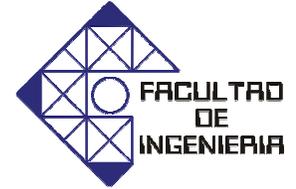




UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



## Diseño de un Brazo Mecánico para la Instalación de Puertas en Vehículos para una Ensambladora Automotriz

Franklin Yoris.  
Luis Vergara.

Naguanagua, 28 de octubre de 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



## Diseño de un Brazo Mecánico para la Instalación de Puertas en Vehículos para una Ensambladora Automotriz

*Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de  
Carabobo para optar al título de Ingeniero Mecánico*

**Tutor académico:**  
Nelson Vílchez. *Ing.*

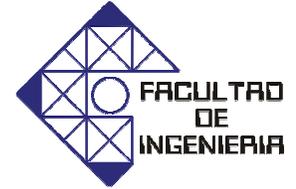
**Tutor externo:**  
José Ojeda. *Ing.*

**Autores:**  
Franklin Yoris.  
Luis Vergara.

Naguanagua, 28 de octubre de 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



## Diseño de un Brazo Mecánico para la Instalación de Puertas en Vehículos para una Ensambladora Automotriz

*Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de  
Carabobo para optar al título de Ingeniero Mecánico*

Franklin Yoris.  
Luis Vergara.

Naguanagua, 28 de octubre de 2009

# *Agradecimientos*

---

Queremos expresar, sin tomar en consideración un orden específico, el más sincero agradecimiento a nuestro tutor, el Profesor Nelson Vílchez, por sus consejos, guía y sugerencias oportunas durante el desarrollo de este trabajo de investigación. De igual manera agradecemos a los Profesores Edwin Peña, David Ojeda y **Preckman Bascaran**, así como también al Ingeniero José Ojeda, quienes en todo momento, durante el desarrollo de la investigación, estuvieron atentos y prestaron toda colaboración, orientación, guía y dirección académica para la realización de este trabajo de grado.

# *Dedicatoria*

---

*Le dedico este trabajo en primer lugar a mi madre, Ibel Liendo, que en paz descansa, porque aunque no estuvo presente en cuerpo, estoy totalmente convencido de que siempre estuvo conmigo de alguna forma. De igual forma quiero y sin orden especifico quiero agradecer a mis hermanos Luis, Soraya y Belisa Aguilar asi como también a mi novia Yissel Guarda, que siempre me prestaron su apoyo de alguna forma u otra para que este trabajo pudiese ser realizado*

FRANKLIN YORIS

# *Dedicatoria*

---

---

*Este trabajo final de grado se lo dedico especialmente a mis padres Hilda de Vergara y Luis Vergara, que durante toda mi formación académica y personal me han dado su apoyo y siempre se lo mantenido firmes en cualquier situación, valorando totalmente todo trabajo, hecho o decisión que he tomado.*

*Todo el trabajo y conocimiento reunido en este proyecto merece dedicación a muchas personas, familia y amigos, que durante todo el periodo de dedicación para el desarrollo del proyecto han estado apoyando, aconsejando y de alguna forma participando de una manera positiva, para todas esas personas va dedicado este trabajo.*

*A todos los estudiantes que se inquieten por la solución o mejoras de situaciones y necesidades, que involucre los valores y conocimientos adquiridos en nuestra universidad.*

Luis Vergara.

# Resumen

---

*En este trabajo se presenta el diseño de un brazo mecánico para instalar puertas en vehículos en una ensambladora automotriz, con el principio del sistema de manipulación ergonómica conocido como “gravedad cero”, gobernado por un cilindro neumático haciendo que el proceso de instalación de puertas sea mas seguro, fácil, rápido y ergonómico. Se utiliza el método clásico para el cálculo resistente, empleando en su mayoría elementos disponibles en la planta y en desuso para conformar el brazo mecánico y así disminuir los costos para la fabricación del mismo, haciendo que para la empresa sea mas factible construir dicho dispositivo siguiendo el diseño que aquí se plantea, en vez de adquirir un equipo comercial.*

# Índice de figuras

---

---

2.1 Componentes de un brazo industrial	8
2.2 Configuración cartesiana de un brazo mecánico	9
2.3 Configuración cilíndrica de un brazo mecánico	9
2.4 Configuración polar de un brazo mecánico	10
2.5 Configuración angular de un brazo mecánico	10
2.6 Configuración SCARA de un brazo mecánico	11
2.7 Modelo de una muñeca de un manipulador	12
2.8 Volumen de trabajo de un manipulador de configuración cartesiana	13
2.9 Volumen de trabajo de un manipulador de configuración cilíndrica	13
2.10 Volumen de trabajo de un manipulador de configuración cilíndrica	14
4.1.1 Vista de planta del área latonería	26
4.1.2 Distribución actual en las estaciones 2 y 3 del área de latonería	27
4.1.3 Distribución actual en las estaciones 2 y 3 del lado izquierdo del área de latonería	27
4.1.4 Carro para almacenar las puertas listas para ser ensambladas	28
4.1.5 Disposición de los carros para almacenar puertas listas para ser ensambladas	28
4.1.6 Vista de planta de las estaciones 2 y 3 del área de latonería	29
4.2.1 Vista de planta de las estaciones 2 y 3 del área de latonería	30
4.2.2 Vista frontal de la estación 3 del área de latonería	31
4.2.3 Vista de planta de las estaciones 2 y 3 modificadas del área de latonería	31
4.2.4 Detalle del porta grúas en la estación 2 del área de latonería	32
4.2.5 Promedio de área plana de las puertas de todos los modelos	32
4.3.1.1 Esquema del sistema de agarre de puertas, mediante succión por vacío usando un eyector como generador de vacío	33
4.3.1.2 Principio de funcionamiento de una bomba de vacío	34

4.3.1.3 Principio de funcionamiento de un electroimán	35
4.3.1.4 Sistema de agarre mediante cilindros neumáticos	35
4.3.5 Lugar de sujeción para las puertas	38
4.3.6 Esquema del sistema de agarre de puertas	38
4.3.7 Procedimiento de cálculo de la fuerza de sujeción de en las ventosas	39
4.3.8 Diagrama de cuerpo libre de la puerta	40
4.3.9 Disposición de las ventosas con su sistema de sujeción	43
4.4.1.1 Elementos que conforman el mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico	45
4.4.1.2 Procedimiento para el cálculo resistente de los elementos que conforman el brazo mecánico	46
4.4.1.3 Diagrama de cuerpo libre del elemento 1 para el caso crítico 1 en el plano XZ	47
4.4.1.4 Diagrama de cuerpo libre del elemento 1 para el caso crítico 2 en el plano XZ	48
4.4.1.5 Diagrama de corte y momento flector del elemento 1 para el caso crítico 2 en el plano XZ	49
4.4.1.6 Diagrama de cuerpo libre del elemento 2 en el plano ZY	56
4.4.1.7 Diagrama de corte y momento flector del elemento 2 para el caso crítico	57
4.4.1.8 Diagrama de cuerpo libre del elemento 3 para el caso crítico en el plano ZX	60
4.4.1.9 Diagrama de cuerpo libre del elemento 4 para el caso crítico 1 en el plano ZX	63
4.4.1.10 Diagrama de corte y momento flector del elemento 4 para el caso crítico	64
4.4.1.11 Área media de un elemento hueco cuadrado considerada para el cálculo del corte por torsión	65
4.4.1.12 Diagrama de cuerpo libre del elemento 5 para el caso crítico en el plano ZX	67
4.4.1.13 Diagrama de cuerpo libre del elemento 5 para el caso crítico en el plano ZY	67
4.4.1.14 Diagrama de cuerpo libre del elemento 5 para el caso crítico en el plano ZX	68
4.4.1.15 Modelación matemática del mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico en el plano ZX	69
4.4.1.16 Despiece del modelo matemático del mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico	70
4.4.1.17 Sección transversal del elemento 5	73
4.4.1.18 Diagrama de corte y momento flector del elemento 7 para el caso crítico 1	76
4.4.1.19 Diagrama de cuerpo libre del elemento 7 para el caso crítico 2	77
4.4.1.20 Diagrama de corte y momento del elemento 8 para el caso crítico 2	80

4.4.1.21 Diagrama de cuerpo libre del elemento 9	81
4.4.1.22 Diagrama cuerpo libre del elemento 10	84
4.4.1.23 Diagrama de corte y momento flector del elemento 10	84
4.4.1.24 Diagrama cuerpo libre del elemento 11	86
4.4.1.25 Diagrama de corte y momento flector del elemento 11	87
4.4.2.1 Procedimiento para el cálculo de las uniones soldadas de los elementos que conforman el brazo mecánico	88
4.4.2.2 Procedimiento para el cálculo de las uniones con cojinetes de los elementos que conforman el brazo mecánico	89
4.4.2.3 Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 1-1, en el plano ZY	90
4.4.2.4 Diagrama de cuerpo libre de los cordones de soldadura en la unión 1-1, en el plano ZX	90
4.4.2.5 Esfuerzo resultante de la sección crítica “a” del cordón de soldadura de la unión 1-1, en el plano ZX	92
4.4.2.6 Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 1-2, en el plano ZY	94
4.4.2.7 Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura en la unión 1-2, en el plano ZX	94
4.4.2.8 Diagrama de cuerpo libre del elemento 3, solo considerando la flexión, en el plano ZX	98
4.4.2.9 Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 3-4, en el plano ZY	101
4.4.2.10 Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura en la unión 3-4	101
4.4.2.11 Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 4-5, en el plano ZX	103
4.4.2.12 Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura en la unión 4-5, en el plano ZY	103
4.4.2.13 Diagrama de cuerpo libre del eje en los planos ZX y ZY	106
4.4.2.14 Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 6-7-8, en el plano ZX	109
4.4.2.15 Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura en la unión 6-7-8, en el plano ZY	109
4.4.2.16 Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 8-9, en el plano ZX y YX	112
4.4.2.17 Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura en la unión 8-9, en el plano ZY	112
4.4.2.18 Elementos que conforman la unión 9-10	115
4.4.2.19 Diagrama de cuerpo libre del eje para la unión 9-10, en el plano XZ	115
4.4.2.20 Distribución de pernos en elementos de unión	120
4.4.2.21 Dimensiones a determinar del perno	121
4.4.2.22 Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 10-11, en el plano ZX e YX	124

4.4.2.23 Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura en la unión 6-7-8, en el plano YX	125
4.4.3.1 Sistema neumático para la condición de descarga	130
4.4.3.2 Sistema neumático para la condición de carga máxima	133
4.5.1 Sistema de rieles con desplazamiento	143
4.5.2 Diagrama de cuerpo libre del puente en el plano ZY, cuando el brazo se encuentra en el centro del puente	144
4.5.3 Diagrama de corte del puente en el plano ZY, cuando el brazo se encuentra en el centro del puente	145
4.5.4 Diagrama de cuerpo libre del riel en el plano ZX, cuando el puente se encuentra en el centro del riel	146
4.5.5 Diagrama de corte del riel en el plano ZX, cuando el puente se encuentra en el centro del riel	146
4.5.6 Diagrama de cuerpo libre de la viga de soporte en el plano ZX	147
4.5.7 Diagrama de corte y momento flector de la viga en el plano ZX	148

# Índice general

---

---

<b>Índice general</b>	<b>i</b>
<b>Índice de figuras</b>	<b>iv</b>
<b>Índice de tablas</b>	<b>viii</b>
<b>CAPÍTULO 1            Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 Introducción, 1	
1.2 Situación problemática, 1	
1.3 Objetivos, 3	
1.3.1 Objetivo General, 3	
1.3.2 Objetivos Específicos, 3	
1.4 Justificación, 3	
1.5 Alcance, 3	
1.6 Limitaciones, 4	
<b>CAPÍTULO 2            Marco teórico</b>	<b>5</b>
2.1 Antecedentes, 5	
2.1.1 Diseño de un brazo mecánico de tres grados de libertad, 5	
2.1.2 Diseño de un sistema para el manejo, subensamble y ensamble de puertas de vehículos para una empresa automotriz, 6	
2.1.3 Rediseño de un brazo ergonómico semiautomático de instalación de panel de instrumento para vehículos, 6	

- 2.2 Bases teóricas, 7
  - 2.2.1 Brazo mecánico, 7
  - 2.2.2 Principio de manejo de materiales, 15
  - 2.2.3 Principios ergonómicos de diseño, 18

**CAPÍTULO 3                    Marco metodológico                    21**

- 3.1 Recopilación de información del proceso de ensamblaje actual, 21
- 3.2 Diseño del brazo mecánico, 22
  - 3.2.1 Diseño del sistema de agarre de puertas, 22
  - 3.2.2 Diseño del mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico, 22
  - 3.2.3 Diseño del sistema de accionamiento neumático, 23
- 3.3 Diseño de la estructura de soporte del brazo mecánico, 23
- 3.4 Elaboración de la guía de operación y mantenimiento, 23
- 3.5 Determinación de costos, 24

**CAPÍTULO 4                    Desarrollo                    25**

- 4.1 Diagnostico del proceso de ensamblaje de puertas actual, 25
- 4.2 Determinación de las condiciones de operación del brazo mecánico, 29
- 4.3 Diseño del sistema de agarre para las puertas, 33
  - 4.3.1 Posibles soluciones para el sistema de agarre de puertas, 33
  - 4.3.2 Restricciones del sistema de agarre de puertas a diseñar, 36
  - 4.3.3 Criterios del sistema de agarre de puertas a diseñar, 36
  - 4.3.4 Selección de la mejor solución, 36
  - 4.3.5 Especificaciones del sistema de agarre de puertas, 37
- 4.4 Diseño del mecanismo para el funcionamiento del brazo mecánico, 44
  - 4.4.1 Cálculo resistente de los elementos que conforman el mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico, 44
  - 4.4.2 Calculo de uniones entre elementos, 88
  - 4.4.3 Diseño del sistema de accionamiento neumático, 126
  - 4.4.4 Selección de componentes del sistema neumático, 134
- 4.5 Diseño de la estructura de soporte del brazo

mecánico, 142	
4.5.1 Diseño del sistema de rieles, 144	
4.5.2 Diseño de las vigas de soporte, 147	
4.6 Elaboración de una guía de procedimientos para la operación y mantenimiento del brazo mecánico, 149	
4.6.1 Instrucciones de operación del brazo mecánico, 149	
4.6.2 Instrucciones para el mantenimiento del brazo mecánico, 150	
4.7 Determinación de los costos de fabricación del sistema y comparación con una unidad comercial, 151	
4.7.1 Determinación de costos de los elementos del Brazo Mecánico, 151	
4.7.2 Determinación del costo de una unidad comercial que cumpla con los requerimientos del proceso de instalación de puertas, 154	
4.7.3 Comparación del costo total del sistema diseñado y la unidad comercial, 155	
<b>CAPÍTULO 5</b>	<b>Conclusiones y recomendaciones</b>
	<b>156</b>
5.1 Conclusiones, 156	
5.2 Recomendaciones, 157	
<b>Referencias bibliográficas</b>	<b>158</b>
<b>Anexos</b>	<b>160</b>

# Índice de tablas

---

4.4.3.1 Descripción de los elementos que conforman el sistema neumático	131
4.6.1 Revisión de la presión de aire en el sistema de vacío y unidad de mantenimiento	150
4.6.2 Revisión de la unidad de mantenimiento de aire comprimido	150
4.6.3 Revisión del sistema de mangueras flexibles y conectores rápidos	150
4.6.4 Revisión del funcionamiento de las válvulas	150
4.6.5 Reemplazo de sellos en cilindros y válvulas	151
4.7.1 Costos detallados de elementos para estructura del Brazo Mecánico	151
4.7.2 Costos detallados de los cojinetes del Brazo Mecánico	152
4.7.3 Costo detallado de elementos del sistema neumático del brazo mecánico	152
4.7.4 Costo de una unidad comercial adquirida recientemente por la empresa	155

# CAPÍTULO 4

## Desarrollo

---

En este capítulo se desarrollarán los objetivos específicos planteados anteriormente, con la finalidad de alcanzar el objetivo general de este trabajo. De ahora en adelante, cada tópico numerado se referirá al desarrollo de un objetivo específico.

### **4.1 DIAGNÓSTICO DEL PROCESO DE ENSAMBLAJE DE PUERTAS ACTUAL.**

El montaje de puertas se realiza en la parte de latonería, la cual consta de 18 estaciones (ver figura 4.1.1, pág. 26), en cada estación se realiza una o varias operaciones, la instalación de puertas se hace en las estaciones 2 y 3. En la estación 2 se instalan las puertas de los modelos Caliber y Cherokee, mientras que en la estación 3 se instalan las puertas de los modelos Grand Cherokee, estas estaciones comprenden equipos, materiales y operadores a ambos lados del vehículo, es decir, un grupo de operadores equipados, se encarga de montar las puertas delantera y trasera del lado izquierdo, y otro grupo también equipado se encarga de montar las del lado derecho.

Para los modelos Caliber y Cherokee, las bisagras que sostienen las puertas se instalan directamente en la carrocería, y se hace en la estación 1. Para el modelo Grand Cherokee las bisagras se instalan en la puerta más, no en la carrocería, el operador tiene que trasladar las puertas desde el sitio de almacenaje hasta un dispositivo especial para instalar las bisagras, instala las bisagras y luego traslada la puerta a la línea para ensamblarla, todo esto se hace en la estación 3.

La distribución actual de lo descrito anteriormente se muestra en la figura 4.1.2 y en la figura 4.1.3 (pág. 27) se muestra un detalle de las estaciones 2 y 3 del lado izquierdo del vehículo, donde se observa mejor la distribución. Las puertas se almacenan en unos carros móviles como se puede observar en las figuras 4.1.4 y 4.1.5 (pág. 28), las delanteras en un lado y las traseras en el otro, la ubicación de estos carros se muestra en la figura 4.1.3, debido a que estos carros son móviles se pueden reubicar incluso fuera del área de la estación, por lo tanto existe esa flexibilidad para efectos del diseño.

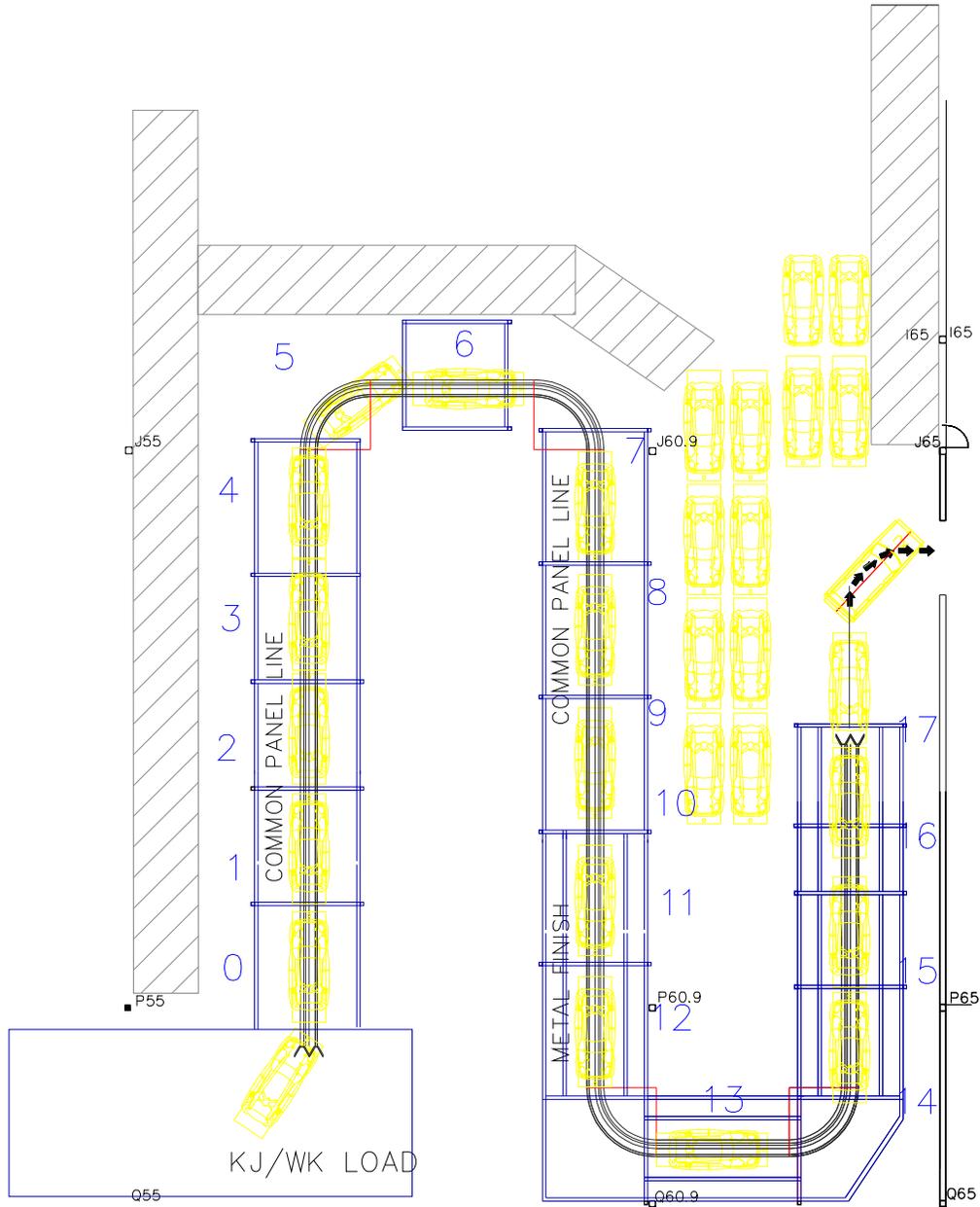


Figura 4.1.1: Vista de planta del área latonería (fuente: Chrysler de Venezuela)).

En la estación 3, se encuentran disponibles unas grúas para instalar las puertas del modelo que allí se ensambla, dicho equipo no es utilizado en la mayoría de las veces por los operadores, debido a que el sistema de agarre de puertas y la manipulación de las mismas, es deficiente y hace el trabajo más complicado a los operadores. Dichas grúas se mueven sobre unas vigas que se encuentran en la parte superior de la estación como se puede observar en la figura 4.1.6. Cabe destacar que en la estación 2 no hay grúas, pero sin embargo existe un porta grúas solo en el lado izquierdo de la estación.

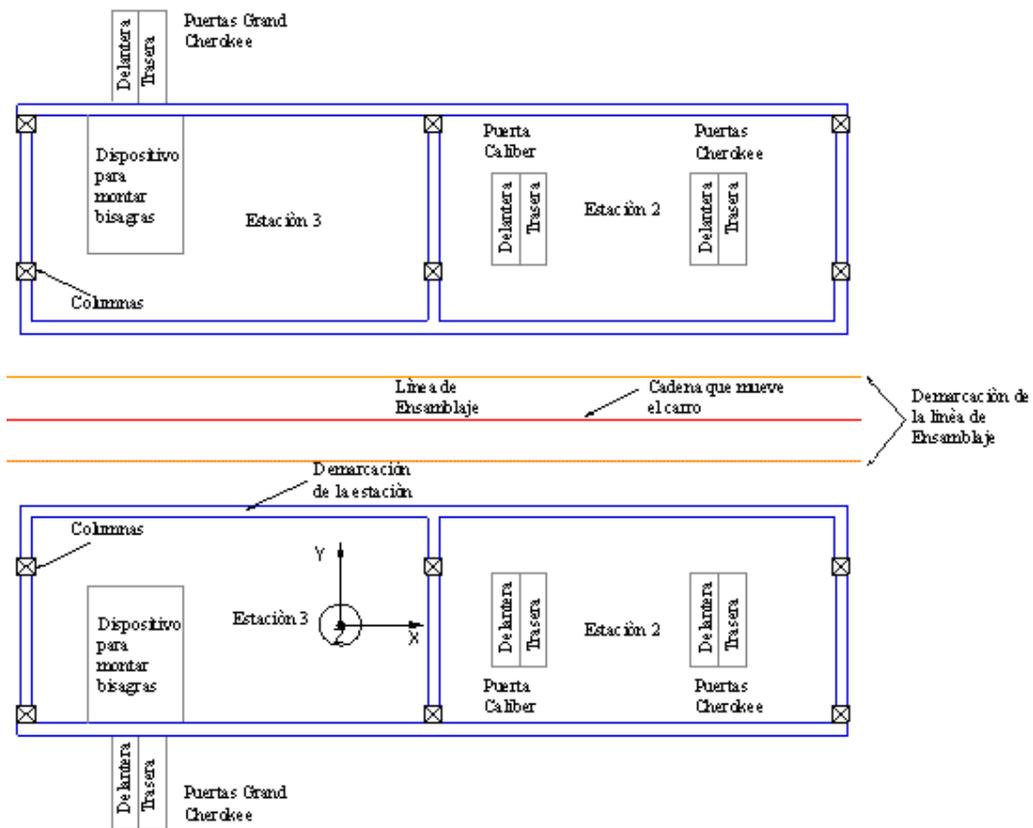


Figura 4.1.2: Distribución actual en las estaciones 2 y 3 del área de latonería (fuente: propia).

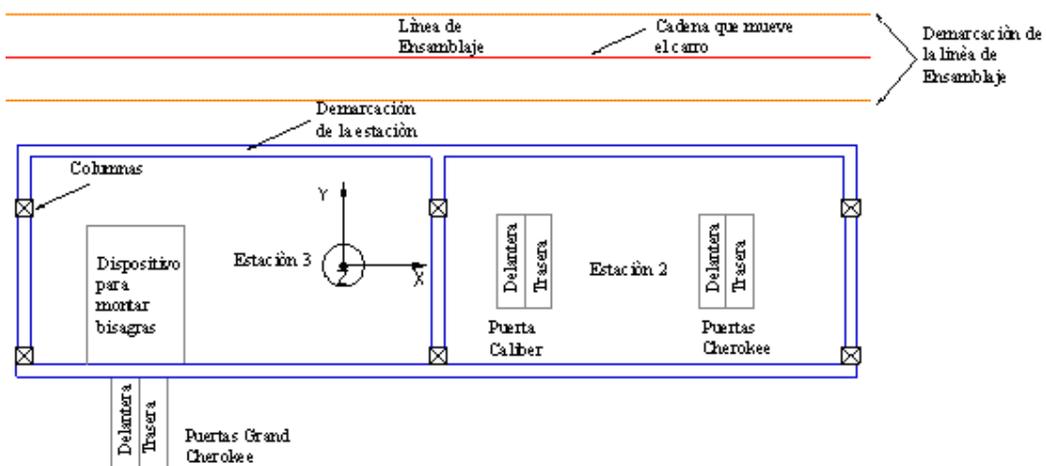


Figura 4.1.3: Distribución actual en las estaciones 2 y 3 del lado izquierdo del área de latonería (fuente: propia).

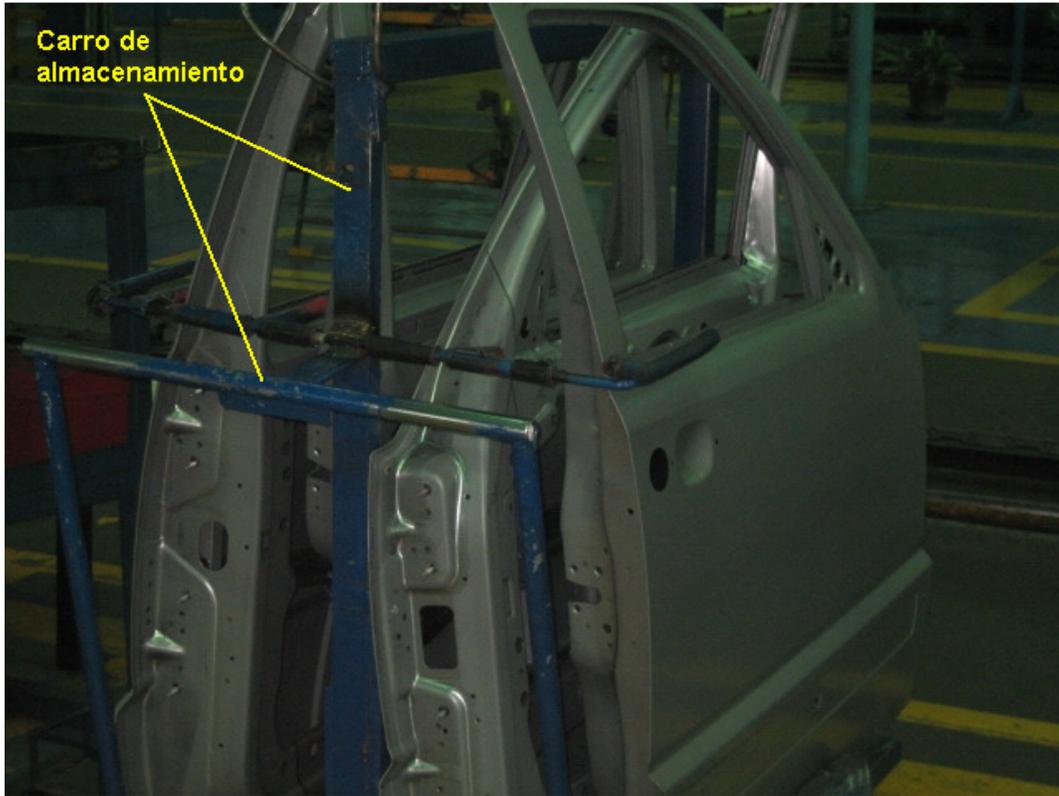


Figura 4.1.4: Carro para almacenar las puertas listas para ser ensambladas

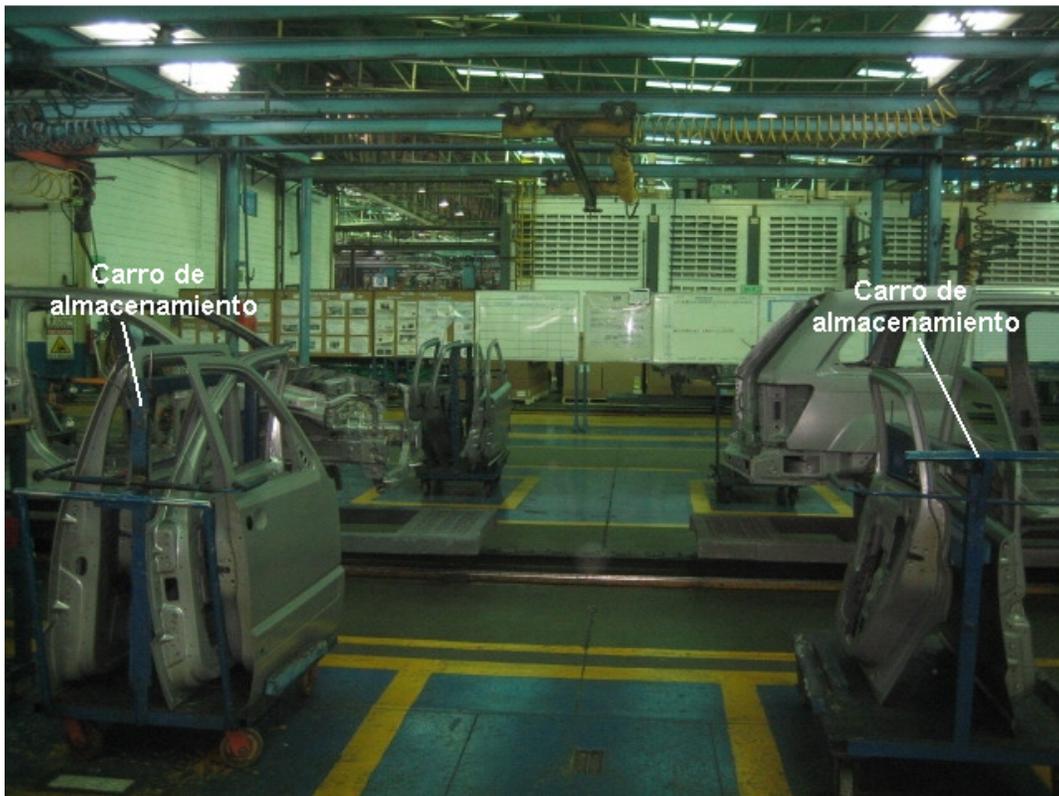


Figura 4.1.5: Disposición de los carros para almacenar puertas listas para ser ensambladas.

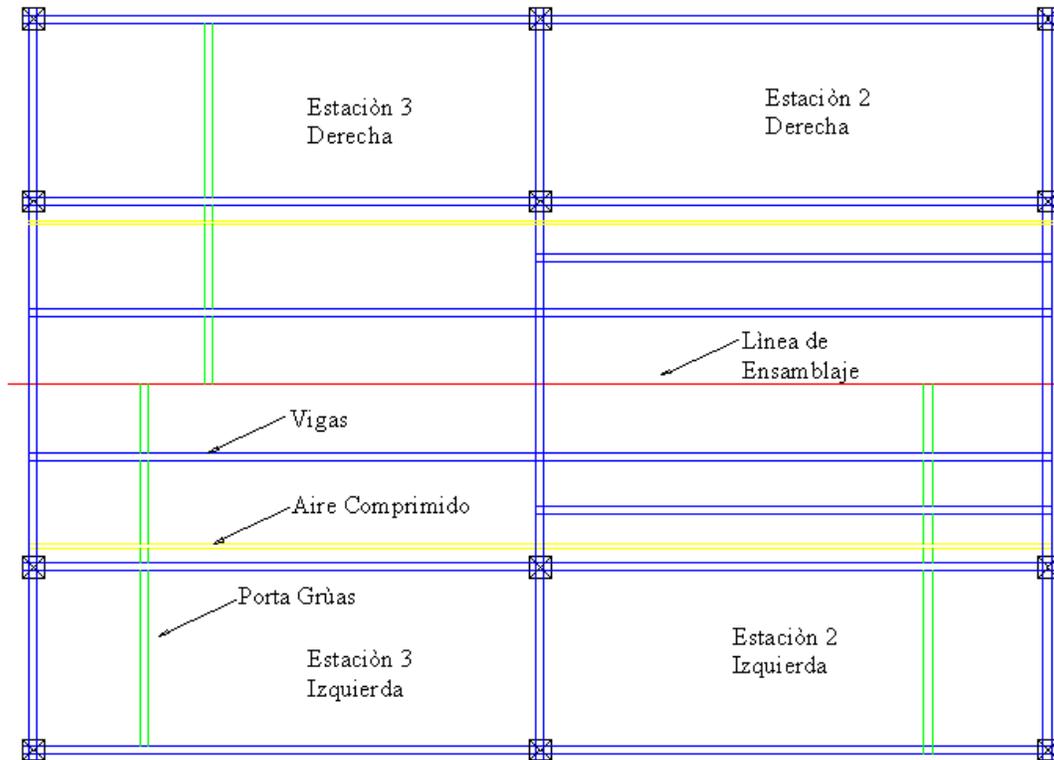


Figura 4.1.6: Vista de planta de las estaciones 2 y 3 del área de latonería (fuente: propia)

## 4.2 DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL BRAZO MECÁNICO.

Se tomaron las medidas necesarias para determinar el volumen de trabajo donde se desempeña el brazo mecánico, las cuales se muestran en las figuras 4.2.1 y 4.2.2. Usando el sistema de referencia que se muestra en la figura 4.2.1, entonces el brazo mecánico debe realizar desplazamientos de al menos 571 cm en el eje "X". Para cubrir el área de trabajo el dispositivo debe realizar un desplazamiento de unos 596 cm en el eje "Y", que corresponde a la distancia desde la línea de ensamblaje hasta el dispositivo de almacenamiento de puertas, las estaciones se pueden modificar, para incluir todos los dispositivos, es decir, carros de almacenamiento y dispositivos para instalar bisagras, dentro de los límites de la estación como se muestra en la figura 4.2.3.

En lo que respecta a la altura, la fibra inferior de la puerta más grande (Grand Cherokee), que es la que ocupa más espacio y por ende la que está más cerca del suelo, se encuentra aproximadamente a 20 cm del suelo cuando se encuentran en el carro de almacenamiento (ver figura 4.1.5, pág. 28), cuando esa puerta se ensambla (Grand Cherokee) la fibra más baja queda aproximadamente a 70 cm del suelo, es decir, que la puerta debe realizar un desplazamiento de aproximadamente 50 cm en el eje "Z". El modelo Grand Cherokee es el más alto por lo tanto cuando la puerta está ensamblada estará más alejada del suelo, todo lo anterior implica que esta puerta es la que requiere el mayor desplazamiento en el eje "Z", entonces las puertas de los demás modelos se ensamblarán sin problema al lograr que el brazo realice el

desplazamiento mencionado. Sin embargo no es recomendable dejar el desplazamiento en 50 cm, pues es necesario dejar una tolerancia para que el operador pueda desplazar el brazo mecánico un poco por arriba y un poco por debajo de los límites, a esto se suma un posible cambio de modelo que requiera un mayor desplazamiento, se deja una tolerancia de 30 cm, por lo tanto el brazo mecánico debe realizar un desplazamiento de 80 cm en el eje z.

Hay disponibles 305 cm en el eje “Z”, del suelo a las vigas que se encuentran en la parte superior de la estación, pero existe un restricción, la tubería de aire comprimido, que se encuentra a 290 cm del suelo y a 188 cm de la línea (en el eje “Y”), la cual puede influir en el desempeño del brazo, sin embargo los porta grúas de las estaciones están ubicados por debajo de dicha restricción, a una altura de 280cm con respecto al suelo (ver figura 4.2.2). Los mencionados porta grúas son unas simples vigas de perfil doble “T”, son de color anaranjado, se muestran en un recuadro de color rojo en la figura 4.2.4; capaces de desplazarse a lo largo de la estación y hacen que la grúa se desplace sobre él, es decir, a lo ancho de la estación. Estas vigas no están diseñadas para ese fin, por lo tanto la fricción es muy grande, esto hace muy difícil que el operador desplace la grúa con facilidad, por lo tanto no se utilizarán estos perfiles, se utilizarán rieles especiales para esa operación

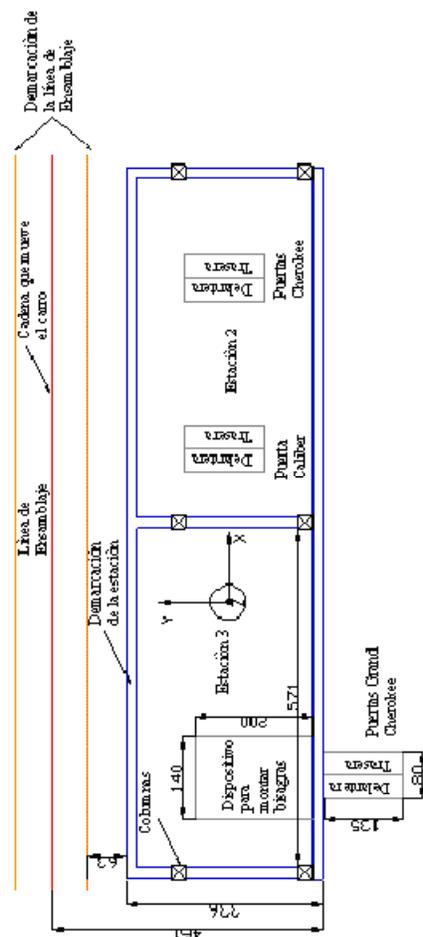


Figura 4.2.1: Vista de planta de las estaciones 2 y 3 del área de latonería (medidas en centímetros) (fuente: propia).

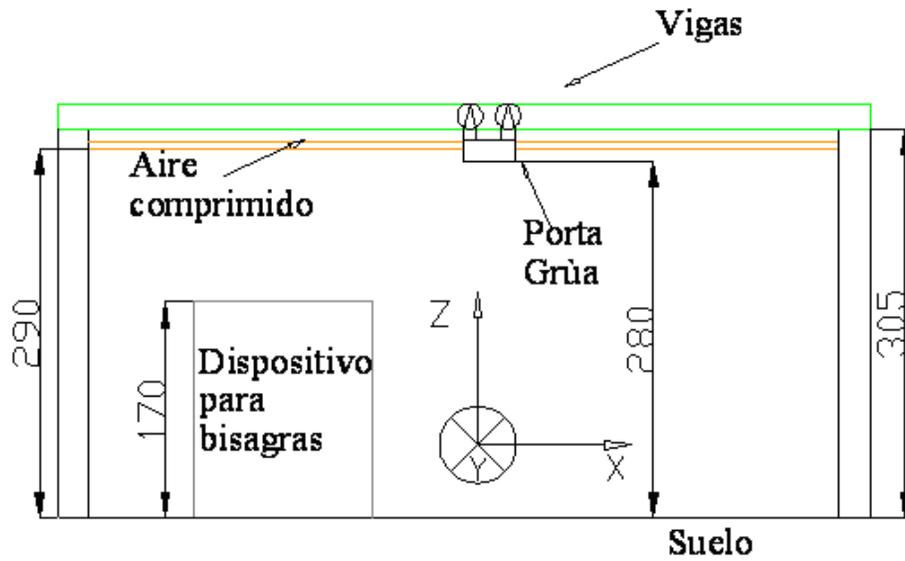


Figura 4.2.2: Vista frontal de la estación 3 del área de latonería (medidas en centímetros) (fuente: propia).

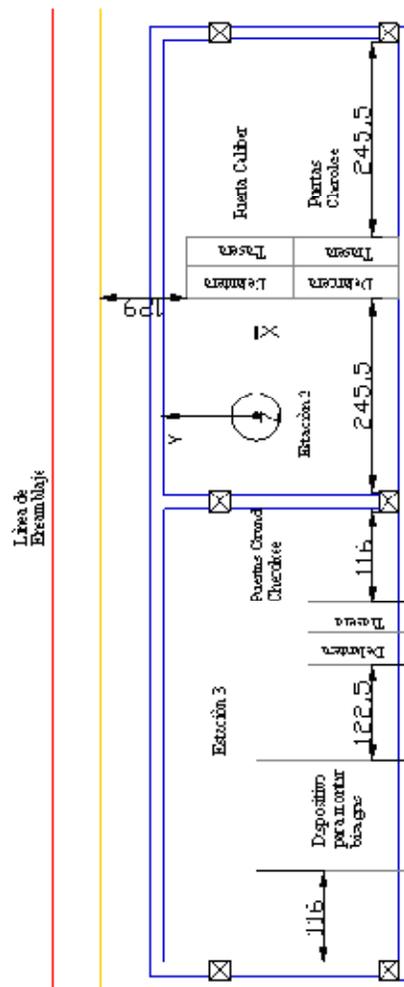


Figura 4.2.3: Vista de planta de las estaciones 2 y 3 modificadas del área de latonería (medidas en centímetros). (fuente: propia).



Figura 4.2.4: Detalle del porta grúas en la estación 2 del área de latonería.

Las puertas de todos los vehículos no son superficies totalmente planas, presentan curvaturas, inclinaciones, ondulaciones y un agujero para la cerradura (ver en la figura 4.1.4, pág. 28) que pueden ser claves en el sistema de agarre, sin embargo, todas comprenden un área relativamente plana (una curva de poco pronunciamiento y regular), que en promedio es de 45 cm de ancho por 40 cm de largo, es decir,  $1.800 \text{ cm}^2$ .

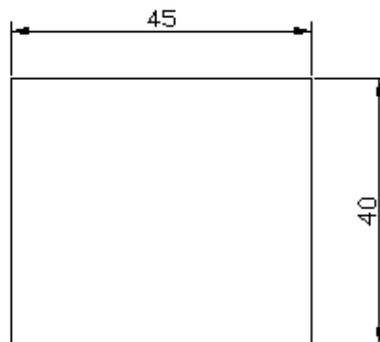


Figura 4.2.5: Promedio de área relativamente plana de las puertas de todos los modelos (medidas en centímetros) (fuente: propia).

Se realizaron las medidas de peso de cada puerta de cada modelo, es decir, puerta delantera y trasera de cada uno de los 3 modelos que se ensamblan. Los valores se muestran a continuación:

Peso de puerta delantera modelo Cherokee: 14 kgf.  
Peso de puerta trasera modelo Cherokee: 14 kgf.  
Peso de puerta delantera modelo Grand Cherokee: 17 kgf.  
Peso de puerta trasera modelo Grand Cherokee: 14 kgf.  
Peso de puerta delantera modelo Caliber: 14 kgf.  
Peso de puerta trasera modelo Caliber: 14 kgf.

### 4.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE AGARRE PARA LAS PUERTAS.

Como se explicó en el capítulo 3, para realizar este diseño se aplica la metodología del Profesor Nelson Vílchez de la Universidad de Carabobo, la cual consiste en generar posibles soluciones, restricciones y criterios, evaluar las posibles soluciones en base a esas restricciones y criterios para seleccionar la mejor solución.

#### 4.3.1 Posibles soluciones para el sistema de agarre de puertas.

##### 4.3.1.1 Posible solución Nº 1: Sistema de agarre de puertas mediante succión por vacío, usando un eyector como generador de vacío.

En la figura 4.3.1.1 se observa una posible solución para el sistema de agarre, la cual consiste en un generador de vacío que funciona con el principio de efecto Venturi, este generador se denomina eyector, se hace pasar aire comprimido a través de una tobera Venturi y al ser estrangulado en la garganta genera una depresión que crea la succión. El agarre se completa a través de una tubería que conecta al eyector con una o varias ventosas, en donde se puede incluir un filtro de vacío para evitar que ciertas partículas pasen al eyector. El aire escapa a través de un silenciador para minimizar el ruido que se genera en el proceso.

Este sistema tiene la versatilidad que la presión generada en el vacío es proporcional a la presión de entrada del aire comprimido al sistema, entonces si quiere variar la fuerza de sujeción, bastará con regular la presión del aire a la entrada del eyector. Los componentes que conforman este sistema no tiene partes móviles, por lo tanto su mantenimiento es poco frecuente y sencillo, y es el generador de vacío más económico. Cuando se utilizan ventosas para el agarre, se tiene la posibilidad de adaptarlas a superficies irregulares, siempre y cuando se seleccione la ventosa adecuada.

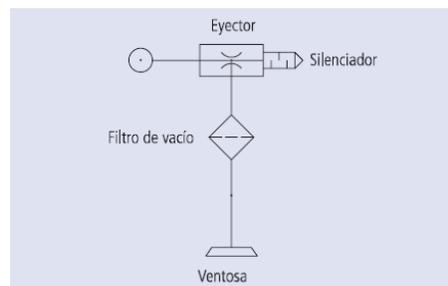


Figura 4.3.1.1: Esquema del sistema de agarre de puertas, mediante succión por vacío usando un eyector como generador de vacío. (fuente: Festo).

#### 4.3.1.2 Posible solución N° 2: Sistema de agarre de puertas mediante succión por vacío, usando una bomba como generador de vacío.

Esta posible solución es una modificación de la anterior, el funcionamiento es muy parecido con la diferencia que el vacío no se genera a través de un eyector sino que se genera a través de una bomba de vacío, que tiene el rodete colocado de forma excéntrica a la carcasa, las laminillas denotadas como A en la figura 4.3.1.2 se mueven en el sentido que se indica, creándose cámaras de aire de distintos tamaños (denotadas como B en la figura 4.3.1.2) a medida que la cámara se agranda el aire se dilata y se genera un vacío, el resto de los componentes (ventosa, tubería, silenciador) de este sistema es igual al de la figura 4.3.1.1. Una de las ventajas de este sistema es que la misma bomba genera tanto vacío como aire comprimido, la succión se hace por el orificio de entrada (C en la figura 4.3.1.2) y se expulsa por el orificio de salida (D en la figura 4.3.1.2).

Este sistema presenta características prácticamente iguales al de la posible solución N°1, con la diferencia que aquí si existen partes móviles, por lo tanto el mantenimiento es más frecuente y costoso, al igual que la inversión inicial con respecto a la anterior. La bomba requiere un motor eléctrico, por lo tanto este sistema necesita de suministro energía eléctrica.

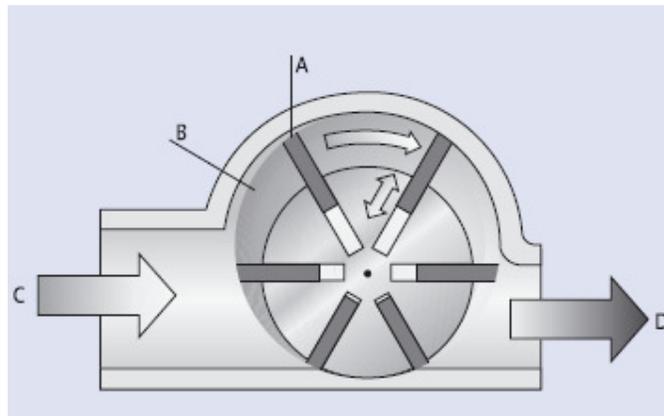


Figura 4.3.1.2: Principio de funcionamiento de una bomba de vacío (fuente: Festo).

#### 4.3.1.3 Posible solución N° 3: Sistema de agarre de puertas mediante electroimanes.

Este sistema tiene como principio hacer la sujeción de puertas a través de la fuerza creada por un campo magnético inducido por una corriente que circula por una bobina, atrayendo así a los materiales ferrosos. La fuerza de agarre depende del campo magnético generado, del área de la superficie de contacto y la permeabilidad del espacio libre. En la figura 4.3.1.3 se puede observar un dibujo esquemático del principio de funcionamiento de este sistema.

Este sistema presenta como ventaja principal que el campo magnético puede ser rápidamente manipulado en un amplio rango, y con ello la fuerza de agarre, esto se logra controlando la cantidad de corriente eléctrica, sin embargo, se necesitan unas fuentes de energía eléctrica para mantener el

campo. El mantenimiento es prácticamente nulo, presenta la desventaja de no adaptarse a superficies irregulares a menos que sea un diseño especial.

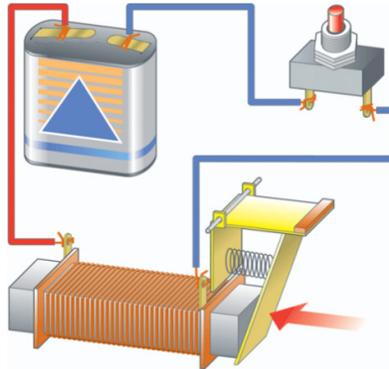
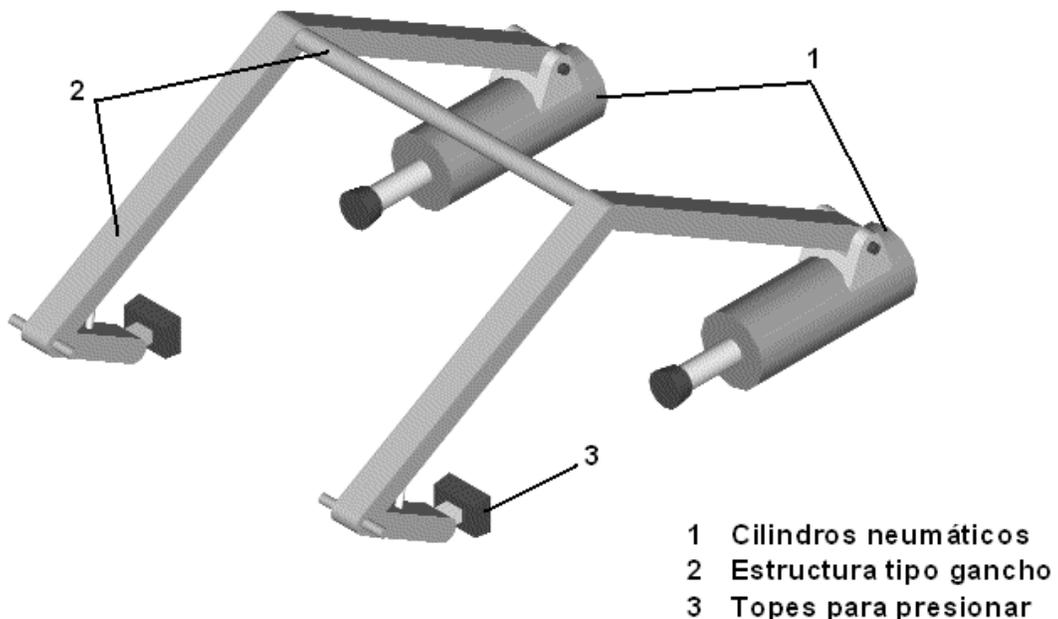


Figura 4.3.1.3: Principio de funcionamiento de un electroimán (Chapman, 2006)

#### 4.3.1.4 Posible solución N° 4: Sistema de agarre de puertas mediante un cilindro neumático.

Este sistema está basado en el agarre por presión del elemento a transportar con un dispositivo tipo gancho. El dispositivo es colocado en la parte inferior de la ventana de la puerta (ver figura 4.3.1.4.) luego se acciona manualmente un cilindro neumático que extenderá su vástago y ejercerá presión sobre la puerta y contra un tope del gancho.

El mantenimiento de este sistema es poco frecuente, presenta la desventaja que requiere un diseño muy conservador en el cálculo de la fuerza de extensión del vástago, para evitar dañar la puerta.



- 1 Cilindros neumáticos
- 2 Estructura tipo gancho
- 3 Topes para presionar

Figura 4.3.1.4: Sistema de agarre mediante cilindros neumáticos (fuente: propia).

### **4.3.2 Restricciones del sistema de agarre de puertas a diseñar.**

El sistema de agarre de puertas a diseñar debe cumplir con las siguientes restricciones:

- El sistema de agarre no debe causar deformaciones a las puertas.
- El sistema de agarre debe ser de accionamiento neumático, eléctrico o por un mínimo esfuerzo del operador.
- El sistema de agarre debe ser accionado por el mismo operador que manipula el brazo mecánico.

### **4.3.3 Criterios del sistema de agarre de puertas a diseñar.**

Para la elección del sistema de agarre de puertas, se toman en cuenta los siguientes criterios.

- Costo de elementos que conforman el sistema de agarre.
- Facilidad de mantenimiento del sistema de agarre.
- Versatilidad de adaptación del agarre a la superficie de la puerta.
- Facilidad de ejecución del agarre.

### **4.3.4 Selección de la mejor solución.**

Para la elección de la mejor solución se avalúan las posibles soluciones en base a las restricciones planteadas para este sistema, y se determina si la posible solución cumple o no con dicha condición.

Realizando esta evaluación se obtienen que las cuatro posibles soluciones cumplen con las restricciones planteadas, por lo tanto, no se descarta ninguna, ya que en ningún caso los sistemas planteados pueden causar deformaciones a la puerta o requieren más de un operario para el accionamiento y operación del sistema, finalmente estos sistemas utilizan energía eléctrica y/o neumática.

Las cuatro posibles soluciones cumplen con las restricciones planteadas, por lo tanto, no se descarta ninguna.

Se procede a realizar la ponderación de criterios:

Para la óptima selección de la solución se le asignará una ponderación o importancia a los criterios de acuerdo al siguiente orden:

- a) Versatilidad de adaptación del agarre a la superficie de la puerta.
- b) Facilidad de mantenimiento del sistema de agarre.
- c) Costos de elementos que conforman el sistema de agarre.
- d) Facilidad de ejecución del agarre.

Luego se realiza la evaluación de las soluciones en base a los criterios, esto nos permite determinar la influencia de cada solución respecto a cada

criterio, obteniendo así la solución más adecuada al orden de importancia establecido para los criterios.

Con respecto al primer criterio, la adaptación del agarre a la superficie de la puerta la solución 1 y 2 son más versátiles, ya estos sistemas se pueden adaptar fácilmente debido a las ventosas. En cuanto al mantenimiento, el sistema de agarre por electroimanes por ser compacto, es más sencillo y menos frecuente, seguido por el sistema de succión mediante un eyector que no posee partes móviles.

El criterio de costo nos lleva a realizar una comparación entre las soluciones descritas anteriormente, observando que el sistema de succión mediante una bomba generadora de vacío será de costo superior a todos, esto es por los elementos constitutivos que requiere, tal como una bomba de vacío y un motor eléctrico para la bomba. Y el sistema más adecuado es el de succión por vacío mediante un eyector, seguido del electroimanes y luego el agarre mediante cilindros neumáticos.

La facilidad de ejecución del agarre se refiere a la facilidad de ubicar el dispositivo para realizar el agarre de la puerta correctamente y también la tolerancia para poder colocarlo en la puerta de modo que el agarre sea efectivo.

El sistema de agarre por succión es el más adecuado con respecto a este criterio, ya que va colocado sobre la superficie de la puerta y posee una tolerancia para colocarlo sobre esta, debido a las ventosas que pueden adaptarse moderadamente a superficies irregulares. El electroimán posee una menor tolerancia si es un diseño especial para la superficie, y la superficie de la puerta no es totalmente plana, por ello presenta mayor dificultad porque debe ajustarse en la superficie dispuesta para ello para poder ejecutar el agarre. Y el sistema de cilindros neumáticos es el más complicado ya que para el agarre las pinzas deben pasar por dentro de la ventana y ajustar los topes en la superficie correcta.

Finalmente se llega a la conclusión que el sistema de agarre más adecuado, por ser el principal en los criterios de mayor importancia, es el de la solución 1 sistema de agarre de succión por vacío utilizando un eyector.

#### **4.3.5 Especificaciones del sistema de agarre de puertas.**

La ventosa toma a la puerta por la parte externa, como se muestra en la figura 4.3.5, que es el área más plana disponible para la sujeción. En la figura 4.3.6 se muestra un esquema de la disposición de la ventosa en la puerta. El principio de sujeción por vacío, es sujetar debido a la fuerza de fricción estática entre la ventosa y la superficie del elemento a sujetar, como la fuerza de fricción depende del coeficiente de fricción y la fuerza normal o perpendicular a dicha superficie y el coeficiente de fricción es único, la sujeción por vacío aumenta la fuerza normal y con ello la fuerza de fricción



Figura 4.3.5: Lugar de sujeción para las puertas

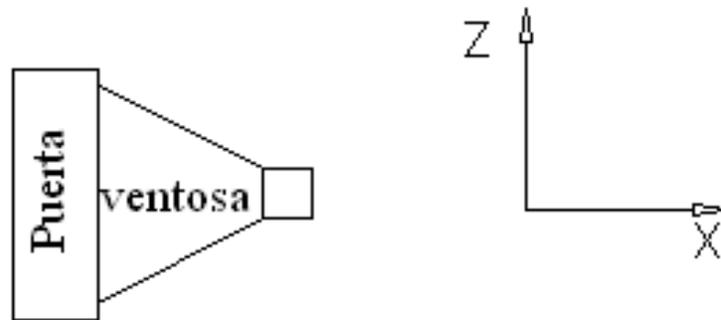


Figura 4.3.6: Esquema del sistema de agarre de puertas

La fuerza normal que ejerce la ventosa se conoce como fuerza de sujeción teórica, para determinarla se hace un procedimiento como el que se muestra en la figura 4.3.7. El sistema de referencia (ejes “X”, “Y” y “Z”) mostrado en la figura 4.3.6 corresponde al de las figuras 4.2.1 y 4.2.2 (pág. 30 y 31 respectivamente) y es el mismo que será usado siempre en este trabajo.

#### 4.3.5.1 Cálculo de la fuerza de succión en las ventosas.

Para realizar el cálculo de la fuerza de succión en las ventosas se realiza un procedimiento como el que se muestra en la figura 4.3.7

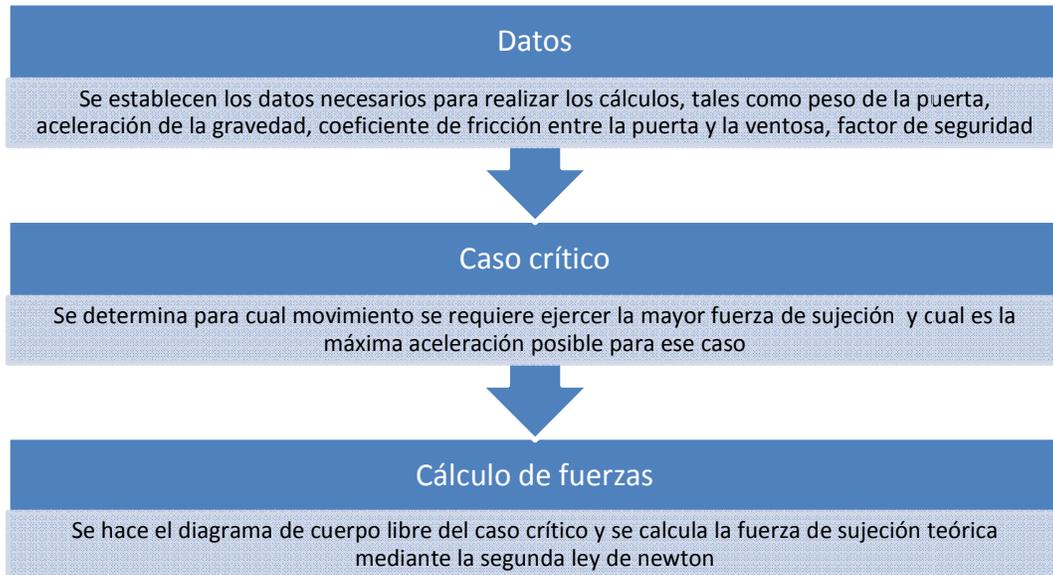


Figura 4.3.7: Procedimiento de cálculo de la fuerza de sujeción de en las ventosas.

**a) Datos.**

Ya fue determinado en el aparte 4.2 de este capítulo que la puerta más pesada (ver pág. 33) es la delantera del modelo Grand Cherokee. La aceleración de la gravedad se aproxima a  $10 \text{ m/s}^2$ . (El coeficiente de fricción y factor de seguridad se toma de la referencia [2]) (ver anexo AC, pág. A-30). En resumen se obtienen los siguientes datos:

Masa de la puerta ( $m$ ) =  $17 \text{ kgf}$

Aceleración de la gravedad ( $g$ ) =  $10 \text{ m/s}^2$

Coeficiente de fricción ( $\mu$ ) =  $0,5$

Factor de seguridad ( $fs$ ) =  $2$

**b) Caso crítico.**

El caso más crítico es cuando la puerta se desplaza hacia arriba (en dirección positiva del eje  $z$ ) es evidente que en ese caso la sujeción debe vencer el peso de la puerta y el desplazamiento en dirección vertical, por lo tanto es el más exigido. Si la puerta es desplazada hacia arriba, existe una aceleración en ese sentido, que será mayor mientras más rápido mueva el operador al sistema. Para estimar esa aceleración se utiliza la ecuación (3.1) de movimiento rectilíneo uniformemente acelerado (referencia [3]).

$$\Delta z = v_0 t + \frac{at^2}{2} \tag{3.1}$$

Donde:

$\Delta z$  : desplazamiento en el eje  $z$ .

$v_0$ : velocidad lineal de la puerta en el eje z, justo antes que comience a ocurrir el desplazamiento.

$t$ : fracción de tiempo en que ocurre el desplazamiento.

$a$ : aceleración de la puerta en el eje z.

Despejando la aceleración de la ecuación (3.1) se obtiene:

$$a_z = 2 \frac{\Delta z - v_{oz} t}{t^2} \quad (3.2)$$

En la ecuación (3.2) se puede observar que para obtener la aceleración máxima los términos  $v_{oz}$  y  $t$  deben ser mínimos, mientras que el término  $\Delta z$  debe ser máximo. El desplazamiento en z máximo que permite la estación es de 280 cm (ver figura 4.2.2 pág. 31). Se estima que dicho desplazamiento se puede hacer en un tiempo mínimo de 1 segundo, suponiendo que el operario por ocio lance el dispositivo bruscamente, esta suposición es quizás grotesca, pero se hace para poder realizar los cálculos aproximados y que el sistema parte del reposo, entonces se sustituyen esos valores en la ecuación (3.2):

$$a_z = 2 \frac{\Delta z - v_{oz} t}{t^2} = 2 \frac{280 \text{ cm} - (0 \text{ m/s}) * 1 \text{ s}}{(1 \text{ s})^2} = 560 \text{ cm/s}^2 = 5,6 \text{ m/s}^2$$

### c) Cálculo de fuerza.

Diagrama de cuerpo libre de la puerta

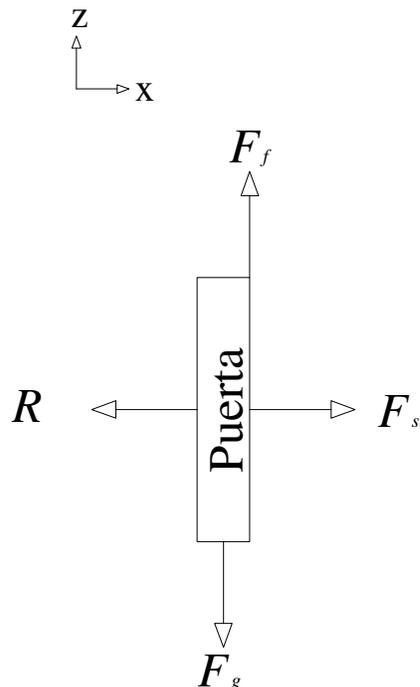


Figura 4.3.8: Diagrama de cuerpo libre de la puerta.

Donde:

$F_f$  : Fuerza de fricción estática

$F_g$  : Fuerza debida al peso

$F_{st}$  : Fuerza de succión teórica

$R$  : Reacción en la ventosa

Aplicando sumatoria de fuerzas en el eje Z:

$$F_f - F_g = ma_z \quad (3.3)$$

La fuerza de fricción se calcula con la ecuación (3.4) y la fuerza debida al peso con la ecuación (3.5)

$$F_f = \mu F_{st} \quad (3.4)$$

$$F_g = mg \quad (3.5)$$

Sustituyendo las ecuaciones (3.4) y (3.5) en (3.3) y despejando  $F_{st}$  :

$$F_{st} = \frac{m}{\mu} (a_z - g) \quad (3.6)$$

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene:

$$F_{st} = \frac{m}{\mu} (a_z - g) = \frac{17kg}{0,5} (5,6m/s^2 - 10m/s^2) = 530 N$$

La fuerza de succión se obtiene utilizando la fuerza de succión teórica y el factor de seguridad, como se muestra en la ecuación (3.7)

$$F_s = fs * F_{st} \quad (3.7)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (3.7) se obtiene:

$$F_s = ns * F_{st} = (2) * (530N) = 1.060 N$$

#### 4.3.5.2 Selección del generador de vacío.

Para seleccionar el eyector se deben tomar en cuenta tres aspectos, que son la presión de aire disponible, el área disponible para la sujeción y la fuerza de succión, que se relacionan según la ecuación (3.8). Los eyectores generan vacío de manera directamente proporcional a la presión de aire que los alimenta, por lo tanto se selecciona de un catálogo un eyector a partir de la presión de alimentación de aire.

$$p = \frac{F}{A} \quad (3.8)$$

En la línea de latonería de la empresa Chrysler de Venezuela, existe aire disponible que varía entre 648 kPa (94 psi) y 690 kPa (100 psi), dependiendo de muchos factores como la producción, entre otros. Se toma un valor de 345 kPa (50 psi) para hacer la selección del eyector, ya que ésta es una presión por debajo de la mínima registrada dicha línea, esto se hace para prevenir, en caso de que haya una caída de presión abrupta, si la presión está por encima de la seleccionada, el eyector generará un vacío mayor y por lo tanto la fuerza de sujeción será mayor.

Con la presión de alimentación a 3,45 bar (50 psi) se entra el catálogo (referencia [4], anexo A, pág. A-1) y se selecciona un eyector VAD 1/4, que genera -0,5bar de vacío. Sustituyendo el valor de fuerza calculado y la presión de vacío que genera el eyector en la ecuación (3.8) se obtiene el área necesaria para la sujeción de las puertas.

$$A = \frac{F}{P} = \frac{1060 N}{0,5 \text{ bar} * \frac{100000 N/m^2}{1 \text{ bar}}} = 0,0212 \text{ m}^2 = 212 \text{ cm}^2$$

El área necesaria para la sujeción (212 cm<sup>2</sup>) es menor al área plana disponible (1.800 cm<sup>2</sup>, ver figura 4.2.4 pág. 32) por lo tanto se selecciona este eyector.

#### 4.3.5.3 Selección de las ventosas para la sujeción.

Para la selección de las ventosas, es necesario tomar en cuenta, el área disponible para la sujeción, la presión de vacío generada por el eyector, y otras características como la superficie de sujeción y el material a sujetar. El área plana disponible para la sujeción es pequeña en comparación al tamaño de la puerta, es muy probable que el operador no siempre coloque las ventosas en el área plana, como se explicó anteriormente hay ciertos desniveles en la superficie. Existen tipos de ventosas cuyo cuerpo es un fuelle, capaz de compensar ciertos desniveles en la superficie.

Con la presión de vacío generada por el eyector se entra al catálogo (referencia [4], anexo B, pág. A-1) se seleccionan 4 ventosas VASB, cada una tiene diámetros de 10 cm y genera una fuerza de succión de 290 N aproximadamente. En conjunto las 4 ventosas soportan 1.160 N, que es mayor que los 1.060 N necesarios para sostener la puerta en el caso más crítico. La disposición de las cuatro ventosas se muestra en la figura 4.3.9, donde se puede observar que encaja perfectamente en el área plana promedio disponible para la sujeción.

Para materiales permeables como cartón o papel, existe una pérdida de vacío debido a la porosidad, y aparece un caudal de vacío. El material de la puerta es metálico y no poroso, por lo tanto el caudal de vacío es despreciable, entonces un solo eyector es capaz de soportar las cuatro ventosas, sin embargo por seguridad se colocan dos eyectores (uno por cada dos ventosas) para compensar la sujeción en caso que alguno falle.

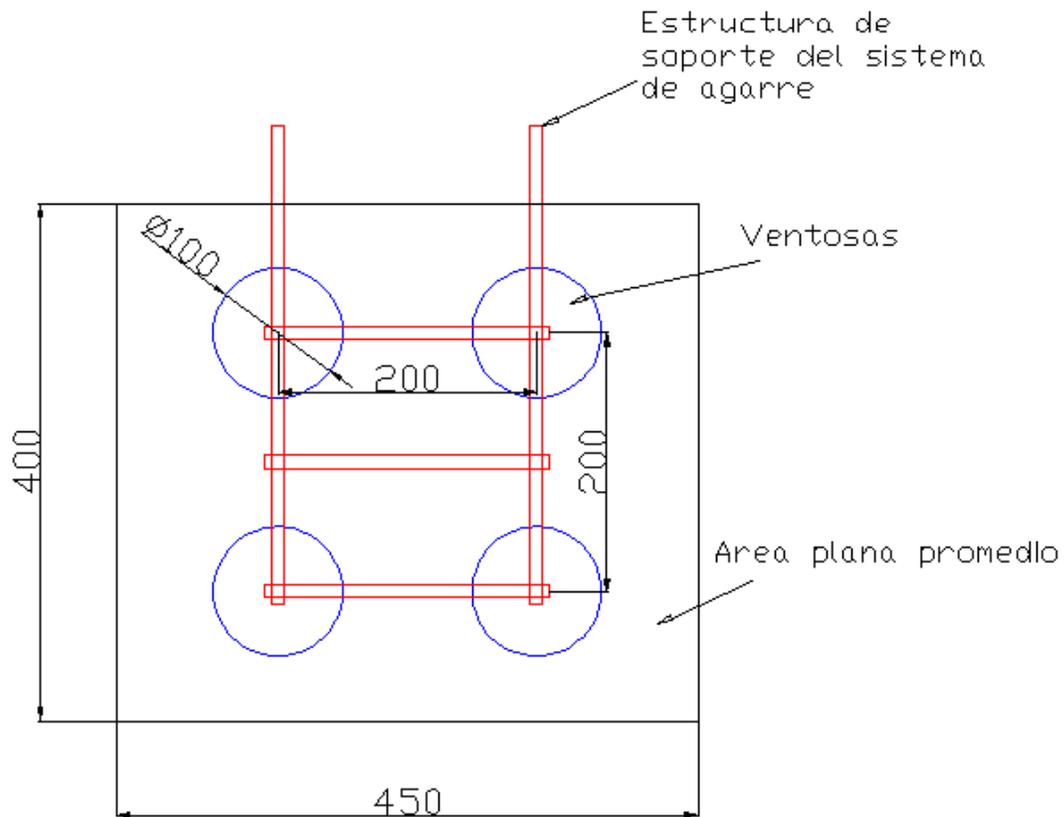


Figura 4.3.9: Disposición de las ventosas con su sistema de sujeción (medidas en mm)

A continuación se dan las especificaciones de las ventosas y eyectores seleccionados.

#### Ventosas seleccionadas.

Cantidad: 4 ventosas.  
 Material: Poliuretano.  
 Fuerza que soporta: 290 N c/u.  
 Fuerza total que soporta el conjunto: 1.160 N.  
 Diámetro de cada ventosa: 10 cm c/u.  
 Conexión en vacío: G 1/4.  
 Peso: 67 g c/u.  
 Longitud: 43 mm c/u.  
 Código: VASB - 100 - 1/4 - Pur

#### Eyectores seleccionados.

Cantidad: 2.  
 Vacío generado: -0,35 bar.  
 Conexión neumática: G 1/4.  
 Peso: 90 g c/u.  
 Código: VAD - 1/4.

## Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/4 – 8. Cantidad = 2 (Suministro y succión)  
(Anexo O, pág. A-17).

Silenciador UO – 1/4. (Salida) (Anexo P, pág. A-19).

### **4.4 Diseño del mecanismo para el funcionamiento del brazo mecánico.**

En este aparte se procede a calcular todo lo que implica el funcionamiento del brazo mecánico, haciendo los cálculos de la siguiente forma:

- Cálculo resistente de los elementos que conforman el mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico.
- Cálculo de uniones entre elementos.
- Diseño del sistema de accionamiento neumático del brazo mecánico.
- Selección de componentes que conforman el sistema de accionamiento neumático.

#### **4.4.1 Cálculo resistente de los elementos que conforman el mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico.**

Para realizar el cálculo resistente de cada uno de los componentes mecánicos que conforman el mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico, lo más común, es diseñar para que el sistema soporte la puerta más pesada (17kg), pero en este caso no es conveniente ya que en la industria automotriz existen cambios de modelo frecuentemente. Sin embargo cuando existe un cambio de modelo que es continuidad del anterior por lo general las puertas son similares en cuanto a dimensiones y material y por ende el peso se mantendrá cercano al valor actual. Como no es posible conocer cuanto podrá ser el valor del peso de las puertas de un futuro modelo, se considera un valor de 30 kg para sobrediseñar debido a la incertidumbre que se genera.

Todos los aceros utilizados en este trabajo (AISI 1010, AISI 4140, ASTM A 500 y ASTM A 36) tienen un porcentaje de elongación mayor al límite (5%) para considerar que el acero es dúctil, además están sometidos a carga estática, por lo tanto, se toma un factor de seguridad de 3, recomendado para casos generales, material dúctil, incertidumbre moderada en relación a propiedades del material según SAE. (Referencia [6]). Se emplea la teoría de falla de Von Mises.

Teniendo definido el factor de seguridad y la teoría de falla se procede a calcular cada uno de los componentes numerados de la figura 4.4.1.1. Siempre siguiendo el sistema de referencia que se muestra en la misma figura, a la hora de hacer los diagramas de cuerpo libre y determinación de esfuerzos, el procedimiento utilizado para hacer dichos cálculos se muestra en la figura 4.4.1.2

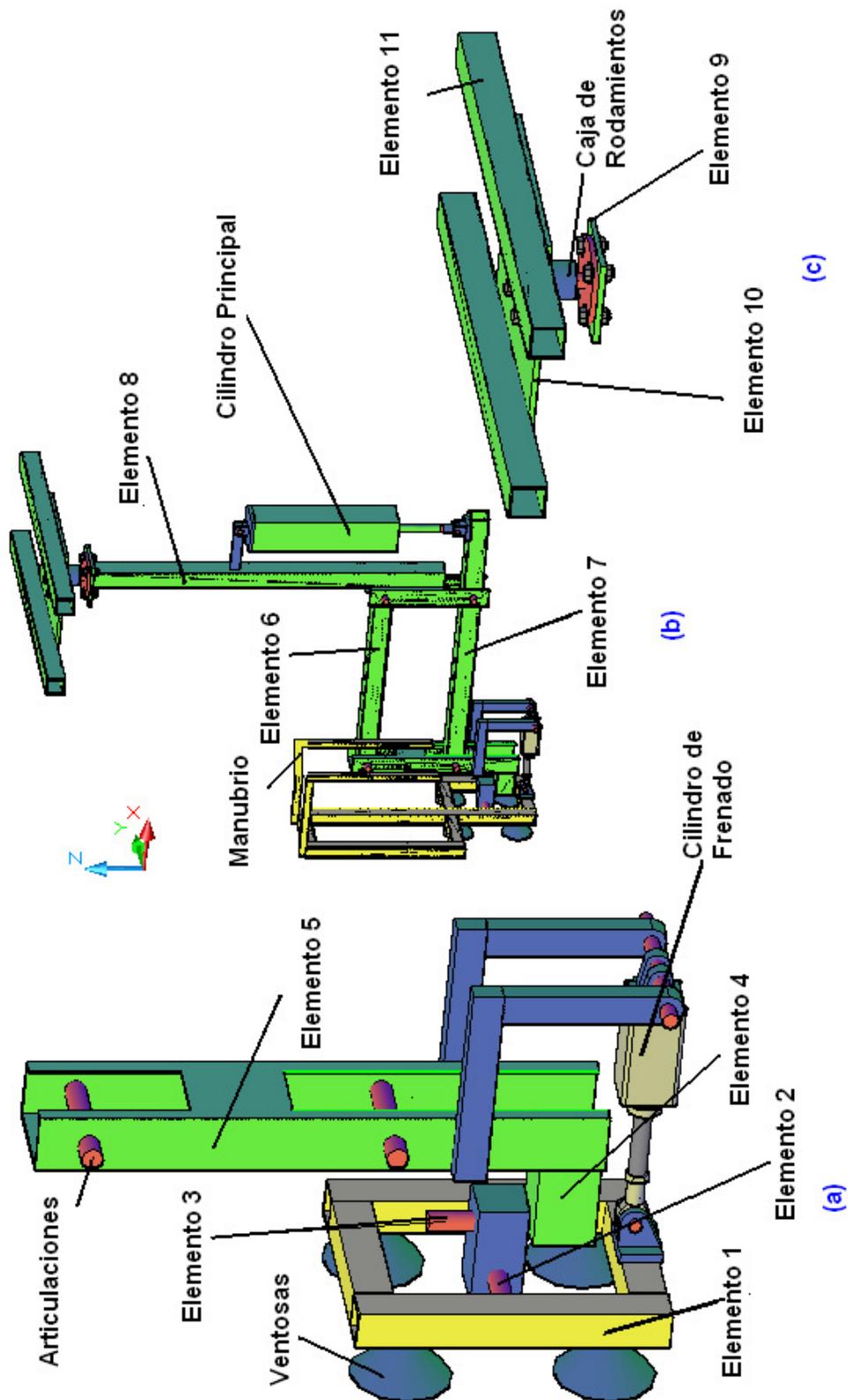


Figura 4.4.1.1: Elementos que conforman el mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico. (a) Zoom del sistema de agarre. (b) Isometría del mecanismo completo. (c) Zoom del sistema de anclaje del mecanismo.

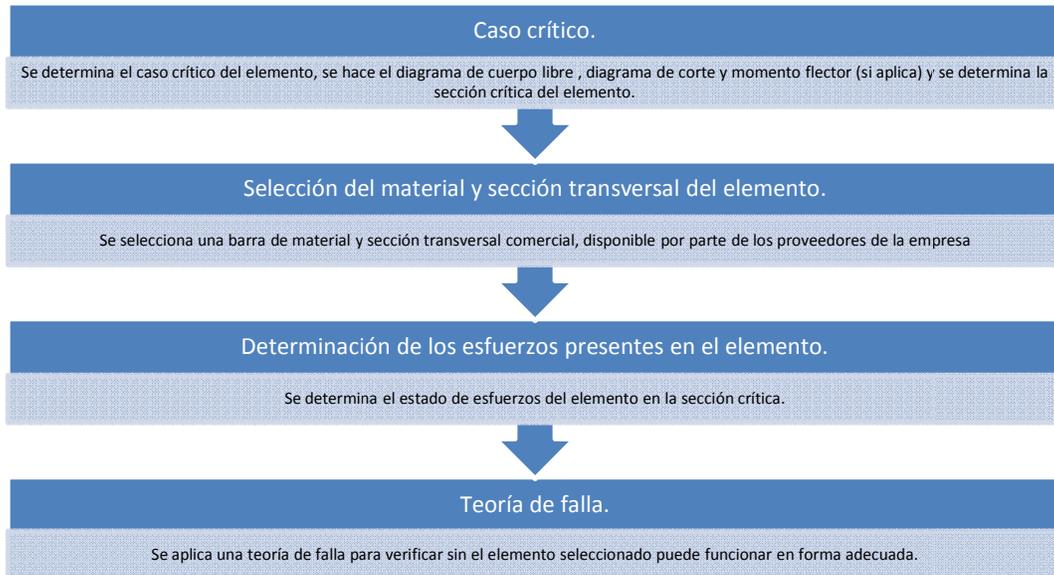


Figura 4.4.1.2: Procedimiento para el cálculo resistente de los elementos que conforman el brazo mecánico.

En la figura 4.4.1.1 se muestra una figura con los principales elementos que conforman el mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico, donde se puede observar un manubrio para que el operario pueda manipular el sistema, las ventosas que son las que sostienen la puerta están acopladas a un marco, se llama elemento 1 a cada barra que conforma dicho marco para sostener las ventosas. El elemento 2 es un eje que permite girar a la puerta en el eje X de la figura mientras que el elemento 3 permite el giro en el eje z, dichos giros son necesarios para hacer el proceso de instalación, ambos ejes (2 y 3 en color rojo en la figura 4.4.1.1) están unidos por una caja de rodamientos que se ve en azul en la figura 4.4.1.1. Dicha caja contiene dos pares de cojinetes, un par para cada eje. El elemento 4 es un pequeño brazo que está soldado al elemento 3. El elemento 5 está soldado al 4 y está articulado a los elementos 6 y 7 con lo cual se logra que el desplazamiento en el eje "Z" de la puerta sea mayor que la carrera del cilindro, es decir, hay un efecto de palanca. Los elementos 6 y 7 son dos barras paralelas cada una está doblemente pivotada, un pivote con el elemento 5 y otro con el elemento 8, explícitamente cada barra gira con respecto a los elementos 5 y 8 a la vez, esto tiene la finalidad de formar un mecanismo de 4 barras (barras 5, 6, 7 y 8) para mantener al elemento 5 siempre vertical, o lo que es igual, siempre paralelo al eje "Z" de la figura. El elemento 8 es una barra que sostiene el peso de todo lo que le precede, está soldado al elemento 9 que es una plancha de acero. El elemento 10 también es una plancha de acero, y es solidaria a dos barras denominadas elementos 11, los elementos 11 se acoplan cada uno al sistema de rieles para sostener a todo el mecanismo. Los elementos 9 y 10 se unen mediante una caja de rodamientos, para que el elemento 9, y con él el resto del mecanismo, pueda girar respecto al elemento 10 en el eje "Z", el cual es un grado de libertad necesario para el proceso de instalación. El cilindro principal es quien soporta el peso de la estructura y la puerta, trabaja con la condición conocida como "Gravedad Cero" esto es que gracias a sistema de control neumático el operario puede bajar y subir el brazo mecánico con o sin puerta, sin tocar ningún botón y aplicando un esfuerzo mínimo, este funcionamiento se explica

mas adelante en forma detallada. Cuando el brazo mecánico sostenga la puerta, esta tendrá un momento de inercia que la hará girar respecto al eje "X" debido al grado de libertad que permite el elemento 2, para evitar ese giro se coloca un cilindro neumático que frene la puerta, el cual funciona con el mismo principio de "Gravedad Cero", manteniendo la puerta estable y permitiendo al operario hacer girar la puerta respecto al eje "X" en cualquiera de los dos sentidos, mientras el cilindro de frenado extiende o retrae su vástago dependiendo del sentido de giro.

#### 4.4.1.1 Elemento 1.

##### a) Casos críticos.

Existen dos casos críticos, debido a que el elemento puede girar con el eje 2, hay dos posibles casos de falla cuando el elemento esté completamente vertical (paralelo al eje Z) o completamente horizontal (paralelo al eje X)

##### Caso crítico 1.

Todo el peso lo sostiene una sola ventosa, lo que causa un esfuerzo por flexión máximo a lo que se le suma el esfuerzo normal, se supone que la ventosa que sostiene todo el peso es la que está más alejada del suelo para ese elemento, como se muestra en la figura 4.4.1.3, donde se puede observar que la carga P (peso de la puerta) se encuentra excéntrica al eje centroidal del elemento 1 debido a la longitud de la ventosa, lo que ocasiona un momento flector en ese elemento.

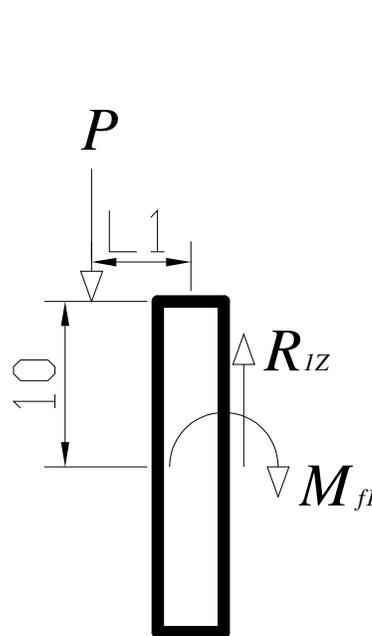


Figura 4.4.1.3: Diagrama de cuerpo libre del elemento 1 para el caso crítico 1 en el plano XZ (medidas en centímetros).

Donde:

$P$  : peso de la puerta = 30 *kgf*.

$R_{1z}$  : fuerza reacción en el eje z.

$M_{f1}$  : momento flector de reacción.

$L_1$  : longitud de la Ventosa más los accesorios = 8 *cm*.

Aplicando sumatoria de fuerzas y momentos para mantener el equilibrio estático y despreciando el peso de los componentes de vacío, se obtiene:

$$R_{1z} = P = 30 \text{ kgf}$$

$$M_{f1} = P * L_1 = 240 \text{ kgf} * \text{cm}$$

La sección crítica puede ser cualquiera, pues actúan las mismas fuerzas en el elemento.

### Caso crítico 2.

El elemento puede girar respecto al eje Y, pero nunca podrá girar 90°, debido a que el cilindro de frenado no lo permitirá, ya que su carrera fue seleccionada para que eso no sucediera (ver selección del cilindro de frenado pág. 137), además la operación no requiere un giro tan grande, sin embargo se supone que el elemento gira 90° por ser éste un caso más crítico para efectos de cálculo resistente, al suponer un giro de menor grado. En la figura 4.4.1.4 se muestra el diagrama de cuerpo libre del caso supuesto.

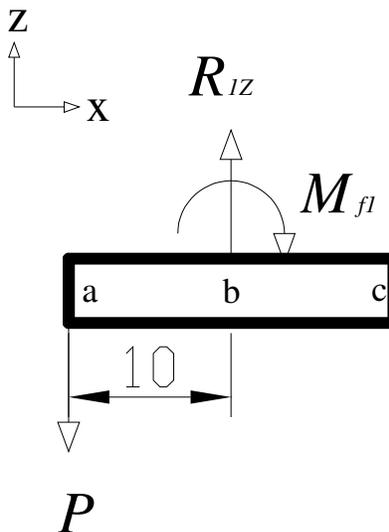


Figura 4.4.1.4: Diagrama de cuerpo libre del elemento 1 para el caso crítico 2 en el plano XZ (medidas en centímetros).

Donde:

$P$  : peso de la puerta = 30 *kgf*

$R_{1z}$  : fuerza reacción en el eje z.

$M_{f1}$  : momento flector de reacción.

Aplicando sumatoria de fuerzas y momentos para mantener el equilibrio estático y despreciando el peso de los componentes de vacío, se obtiene:

$$M_{f1} = P * 10 \text{ cm} = 300 \text{ kgf} * \text{cm}$$

En la figura 4.4.1.5 se muestra el diagrama de corte y momento flector del elemento 1 para este caso crítico (V: representa el corte; Mf: representa el momento flector).

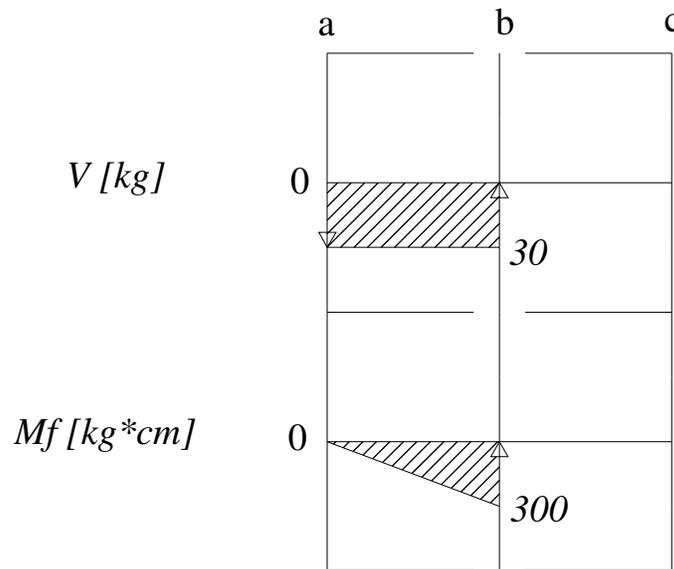


Figura 4.4.1.5: Diagrama de corte y momento flector del elemento 1 para el caso crítico 2 en el plano XZ (medidas en centímetros).

El elemento 1 es de sección constante, por lo tanto la sección crítica es la "b" por estar aplicado el momento flector máximo, esta es la sección que se estudiará para este caso.

### **b) Selección del material y sección transversal del elemento.**

Se selecciona tubo de acero AISI 1010 de sección transversal cuadrada hueca de 3,81cm (1 ½ pulg) de lado, con espesor de 2,5 mm; debido a que existen en la empresa sistemas de ese material y sección sometidos a condiciones similares, y hay proveedores de la empresa que tienen este material en existencia en sus almacenes (las especificaciones de dimensiones y tipo de material fueron obtenidas mediante un contacto telefónico directamente con el proveedor). Las características de este material se muestran a continuación (referencia [1]):

$$S_{yt} = 1.800 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$E = 200 \text{ Gpa} = 2 \text{ Mkgf} / \text{cm}^2$$

$$\rho = 1,5 \text{ kgf / cm}$$

Donde:

$S_{yt}$  : esfuerzo de fluencia tabulado del material.

$E$  : módulo de elasticidad tabulado del material.

$\rho$  : peso del material por unidad de longitud

El esfuerzo de diseño viene dado por la ecuación (4.4.1):

$$S_{yn} = \frac{S_{yt}}{fs} \quad (4.4.1)$$

Donde:

$fs$  : factor de seguridad para diseñar.

$S_{yn}$  : esfuerzo de diseño para el elemento n

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (4.4.1) se obtienen:

$$S_{y1} = \frac{1.800 \text{ kgf / cm}^2}{3} = 600 \text{ kgf / cm}^2$$

### **c) Determinación de los esfuerzos presentes en el elemento.**

El peso del elemento no se considerara para este cálculo por ser la barra muy corta. Existe un estado de esfuerzos distinto para cada caso crítico, por lo tanto se estudia cada caso por separado como sigue

#### **Caso crítico 1.**

Esfuerzo por flexión.

El esfuerzo por flexión genera esfuerzo de compresión y tracción en la dirección del eje z y se calcula con la ecuación (4.4.2):

$$\sigma_f = \pm \frac{M_f}{z} \quad (4.4.2)$$

Donde:

$\sigma_f$  : esfuerzo debido a la flexión.

$M_f$  : momento flector aplicado.

$z$  : módulo de la sección.

$\pm$  : indica que el esfuerzo puede ser de tracción (+) o de compresión (-).

El módulo de la sección es una propiedad que viene tabulada en algunos catálogos de materiales estructurales, cuando no se posee esta información se puede calcular con la ecuación (4.4.3).

$$z = \frac{I}{c} \quad (4.4.3)$$

Donde:

$I$  : momento de inercia de la sección transversal del elemento.

$c$  : distancia del eje neutro a la fibra mas alejada del elemento.

Al igual que el módulo de la sección, el momento de inercia viene tabulado en algunos catálogos de materiales estructurales, cuando no se posee esta información se puede calcular con la ecuación (4.4.4) para una sección cuadrada hueca.

$$I = \frac{\alpha^4 - (\alpha - 2e)^4}{12} \quad (4.4.4)$$

Donde:

$\alpha$  : lado externo de la sección transversal del elemento.

$e$  : espesor de la sección transversal del elemento.

Teniendo seleccionada la sección transversal del elemento, se sustituyen los datos respectivos en la ecuación (4.4.4) y se calcula el momento de inercia:

$$I_1 = (1,5 \text{ pulg} * \frac{1 \text{ cm}}{0,39 \text{ pulg}})^4 - (1,5 \text{ pulg} * \frac{1 \text{ cm}}{0,39 \text{ pulg}} - 2 * 0,25 \text{ cm})^4 = 7,79 \text{ cm}^4$$

Donde el subíndice "1" establece que es referido al elemento 1. Sustituyendo en la ecuación (4.4.3)

$$z_1 = \frac{7,79 \text{ cm}^4}{(1,5 \text{ in} * \frac{1 \text{ cm}}{0,39 \text{ in}})} = 2,02 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.2)

$$\sigma_{f11} = \pm \frac{240 \text{ kgf} * \text{cm}}{2,02 \text{ cm}} = \pm 118,82 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

El primer subíndice (1) establece que está referido al elemento 1, el segundo subíndice (1) establece que está referido al caso crítico 1.

Esfuerzo normal.

El esfuerzo normal de tracción o compresión se calcula según la ecuación (4.4.5)

$$\sigma_N = \frac{F_A}{A} \quad (4.4.5)$$

Donde:

$\sigma_N$  : esfuerzo normal de tracción o compresión.

$F_A$  : fuerza axial aplicada en el elemento.

$A$  : área de la sección transversal del elemento

$\pm$  : indica que el esfuerzo puede ser de tracción (+) o de compresión (-).

El área de una sección transversal cuadrada hueca se calcula según la ecuación (4.4.6).

$$A = \alpha^2 - (\alpha - 2e)^2 \quad (4.4.6)$$

De la ecuación (4.4.6) se obtiene:

$$A_1 = (1,5 \text{ pulg} * \frac{1 \text{ cm}}{0,39 \text{ pulg}})^2 - (1,5 \text{ pulg} * \frac{1 \text{ cm}}{0,39 \text{ pulg}} - 2 * 0,25 \text{ cm})^2 = 3,60 \text{ cm}^2$$

Sustituyendo en (4.4.5):

$$\sigma_{N11} = -\frac{30 \text{ kgf}}{3,60 \text{ cm}^2} = -8,33 \text{ kgf / cm}^2$$

### Caso crítico 2.

Esfuerzo por flexión.

De la ecuación (4.4.2):

$$\sigma_{f12} = \pm \frac{300 \text{ kgf} * \text{cm}}{2,02 \text{ cm}^3} = \pm 148,51 \text{ kgf / cm}^2$$

El primer subíndice (1) establece que está referido al elemento 1, el segundo subíndice (2) establece que esta referido al caso crítico 2.

Esfuerzo cortante directo.

El esfuerzo cortante directo es debido a la carga transversal y se calcula con la ecuación (4.4.7).

$$\tau_D = \frac{V}{A} \quad (4.4.7)$$

Donde:

$\tau_D$ : esfuerzo cortante directo.

$V$ : fuerza cortante.

De la ecuación (4.4.5):

$$\tau_{D12} = \frac{30 \text{ kgf}}{3,60 \text{ cm}^2} = 8,33 \text{ k gf / cm}^2$$

#### d) Teoría de falla.

La teoría de Von Mises para el caso más general (estado de esfuerzos triaxial) plantea el cálculo del esfuerzo efectivo de Von Mises con la ecuación (4.4.8).

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (4.4.8)$$

Donde:

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ : son los esfuerzos axiales en las direcciones Z, X e Y respectivamente.

$\tau_{xy}$ : esfuerzo cortante perpendicular al eje X en la dirección del eje Y.

$\tau_{yz}$ : esfuerzo cortante perpendicular al eje Y en la dirección del eje Z.

$\tau_{zx}$ : esfuerzo cortante perpendicular al eje Z en la dirección del eje X.

$\sigma'$ : esfuerzo efectivo de Von Mises.

#### Caso crítico 1:

No hay presencia de esfuerzos cortantes, solo hay esfuerzos axiales en la dirección del eje Z (ver figura 4.4.1.3, pág. 48) por lo tanto el estado de esfuerzos para este caso es uniaxial. El esfuerzo resultante máximo será aquel donde el esfuerzo por flexión se suma al normal y la ecuación (4.4.6) se reduce como sigue:

$$\sigma'_{11} = \sqrt{\sigma_z^2} = \sqrt{(\sigma'_{f11} + \sigma'_{N11})^2} = \sqrt{(-118,82 \text{ kg / cm}^2 - 8,33 \text{ kg / cm}^2)^2}$$

$$\sigma'_{11} = 127,15 \text{ kgf / cm}^2 < S_{y1} = 600 \text{ kgf / cm}^2$$

Se puede observar que el esfuerzo de Von Mises para caso crítico 1 del elemento 1 es menor al de fluencia del material, sin embargo esto no es suficiente para decir que el elemento no falla, al estar sometido a compresión

hay que evaluar el elemento por pandeo. Para evaluar una columna por pandeo existen tres ecuaciones, la ecuación de Euler (4.4.9) para columnas largas cargadas axialmente, la ecuación de Johnson (4.4.10) para columnas cortas y la ecuación de la secante (4.4.11) para columnas largas cargadas excéntricamente (referencia [1]). Para determinar si una columna es corta o larga hay que calcular la relación de esbeltez de referencia con la ecuación (4.4.12) para cualquier relación de esbeltez menor a la crítica se considera una columna corta y para cualquiera mayor una columna larga, cabe destacar que para columnas cortas no se toma en cuenta la excentricidad (referencia [1]).

Ecuación de Euler:

$$P_{cr} = A \frac{C\pi^2 E}{(l/k)^2} \quad (4.4.9)$$

Donde:

$P_{cr}$  : carga crítica para que ocurra pandeo.

C: constante de condiciones de extremos (0,25 empotrado-libre) (referencia [1]).

l: longitud de la columna.

k: radio de giro de la sección transversal del elemento (4.4.13).

l/k: relación de esbeltez del elemento.

Ecuación de Johnson:

$$P_{cr} = A \left[ S_y - \frac{1}{CE} \left( \frac{S_y}{2\pi} \right)^2 \left( \frac{l}{k} \right)^2 \right] \quad (4.4.10)$$

Ecuación de la secante:

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{S_{y1}}{1 + \left( \frac{\varepsilon * C}{K^2} \right) * \sec \left( \frac{l}{k} \sqrt{\frac{P}{4 * E * A}} \right)} \quad (4.4.11)$$

Donde:

$\varepsilon$  : excentricidad de la carga.

La relación de esbeltez viene dada por:

$$\left( \frac{l}{k} \right)_* = \sqrt{\frac{2\pi^2 CE}{S_y}} \quad (4.4.12)$$

Donde:

$\left(\frac{l}{k}\right)_*$  : relación de esbeltez de referencia.

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (4.4.13)$$

De la ecuación (4.4.12):

$$\left(\frac{l}{k}\right)_* = \sqrt{\frac{2\pi^2 (0,25) * 2 \left(2 * \frac{10^6 \text{ kgf}}{\text{cm}^2}\right)}{1800 \text{ kgf / cm}^2}} = 74,05$$

De la ecuación (4.4.13):

$$k_1 = \sqrt{\frac{7,79 \text{ cm}^4}{3,60 \text{ cm}^2}} = 2,16 \text{ cm}$$

La relación de esbeltez del elemento viene dada por:

$$\frac{l}{k} = \frac{10 \text{ cm}}{2,16 \text{ cm}} = 4,63 < \left(\frac{l}{k}\right)_*$$

Entonces se calcula como una columna corta, usando la ecuación (4.4.10) y sin considerar la carga excéntrica:

$$P_{cr} = A \left[ S_y - \frac{1}{CE} \left( \frac{S_y}{2\pi} \right)^2 \left( \frac{l}{k} \right)^2 \right]$$

$$P_{cr} = 3,60 \text{ cm}^2 \left[ 600 \text{ kgf / cm}^2 - \left( \frac{1}{(0,25)(2 * 10^6 \text{ kgf / cm}^2)} \right) \left( \frac{600 \text{ kgf / cm}^2}{2\pi} \right)^2 (4,63)^2 \right]$$

$$P_{cr} = 2.158,59 \text{ kgf} > P = 30 \text{ kgf}$$

Entonces ahora se puede decir que el elemento no falla y funcionará sin problemas para este caso crítico 1.

### Caso crítico 2

Estudiando un elemento infinitesimal ubicado en la fibra superior del elemento, el estado de esfuerzos, siguiendo el sistema de referencia, es el siguiente:

$$\sigma_x = \sigma_y = \tau_{xy} = \tau_{zx} = 0$$

$$\sigma_z = \sigma_{f12} = 148,51 \text{ kgf / cm}^2$$

$$\tau_{yz} = \tau_{D12} = 8,33 \text{ kgf / cm}^2$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\sigma' = \sqrt{(148,51 \text{ kgf / cm}^2)^2 + 3(8,33 \text{ kgf / cm}^2)^2} = 149,21 \text{ kgf / cm}^2 < S_{y1}$$

El esfuerzo de Von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla para este caso crítico. Como el elemento no falla para ninguno de los 2 casos críticos se selecciona este elemento del material y sección especificados. La longitud total será de 4 barras de 20 cm más las barras para que el operador manipule el brazo (ver figura 4.4.1.1, pág. 46) que son dos barras de 80 cm aproximadamente, por lo tanto el largo total de las barras que conforman la estructura es 2,50 m que se traduce en un peso de 3,75kg que descansan sobre el elemento 2

#### 4.4.1.2 Elemento 2

##### a) Caso crítico.

En este elemento actúa un momento flector ( $M_{f2}$ ) debido a la carga y su ubicación distante al empotramiento del elemento 2, el caso crítico para este eje es el caso crítico 2 del elemento 1, es decir, cuando todo el peso de la puerta lo sostenga una sola ventosa y el elemento 1 esté completamente horizontal, donde el momento flector es máximo la figura 4.4.1.6 muestra el diagrama de cuerpo libre del elemento 2 en el plano ZY (ver figura 4.4.1.1, pág. 46) para este caso.

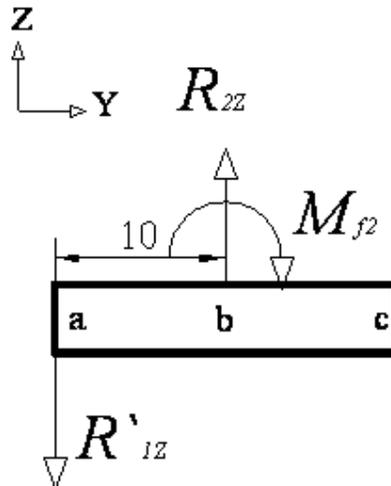


Figura 4.4.1.6: Diagrama de cuerpo libre del elemento 2 en el plano ZY (medidas en cm).

Donde:

$R_{2z}$  : fuerza reacción en el eje z del elemento 2.

$R'_{1z}$  : fuerza reacción en el eje z del elemento 1 considerando el peso de la estructura 1.

$M_{f2}$  : momento flector de reacción en el elemento 2.

Aplicando sumatoria de fuerzas y momentos para mantener el equilibrio estático y considerando 4 kg como peso de la estructura componentes de vacío, se obtiene:

$$R'_{1z} = R_{1z} + \text{peso de la estructura} = 34 \text{ kgf}$$

$$R_{2z} = R'_{1z} = 34 \text{ kgf}$$

$$M_{f2} = R'_{1z} * 10 \text{ cm} = 340 \text{ kgf} * \text{cm}$$

En la figura 4.4.1.7 se muestra el diagrama de corte y momento flector del elemento 2 para este caso.

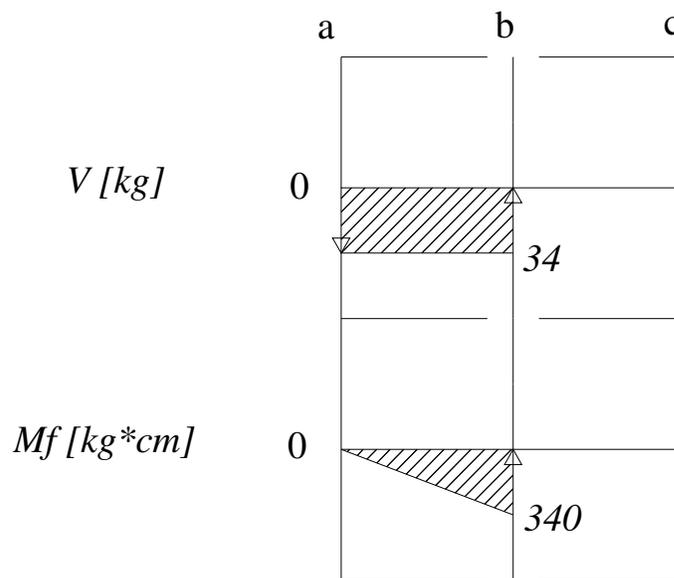


Figura 4.4.1.7: Diagrama de corte y momento flector del elemento 2 para el caso crítico.

El elemento 2 es de sección constante, por lo tanto la sección crítica es la "b" por estar aplicado el momento flector máximo, esta es la sección que se estudiará para este caso.

### **b) Selección del material y sección transversal del elemento.**

Se selecciona barra de acero AISI 4140 maciza, debido a que existen en la empresa sistemas de ese material y sección sometidos a condiciones similares, y hay proveedores de la empresa que tienen este material en existencia en sus almacenes. Las características de este material se muestran a continuación (referencia [7]):

$$S_{yt} = 4.340 \text{ kgf / cm}^2$$

$$E = 200 \text{ Gpa} = 2 \text{ Mkgf / cm}^2$$

De la ecuación (4.4.1):

$$S_{y2} = \frac{4.340 \text{ kgf / cm}^2}{3} = 1.446,67 \text{ kgf / cm}^2$$

### c) Determinación de los esfuerzos presentes en el elemento.

El peso del elemento no se considerara para este cálculo por ser la barra muy corta. No se conoce el diámetro de este elemento, pero se puede determinar dejando todos los esfuerzos presentes en el elemento en función del diámetro y luego calcularlo por tanteo con la teoría de falla.

Esfuerzo por flexión.

Para determinar el módulo de la sección, de una sección circular maciza se utiliza la ecuación (4.4.12).

$$z = \frac{\pi * d^3}{32} \tag{4.4.14}$$

Donde:

$d$  : diámetro del elemento.

Sustituyendo en (4.4.2):

$$\sigma_{f2} = \pm \frac{340 \text{ kgf * cm}}{\frac{\pi [d(\text{cm})]^3}{32}} = \pm \frac{3.463,21 \text{ kgf * cm}}{[d(\text{cm})]^3}$$

Esfuerzo cortante por torsión.

Para determinar el esfuerzo cortante por torsión en una sección circular maciza, se utiliza la ecuación (4.4.15).

$$\tau_T = \frac{16M_T}{\pi d^3} \tag{4.4.15}$$

Donde:

$\tau_T$  : esfuerzo cortante por torsión.

$M_T$  : momento torsor aplicado.

Para este elemento no hay un momento torsor actuante por lo tanto el esfuerzo cortante por torsión es nulo, es decir:

$$\tau_T = 0$$

Esfuerzo cortante directo.

Para determinar el área de una sección circular maciza, se utiliza la ecuación (4.4.16).

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (4.4.16)$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.7):

$$\tau_{D2} = \frac{34 \text{ kgf}}{\frac{\pi}{4} [d(\text{cm})]^2} = \frac{43,29 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2}$$

#### **d) Teoría de falla.**

El estado de esfuerzos del elemento 2 según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior, es el siguiente:

$$\begin{aligned} \sigma_x = \sigma_z = \tau_{xy} = \tau_{zx} &= 0 \\ \sigma_y = \sigma_{f2} &= \frac{3.463,21 \text{ kgf} * \text{cm}}{[d(\text{cm})]^3} \\ \tau_{yz} = \tau_{D2} &= \frac{43,29 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2} \end{aligned}$$

Para que el elemento no falle, el diámetro mínimo debe ser aquel en donde:

$$S_{y2} = \sigma_2'$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$1.446,67 \text{ kgf}/\text{cm}^2 = \sqrt{\left(\frac{3.463,21 \text{ kgf} * \text{cm}}{[d(\text{cm})]^3}\right)^2 + 3 \left[\left(\frac{43,29 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2}\right)^2\right]}$$

Resolviendo por tanteo:

$$d = 1,15 \text{ cm}$$

Se selecciona un diámetro de 1,91cm (3/4pulg), que es un diámetro comercial, y proveedores de la empresa lo tienen disponible en almacén, y se recalcula el esfuerzo de Von Mises.

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\sigma'_2 = \sqrt{\left(\frac{3.463,21 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{[1,91 \text{ cm}]^3}\right)^2 + 3\left[\left(\frac{43,29 \text{ kgf}}{[1,91 \text{ cm}]^2}\right)^2\right]}$$

$$\sigma'_2 = 497,30 \text{ kgf} / \text{cm}^2 < S_{y,2}$$

El esfuerzo de von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla, se selecciona este elemento del material y sección especificados. El peso de este elemento es muy pequeño, no se considero para el cálculo, pues el peso pudiese aumentar al momento flector y la reacción en el eje z en una proporción que no hará fallar al elemento.

#### 4.4.1.3 Elemento 3

##### a) Caso crítico.

El momento torsor en el elemento 2 se traduce como flector en el elemento 3, mientras que el momento flector del elemento 2 se traduce de la misma forma en el elemento 3, pero en otro plano, entonces el caso crítico para este elemento es el mismo caso crítico que el anterior. . El elemento 3 al igual que el elemento 2 son ejes que se apoyan mediante 2 cojinetes de deslizamiento cada uno, eso hace que ocurra una descomposición de fuerzas y los momentos son absorbidos por los cojinetes, para efectos del cálculo resistente de este elemento no se toman en cuenta los efectos del cojinete, es decir, se supone que las fuerzas son absorbida en su totalidad por el eje, de esta manera se asegura que este elemento no va a fallar, los efectos de los cojinetes se toman en cuenta en la parte de selección de los mismos. En la figura 4.4.1.8 se muestra el diagrama de cuerpo libre del elemento 3 para el caso crítico, en los planos ZY y ZX.

Como se observa en la figura 4.4.1.8, los momentos flectores en la barra 3 generaran esfuerzos de tracción y compresión en el eje z, pero en distintos planos, habrá una fibra en donde esos esfuerzos de tracción se suman y otra donde los esfuerzos de compresión se suman, sucede algo muy similar a lo que sucede en la barra 5, para entender lo que pasa en este elemento, se puede observar en la figura 4.4.1.14 (pág. 71), el análisis de esta barra es igual al de la barra 5, la diferencia es que esta barra es de sección circular, mientras que la barra 5 es de sección hueca. En resumen la zona crítica será la fibra donde los esfuerzos de compresión por flexión se suman, será en la parte inferior del elemento, es decir, en el empotramiento, donde los momentos flectores son mayores, a demás se suma el esfuerzo de compresión normal.

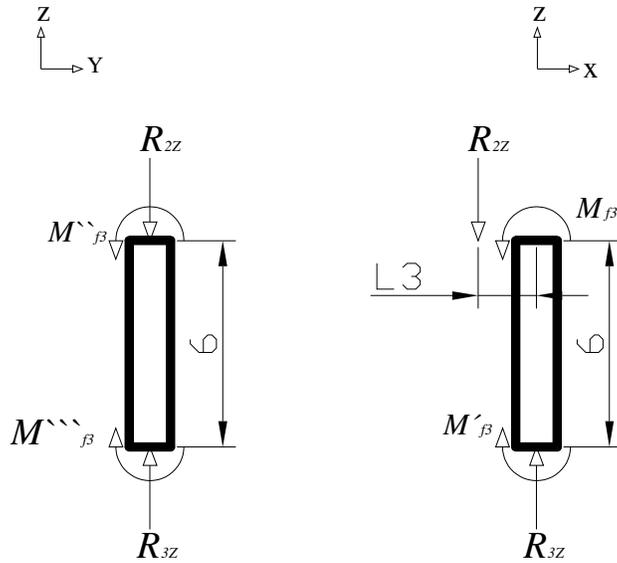


Figura 4.4.1.8: Diagrama de cuerpo libre del elemento 3 para el caso crítico en el plano ZX (medidas en centímetros).

Donde:

$R_{3Z}$ : fuerza de reacción en el eje z del elemento 3.

$R_{2Z}$ : fuerza del elemento 2 en el eje z.

$M_{f3}$ : momento flector libre en el elemento 3 en el plano zx.

$M'_{f3}$ : momento flector de reacción en el elemento 3 en el plano zx.

$M''_{f3}$ : momento flector libre en el elemento 3 en el plano zy.

$M'''_{f3}$ : momento flector de reacción en el elemento 3 en el plano zy.

$L_3$ : excentricidad de la carga o separación entre los ejes = 2cm

Aplicando sumatoria de fuerzas y momentos para mantener el equilibrio estático, se obtiene:

$$R_{3Z} = R_{2Z} = 34 \text{ kgf}$$

$$M_{f3} = M_{f12} = 300 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$M'_{f3} = M_{f12} + R_{2Z} \cdot 2 \text{ cm} = 368 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$M'''_{f3} = M''_{f3} = M_{f2} = 340 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

### **b) Selección del material y sección transversal del elemento.**

Se selecciona barra de acero AISI 4140 maciza, debido a que existen en la empresa sistemas de ese material y sección sometidos a condiciones similares, y hay proveedores de la empresa con disponibilidad de este material en existencia en sus almacenes. Las características de este material se muestran a continuación (referencia [7]):

$$S_{yt} = 4.340 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$E = 200 \text{ Gpa} = 2 \text{ Mkgf / cm}^2$$

De la ecuación (4.4.1):

$$S_{y3} = \frac{4.340 \text{ kgf / cm}^2}{3} = 1.446,67 \text{ kgf / cm}^2$$

**c) Determinación de los esfuerzos presentes en el elemento.**

El peso del elemento no se considerará para este cálculo por ser la barra muy corta. No se conoce el diámetro de este elemento, pero se puede determinar dejando todos los esfuerzos presentes en el elemento en función del diámetro y luego calcularlo por tanteo con la teoría de falla.

Esfuerzo por flexión.

Sustituyendo en (4.4.2):

$$\sigma_{f3} = -\frac{368 \text{ kgf} * \text{cm} + 340 \text{ kgf} * \text{cm}}{\frac{\pi[d(\text{cm})]^3}{32}} = -\frac{7.211,63 \text{ kgf} * \text{cm}}{[d(\text{cm})]^3}$$

Esfuerzo normal.

Sustituyendo en la ecuación (4.4.5):

$$\sigma_{D3} = -\frac{34 \text{ kgf}}{\frac{\pi}{4}[d(\text{cm})]^2} = -\frac{43,29 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2}$$

**d) Teoría de falla.**

El estado de esfuerzos del elemento 3 según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior, es el siguiente:

$$\sigma_z = \sigma_y = \tau_{yz} = \tau_{xy} = 0$$

$$\sigma_x = \sigma_{f3} + \sigma_{D3} = -\frac{7.211,63 \text{ kgf} * \text{cm}}{[d(\text{cm})]^3} - \frac{43,29 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2}$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\sigma'_3 = \sqrt{\left(-\frac{7.211,63 \text{ kgf} * \text{cm}}{[d(\text{cm})]^3} - \frac{43,29 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2}\right)^2} = S_{y3} = 1.446,67 \text{ kgf / cm}^2$$

Resolviendo por tanteo:

$$d_{\min} = 1,71 \text{ cm}$$

Se selecciona un diámetro de  $1,91\text{cm}$  ( $3/4$  pulg), que es un diámetro comercial, y proveedores de la empresa lo tienen disponible en almacén, y se recalcula el esfuerzo de von Mises.

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\sigma'_3 = \sqrt{\left( -\frac{7.211,63 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{[1,91\text{cm}]^3} - \frac{43,29 \text{ kgf}}{[1,91\text{cm}]^2} \right)^2} = 1.046,85 \text{ kgf/cm}^2 < S_{y3}$$

El esfuerzo de Von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla.

#### 4.4.1.4 Elemento 4

##### a) Caso crítico.

Uno de los momentos flectores en el elemento 3 se traduce de la misma forma en el elemento 4, mientras que el otro flector del elemento 3 se traduce como torsor en el mismo en el 4, entonces el caso crítico para este elemento es el mismo caso crítico que el anterior. En la figura 4.4.1.9 se muestra el diagrama de cuerpo libre del elemento 4 para el caso crítico.

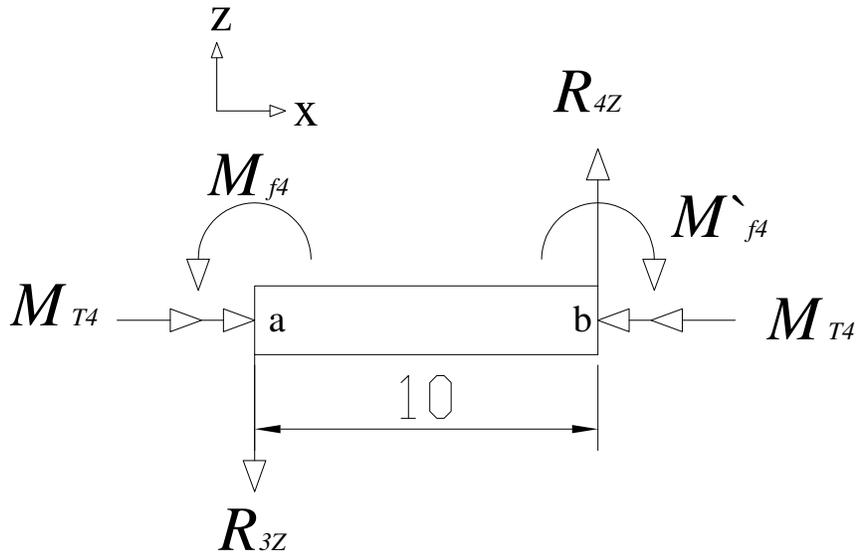


Figura 4.4.1.9: Diagrama de cuerpo libre del elemento 4 para el caso crítico 1 en el plano ZX (medidas en centímetros).

$R_{3Z}$ : fuerza de reacción en el eje z del elemento 3.

$R_{4Z}$ : fuerza reacción en el eje z del elemento 4.

$M_{f4}$ : momento flector libre en todo el elemento 4.

$M'_{f4}$ : momento flector de reacción en el elemento 4.

$M_{T4}$ : momento torsor en el elemento 4.

Aplicando sumatoria de fuerzas y momentos para mantener el equilibrio estático y despreciando el peso del elemento, se obtiene:

$$R_{4Z} = R_{3Z} = 34 \text{ kgf}$$

$$M_{f3} = M'_{f3} = 368 \text{ kgf} * \text{cm}$$

$$M_{T4} = M'''_{f3} = 640 \text{ kgf} * \text{cm}$$

$$M'_{f4} = R_{3Z} * 10 \text{ cm} + M_{f4} = 708 \text{ kgf} * \text{cm}$$

En la figura 4.4.1.10 se muestra el diagrama de corte y momento flector del elemento 4 para el caso crítico.

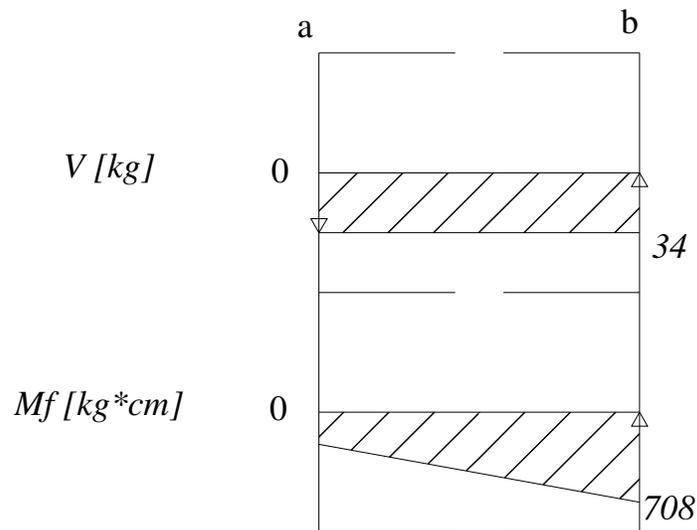


Figura 4.4.1.10: Diagrama de corte y momento flector del elemento 4 para el caso crítico.

El elemento 4 es de sección constante, el momento torsor es constante en todo el elemento, por lo tanto la sección crítica es la "b" por estar aplicado el momento flector máximo, esta es la sección que se estudiará para este caso.

### **b) Selección del material y sección transversal del elemento.**

Se selecciona tubo de acero ASTM A-500, de sección transversal cuadrada hueca de 60x60mm con espesor de 2,25mm (ver anexo AD, pág. A-31); hay proveedores de la empresa que tienen este material en existencia en sus almacenes. Las características de este material se muestran a continuación (referencia[8]):

$$S_{yt} = 3.515 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$E = 200 \text{ Gpa} = 1 \text{ Mkgf} / \text{cm}^2$$

$$\rho = 3,94 \text{ kgf} / \text{m}$$

$$z = 9,13 \text{ cm}^3$$

$$A = 5,02 \text{ cm}^2$$

De la ecuación (4.4.1):

$$S_{y4} = \frac{3.515 \text{ kgf} / \text{cm}^2}{3} = 1.171 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

**c) Determinación de los esfuerzos presentes en el elemento.**

Esfuerzo por flexión.

De la ecuación (4.4.2):

$$\sigma_{f4} = \pm \frac{708 \text{ kgf} * \text{cm}}{9,13 \text{ cm}^3} = 77,55 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo cortante por torsión.

Para calcular el esfuerzo cortante por torsión en una sección cuadrada hueca se utiliza la ecuación (4.4.17) (referencia [9]):

$$\tau_T = \frac{M_T}{2eA_m} \tag{4.4.17}$$

Donde:

$A_m$  : área media del elemento hueco.

El área media del elemento hueco muestra sombreada en color rojo en la figura 4.4.1.11, se calcula con la ecuación (4.4.18):

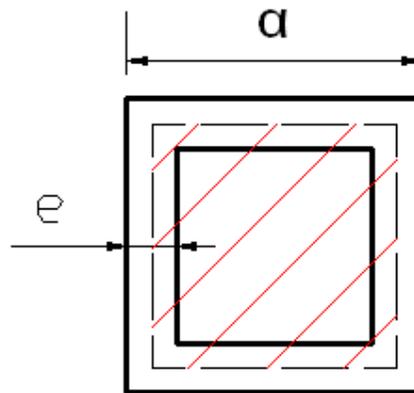


Figura 4.4.1.11: Área media (zona rayada) de un elemento hueco cuadrado considerada para el cálculo del corte por torsión.

$$A_m = (\alpha - e)^2 \tag{4.4.18}$$

Sustituyendo en (4.4.18):

$$A_{m4} = (6 \text{ cm} - 0,225 \text{ cm})^2 = 33,35 \text{ cm}^2$$

Sustituyendo en (4.4.17):

$$\tau_{T4} = \frac{640 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{2(0,225 \text{ cm})(33,35 \text{ cm}^2)} = 40,23 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo cortante directo.

De la ecuación (4.4.7):

$$\tau_{D4} = \frac{34 \text{ kgf}}{5,02 \text{ cm}^2} = 6,77 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

#### **d) Teoría de falla.**

El estado de esfuerzos del elemento 4 según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior, es el siguiente:

$$\sigma_z = \sigma_y = \tau_{zx} = 0$$

$$\sigma_x = \sigma_{f4} = 77,55 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$\tau_{yz} = 6,77 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$\tau_{xy} = \tau_{T4} = 40,23 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\sigma'_3 = \sqrt{(77,55 \text{ kgf} / \text{cm}^2)^2 + 3[(6,77 \text{ kgf} / \text{cm}^2)^2 + (40,23 \text{ kgf} / \text{cm}^2)^2]}$$

$$\sigma'_3 = 115,85 \text{ kgf} / \text{cm}^2 \leq S_{y4}$$

El esfuerzo de Von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla y la consideración inicial sobre el peso del elemento es correcta.

#### **4.4.1.5 Elemento 5**

##### **a) Casos críticos.**

Tanto el momento torsor como el flector en el elemento 4, se traducen como flectores en el elemento 5 pero en planos diferentes, el caso crítico para este elemento es el mismo caso para el elemento anterior. En la figura 4.4.1.12 se muestra el diagrama de cuerpo libre del elemento 5 en el plano ZY, mientras que en la figura 4.4.1.13 se muestra el diagrama de cuerpo libre del elemento 5 en el plano ZX. En las figuras mencionadas también se pueden observar como las barras tienden a flectar y los sentidos en que se orientan los esfuerzos de tracción y compresión por flexión.

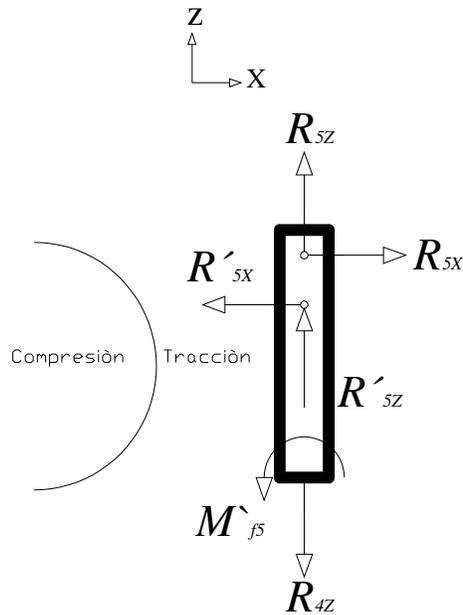


Figura 4.4.1.12: Diagrama de cuerpo libre del elemento 5 para el caso crítico en el plano ZX.

Donde:

$R_{4z}$  : fuerza reacción en el eje z del elemento 4.

$R_{5z}$  : primera fuerza reacción en el eje z del elemento 5.

$R'_{5z}$  : segunda fuerza reacción en el eje z del elemento 5.

$R_{5x}$  : primera fuerza reacción en el eje x del elemento 5.

$R'_{5x}$  : segunda fuerza reacción en el eje x del elemento 5.

$M'_{f5}$  : momento flector libre en toda el elemento 5 para este plano.

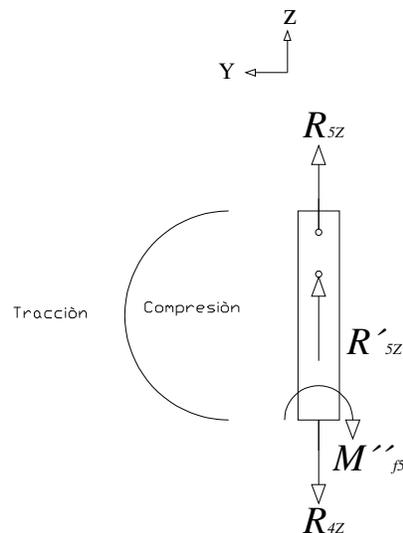


Figura 4.4.1.13: Diagrama de cuerpo libre del elemento 5 para el caso crítico en el plano ZY.

Donde:

$M''_{f5}$  : momento flector libre en toda el elemento 5 para este plano.

Los momentos flectores en la barra 5 son los que transmite la barra 4, y tienen la siguiente relación:

$$M''_{f5} = M_{T4} = 708 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$M'_{f5} = M_{f4} = 640 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Como se observa en las figuras 4.4.1.12 y 4.4.1.13, los momentos flectores en la barra 5 generarán esfuerzos de tracción y compresión en el eje z, pero en distintos planos, habrá una fibra (línea de color rojo en la figura 4.4.1.14) en donde esos esfuerzos de tracción se suman y otra (línea de color verde en la figura 4.4.1.14) donde los esfuerzos de compresión se suman, como se puede observar en la figura 4.4.1.14, que es un elemento infinitesimal de la barra 5, para ilustrar lo que ocurre en esta barra. Es necesario tomar en cuenta que esos esfuerzos se suman, pues hacen que algunas de esas fibras sea la crítica. Como la barra esta sometida a tracción, la zona crítica será la línea de color rojo en la figura 4.4.1.14 donde todos los esfuerzos se suman.

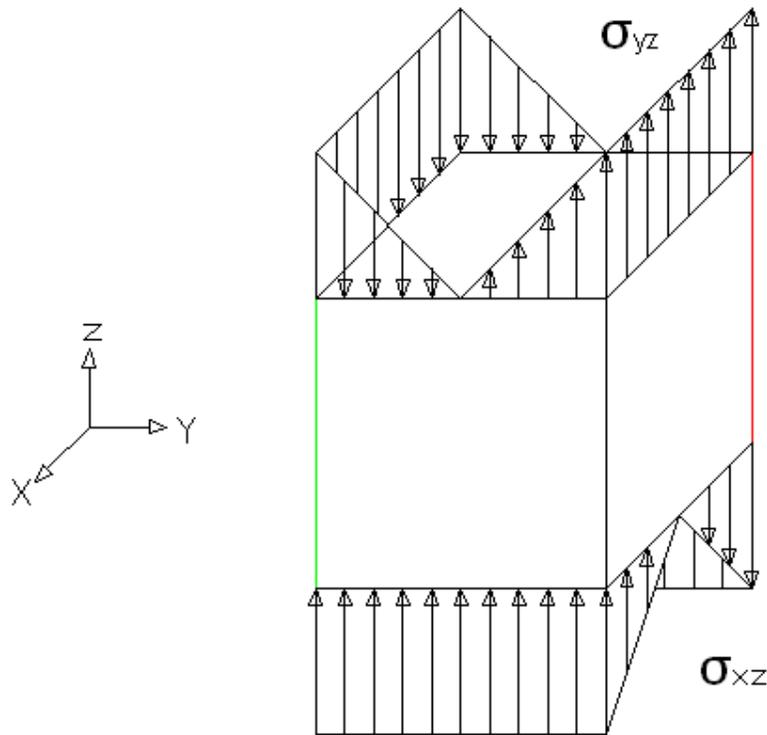


Figura 4.4.1.14: Diagrama de cuerpo libre del elemento 5 para el caso crítico en el plano ZX.

Donde:

$\sigma_{yz}$  : esfuerzo en el plano yz debido a  $M''_{f5}$

$\sigma_{xz}$  : esfuerzo en el plano xz debido a  $M'_{f5}$

Aplicando sumatoria de fuerzas y momentos para mantener el equilibrio estático en esta barra, no es posible determinar las fuerzas que actúan debido a que las restricciones de movimiento no lo hacen estático, entonces, pues hay más incógnitas que ecuaciones, es necesario estudiar el mecanismo completo, y determinar las fuerzas que actúan en éste, mediante un sistema de ecuaciones, se analizarán dos casos ya que en estos no todas las barras tienen el comportamiento más crítico en el primer caso. En la figura 4.4.1.15, se muestra una modelación matemática del mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico en las dos posiciones a analizar, dicha modelación se hace exactamente en el instante de tiempo en que ocurren cada uno de esos casos, es decir, las restricciones del sistema se toman de acuerdo a como ocurrirán para esos instantes de tiempo. Se supone que toda la estructura se hará con barras del mismo material y dimensiones que los elementos 3 y 4. Cuyo peso por unidad de longitud es dato, y conociendo la longitud de las barras, se determina el peso y se coloca en el centroide de cada elemento. En la figura 4.4.1.16, se muestra el diagrama de cuerpo libre del despiece de la figura 4.4.1.15, con todas las fuerzas actuantes.

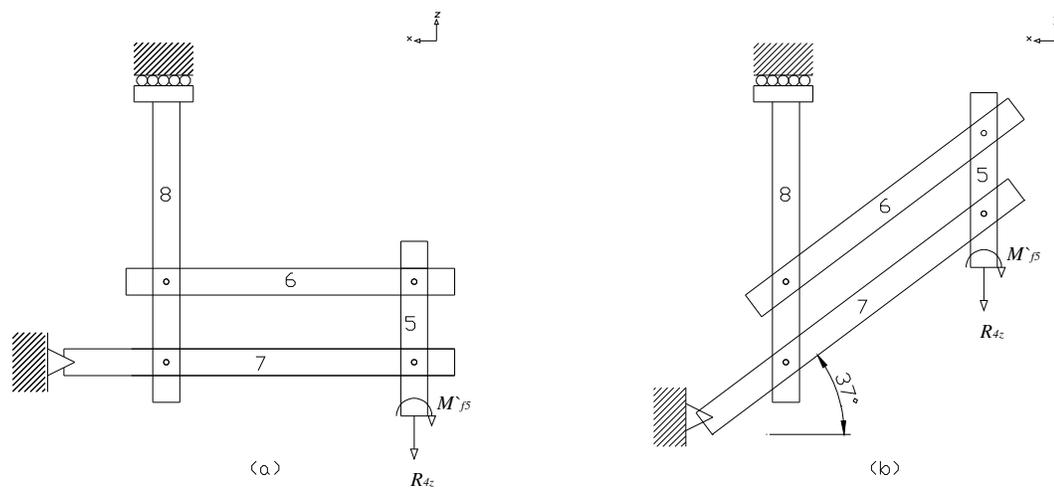


Figura 4.4.1.15: Modelación matemática del mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico en el plano ZX, en dos posiciones: (a) Caso crítico 1. – (b) Caso crítico 2.

### Caso crítico 1

Las barras 6 y 7 se encuentran en posición horizontal, donde los momentos flectores sobre estas barras será el máximo, es por ello que se selecciona este caso.

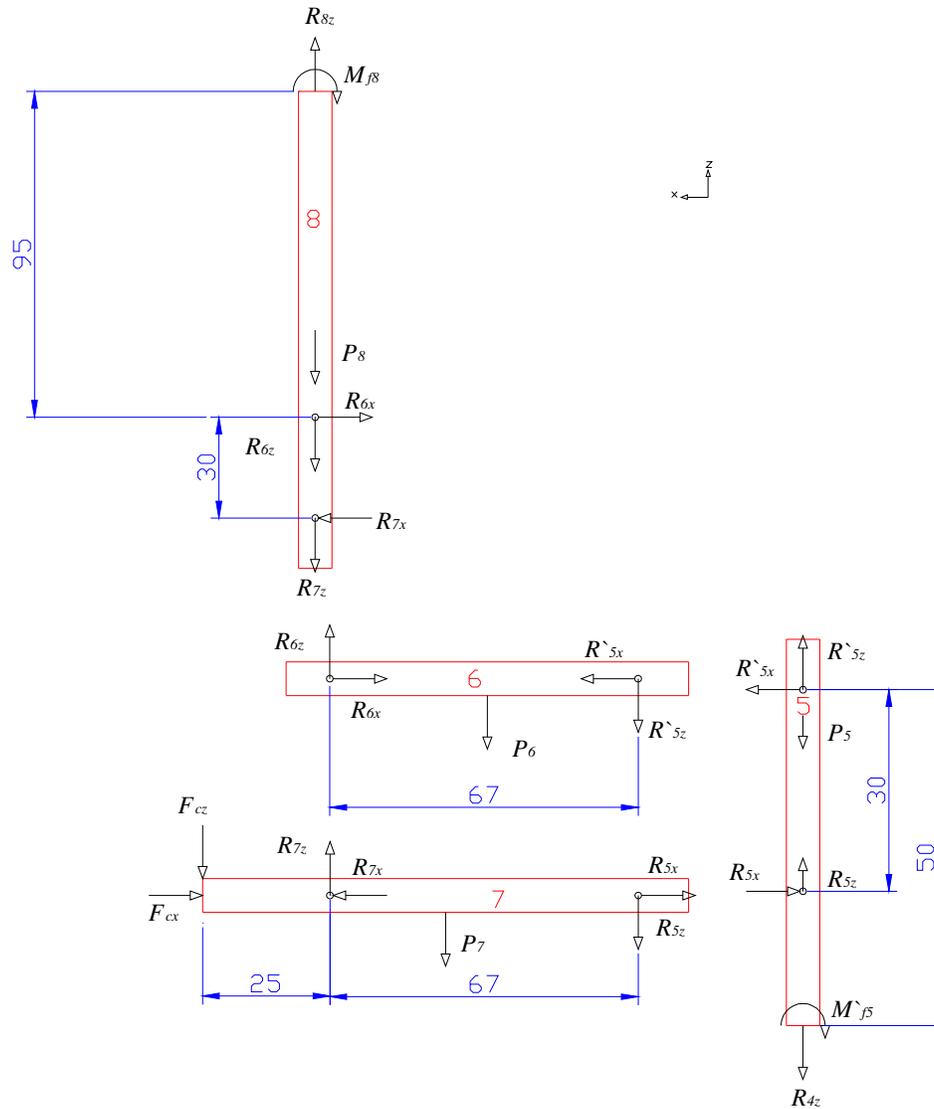


Figura 4.4.1.16: Despiece del modelo matemático del mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico, caso 1 (Medidas en centímetro).

Donde:

$R_{nx}, R_{nz}$  : reacciones del elemento "n" en X y Z respectivamente.

$F_{cx}, F_{cz}$  : componentes de la fuerza del cilindro neumático en X y Z respectivamente.

$P_n$  : peso del elemento "n".

$$P_5 = 2 \text{ kgf}$$

$$P_6 = 2,7 \text{ kgf}$$

$$P_7 = 3,7 \text{ kgf}$$

$$P_8 = 5 \text{ kgf}$$

Ahora se puede aplicar sumatoria de fuerzas y momentos, en cada elemento y se obtienen las siguientes ecuaciones:

Elemento 5.

$$\sum F_z = 0; \quad R_{5z} + R'_{5z} = R_{4z} + P_5 \quad (I)$$

$$\sum F_x = 0; \quad R_{5x} = R'_{5x} \quad (II)$$

$$\sum M = 0; \quad R_{5x}(30) = M'_{f5} \quad (III)$$

Elemento 6.

$$\sum F_z = 0; \quad R_{6z} = R'_{5z} + P_6 \quad (IV)$$

$$\sum F_x = 0; \quad R_{6x} = R'_{5x} \quad (V)$$

$$\sum M = 0; \quad R'_{5z}(67) = -P_6(33,5) \quad (VI)$$

Elemento 7.

$$\sum F_z = 0; \quad R_{7z} = R_{5z} + P_7 + F_{cz} \quad (VII)$$

$$\sum F_x = 0; \quad F_{cx} = R_{5x} - R_{7x} \quad (VIII)$$

$$\sum M = 0; \quad F_{cz}(25) = R_{5z}(67) + P_7(21) \quad (IX)$$

Elemento 8.

$$\sum F_z = 0; \quad R_{8z} = R_{7z} + P_8 + R_{6z} \quad (X)$$

$$\sum F_x = 0; \quad R_{6x} = R_{7x} \quad (XI)$$

$$\sum M = 0; \quad R_{7x}(30) = -M_{f8} \quad (XII)$$

Se tiene un sistema de ecuaciones de 12 ecuaciones con 12 incógnitas, al resolver el sistema se obtienen los siguientes resultados, aproximándolos al entero superior:

$$R_{5x} = 22 \text{ kgf}$$

$$R_{5z} = 38 \text{ kgf}$$

$$R'_{5x} = 22 \text{ kgf}$$

$$R'_{5z} = -2 \text{ kgf}$$

$$R_{6z} = 2 \text{ kgf}$$

$$R_{6x} = 22 \text{ kgf}$$

$$R_{7z} = 145 \text{ kgf}$$

$$R_{7x} = 22 \text{ kgf}$$

$$F_{cz} = 104 \text{ kgf}$$

$$F_{cx} = 0 \text{ kgf}$$

$$R_{8z} = 151 \text{ kgf}$$

$$M_{f8} = 640 \text{ kgf} * \text{cm}$$

### Caso crítico 2

El diagrama de cuerpo libre para este caso es el mismo que corresponde para la figura 4.4.1.16, a excepción de las barras 6 y 7, ya que se encuentran inclinadas a 37 con respecto a la posición anterior (ver figura 4.4.1.16). Las reacciones se obtienen de la misma forma que el caso anterior modificando ciertos valores debido a la inclinación, resolviendo el nuevo sistema de ecuaciones solo modificando la ecuación (VI) y (IX):

$$\sum M = 0; \quad R'_{5z}(53,51) + R'_{5x}(40,32) = -P_6(26,75) \quad (\text{VI})$$

$$\sum M = 0; \quad F_{cz}(19,97) + F_{cx}(15,05) = R_{5z}(53,51) - R_{5x}(40,32) + P_7(16,77) \quad (\text{IX})$$

Obteniendo como resultado, aproximándolos al entero superior:

$$R_{5x} = 22 \text{ kgf}$$

$$R_{5z} = 54 \text{ kgf}$$

$$R'_{5x} = 22 \text{ kgf}$$

$$R'_{5z} = -18 \text{ kgf}$$

$$R_{6z} = -15 \text{ kgf}$$

$$R_{6x} = 22 \text{ kgf}$$

$$R_{7z} = 161 \text{ kgf}$$

$$R_{7x} = 22 \text{ kgf}$$

$$F_{cz} = 104 \text{ kgf}$$

$$F_{cx} = 0 \text{ kgf}$$

$$R_{8z} = 151 \text{ kgf}$$

$$M_{f8} = 640 \text{ kgf} * \text{cm}$$

### **b) Selección del material y sección transversal del elemento.**

De ahora en adelante las dimensiones de la barras son mayores y las secciones también, lo que hace los elemento mas pesados, por lo tanto ya los pesos no son tan despreciables, por ello se consideraran en esta barra y en las siguientes. El peso del elemento se obtuvo del catálogo del cual se selecciona el material, donde el peso esta en función de la longitud, al conocer la longitud se calcula el peso. Se selecciona tubo de acero ASTM A-500, de sección transversal rectangular hueca de 100x40 mm con espesor de 2,25 mm (ver anexo AE, pág. A-31); hay proveedores de la empresa que tienen este material en existencia en sus almacenes. Se le hace una modificación al material, quitándole una cara para que las barras 6 y 7, puedan girar libremente dentro de este elemento (ver figura 4.4.1.1, pág. 46), lo que implica que se modifiquen sus características. En la figura 4.4.1.17 se muestra la sección transversal del perfil modificada y a continuación se muestran las características del perfil modificado.

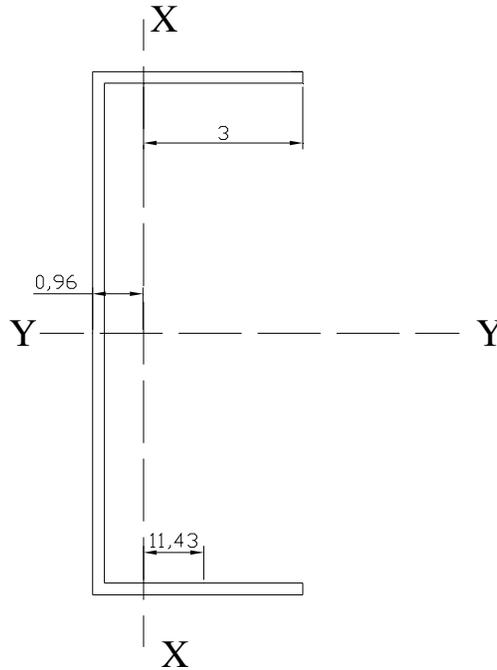


Figura 4.4.1.17: Sección transversal del elemento 5 (medidas en cm).

$$S_{yt} = 3.515 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$E = 200 \text{ GPa} = 2 \text{ Mkgf} / \text{cm}^2$$

$$\rho = 4,65 \text{ kgf} / \text{m}$$

$$I_x = 5,91 \text{ cm}^4$$

$$A = 3,95 \text{ cm}^2$$

**c) Determinación de los esfuerzos presentes en el elemento.**

Caso crítico 1

Esfuerzo por flexión.

Como se determinó anteriormente, hay una sección crítica del elemento, en donde los esfuerzos por flexión a tracción se suman (ver figura 4.4.1.14, pág. 71). Como la sección es la misma, dará el mismo resultado calcular los esfuerzos por separado y sumarlos, que sumar los momentos flectores y calcular un solo esfuerzo.

Se calcula el módulo de la sección para la fibra que se somete a tracción en el elemento 1. De la ecuación (4.4.3):

$$z = \frac{5,91 \text{ cm}^4}{0,96 \text{ cm}} = 6,16 \text{ cm}^3$$

De la ecuación (4.4.2):

$$\sigma_{f5} = \frac{(708 \text{ kgf} * \text{cm} + 640 \text{ kgf} * \text{cm})}{6,16 \text{ cm}^3} = 218,83 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo normal.

De la ecuación (4.4.5):

$$\sigma_{N5} = \frac{36 \text{ kgf}}{3,95 \text{ cm}^2} = 9,11 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo cortante directo:

De la ecuación (4.4.7):

$$\tau_{D5} = \frac{22 \text{ kgf}}{3,95 \text{ cm}^2} = 5,57 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

### Caso crítico 2

Esfuerzo por flexión.

De la ecuación (4.4.2):

$$\sigma_{f5} = \frac{(708 \text{ kgf} * \text{cm} + 640 \text{ kgf} * \text{cm})}{6,16 \text{ cm}^3} = 218,83 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo normal.

De la ecuación (4.4.5):

$$\sigma_{N5} = \frac{53,42 \text{ kgf}}{3,95 \text{ cm}^2} = 13,52 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo cortante directo:

De la ecuación (4.4.7):

$$\tau_{D5} = \frac{22 \text{ kgf}}{3,95 \text{ cm}^2} = 5,57 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

### **d) Teoría de falla.**

### Caso crítico 1

El estado de esfuerzos del elemento 5 según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior del elemento (donde el esfuerzo por flexión es de tracción) es el siguiente:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \sigma_y = \tau_{xy} = \tau_{yz} = 0 \\ \sigma_x &= \sigma_{f5} + \sigma_{N5} = 227,94 \text{ kgf / cm}^2 \\ \tau_{zx} &= \tau_{D5} = 5,57 \text{ kgf / cm}^2\end{aligned}$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\begin{aligned}\sigma' &= \sqrt{(227,94 \text{ kgf / cm}^2)^2 + 3(5,57 \text{ kgf / cm}^2)^2} \\ \sigma' &= 225,13 \text{ kgf / cm}^2 < S_{y5}\end{aligned}$$

El esfuerzo de Von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla y la suposición tomada sobre el peso del material es correcta.

### Caso crítico 2

El estado de esfuerzos del elemento 5 según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior del elemento (donde el esfuerzo por flexión es de tracción) es el siguiente:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \sigma_y = \tau_{xy} = \tau_{yz} = 0 \\ \sigma_x &= \sigma_{f5} + \sigma_{N5} = 232,35 \text{ kgf / cm}^2 \\ \tau_{zx} &= \tau_{D5} = 5,57 \text{ kgf / cm}^2\end{aligned}$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\begin{aligned}\sigma' &= \sqrt{(232,35 \text{ kgf / cm}^2)^2 + 3(5,57 \text{ kgf / cm}^2)^2} \\ \sigma' &= 232,35 \text{ kgf / cm}^2 < S_{y5}\end{aligned}$$

El esfuerzo de Von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla y la suposición tomada sobre el peso del material es correcta.

### **e) Verificación de pandeo.**

El segmento de este elemento que se encuentra sometido a compresión tienen una carga despreciable ( $R'_{5z} = -2 \text{ kgf}$ ), por ello no es necesario realizar el análisis.

#### **4.4.1.6 Elemento 6**

##### **a) Caso crítico.**

El elemento 6 esta sometido a tracción y torsión, las fuerzas normales que generan los esfuerzos de tracción, son iguales a las fuerzas normales en el elemento 7, además este elemento esta sometido a corte, flexión y torsión, donde el momento torsor es igual al torsor del elemento 6. Por lo tanto se omite

el elemento 6, se estudia el elemento 7, si este elemento no falla, el 6 tampoco fallará.

#### 4.4.1.7 Elemento 7

##### a) Casos críticos.

La articulación entre la barra 7 y 5, elimina el momento flector en la barra 7, pero no el momento torsor, el cual es igual al torsor en el elemento 4. Para este elemento en particular existen 2 casos críticos, una es cuando el elemento está completamente horizontal, donde la flexión es máxima, y otro donde el brazo está levantado al máximo, que genera compresión y puede fallar por pandeo.

##### Caso crítico 1

Este caso crítico se muestra en la figura 4.4.1.16 (pág. 73), incluyendo un momento torsor  $M_{T7} = M'_{f5} = 708 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$  a lo largo de todo el elemento. En la figura 4.4.1.18 se muestra el diagrama de corte y momento flector de este elemento. Donde se puede observar que la zona crítica es la "b" (unión entre los elementos 7 y 8)

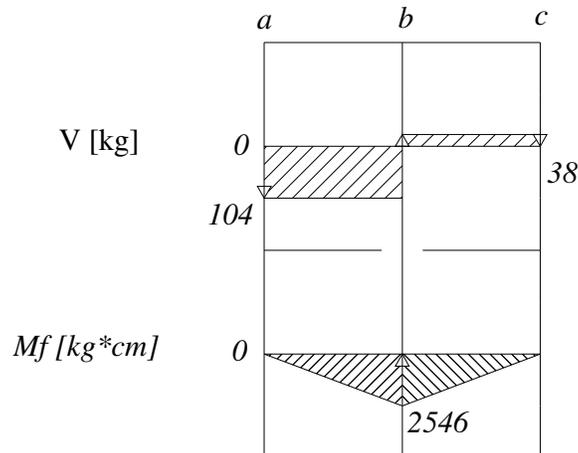


Figura 4.4.1.18: Diagrama de corte y momento flector del elemento 7 para el caso crítico 1.

Donde:

- a: punto de enlace entre el elemento 7 y el cilindro neumático.
- b: punto de enlace entre los elementos 7 y 8.
- c: punto de enlace entre los elementos 7 y 5.

##### Caso crítico 2

Cuando el brazo está completamente levantado, estará girado  $37^\circ$  con respecto al eje X, solo se verifica el pandeo, pues las fuerzas se descomponen y causan menores esfuerzos de flexión y corte. En la figura 4.4.1.19 se muestra el diagrama de cuerpo libre del elemento 7 para este caso.

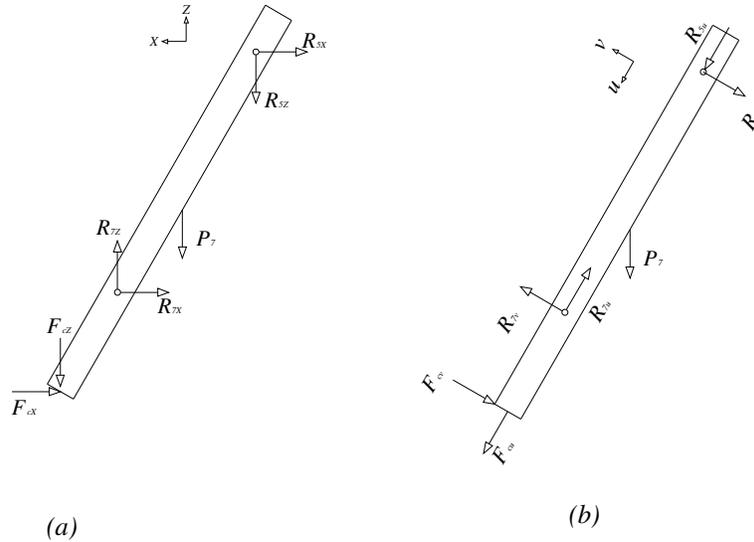


Figura 4.4.1.19: Diagrama de cuerpo libre del elemento 7 para el caso crítico 2. (girado  $37^\circ$ )

(a) Reacciones en los ejes “x” y “z” ; (b) Reacciones en los ejes “u” y “v”

Donde:

$$R_{5u} = (R_{5x} \times \cos 37) + (R_{5z} \times \text{sen} 37) = 49,72 \text{ kgf}$$

$$R_{5v} = (R_{5z} \times \cos 37) - (R_{5x} \times \text{sen} 37) = 29,42 \text{ kgf}$$

$$R_{7u} = (R_{7x} \times \cos 37) + (R_{7z} \times \text{sen} 37) = 114,46 \text{ kgf}$$

$$R_{7v} = (R_{7z} \times \cos 37) - (R_{7x} \times \text{sen} 37) = 115,34 \text{ kgf}$$

$$F_{cu} = (F_{cz} \times \text{sen} 37) = 62,59 \text{ kgf}$$

$$F_{cv} = (F_{cz} \times \cos 37) = 83,06 \text{ kgf}$$

$$R_{5u} = \frac{R_{5x}}{\cos(37^\circ)} = \frac{21,33 \text{ kgf}}{\cos(37^\circ)} = 26,71 \text{ kgf}$$

### **b) Selección del material y sección transversal del elemento.**

Se considera para el diseño el mismo material y la misma sección que la barra 4, para cada uno de los elementos que siguen, por lo tanto se omite este paso de selección de material. La consideración se verifica con la teoría de falla.

### **c) Determinación de los esfuerzos presentes en el elemento.**

Por lo descrito anteriormente, solo se determinan los esfuerzos para el caso crítico 1, para el otro caso solo se estudia el pandeo en la teoría de falla.

### Caso crítico 1

Esfuerzo por flexión:

De la ecuación (4.4.2):

$$\sigma_{f7} = \pm \frac{2.546 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{9,13 \text{ cm}^3} = 278,86 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo normal:

De la ecuación (4.4.5):

$$\sigma_{N7} = \frac{22 \text{ kgf}}{5,02 \text{ cm}^2} = 4,38 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo cortante directo:

De la ecuación (4.4.7):

$$\tau_{D7} = \frac{104 \text{ kgf}}{5,02 \text{ cm}^2} = 20,72 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo cortante por torsión:

De la ecuación (4.4.17):

$$\tau_{T7} = \frac{708 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{2(0,225 \text{ cm})(33,55 \text{ cm}^2)} = 47,18 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

#### **d) Teoría de falla.**

El estado de esfuerzos del elemento 7 según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior, es el siguiente:

$$\sigma_z = \sigma_y = \tau_{zx} = 0$$

$$\sigma_x = \sigma_{f7} + \sigma_{N7} = 283,24 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$\tau_{yx} = \tau_{D7} = 20,72 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$\tau_{xy} = \tau_{T7} = 47,18 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.8) podemos obtener el esfuerzo efectivo de Von Mises:

$$\sigma'_7 = \sqrt{(283,24)^2 + 3[(20,72 \text{ kgf} / \text{cm}^2)^2 + 47,18 \text{ kgf} / \text{cm}^2]^2}$$

$$\sigma'_7 = 296,97 \text{ kgf} / \text{cm}^2 < S_{y7}$$

## Caso crítico 2

Por ser el mismo material que el elemento 5 la relación de esbeltez de referencia es la misma que en este elemento y se obtiene mediante la ecuación (4.4.12):

$$\left(\frac{l}{k}\right)^* = \sqrt{\frac{2\pi^2(0,25) * \left(2 * \frac{10^6 \text{ kgf}}{\text{cm}^2}\right)}{3.515 \text{ kgf/cm}^2}} = 53$$

Entonces se calcula la relación de esbeltez del elemento 7:

$$\left(\frac{l}{k}\right)_7 = \frac{67 \text{ cm}}{2,34 \text{ cm}} = 28,63 < \left(\frac{l}{k}\right)^* = 53$$

Se calcula como una columna corta con la ecuación (4.4.10):

$$P_{cr} = 5,02 \text{ cm}^2 \left[ 1171,67 \text{ kgf/cm}^2 - \left( \frac{1}{(0,25)(2 * 10^6 \text{ kgf/cm}^2)} \right) \left( \frac{1171,67 \text{ kgf/cm}^2}{2\pi} \right)^2 (28,63)^2 \right]$$

$$P_{cr} = 5.595,61 \text{ kgf} > R_{su} = 49,72 \text{ kgf}$$

El esfuerzo de Von Mises es menor al de diseño del material, la carga crítica para pandeo es mayor a la aplicada, por lo tanto el elemento no falla y la suposición realizada sobre el peso del material es correcta.

### **4.4.1.8 Elemento 8.**

#### **a) Caso crítico.**

Existe un elemento similar al 5, que sirve como unión entre los elementos 6-7-8 (ver figura 4.4.1.1, pág. 46), dicho elemento está sometido a esfuerzos similares al elemento 5, el cual está muy lejos de fallar, por lo tanto se omite el cálculo resistente de este elemento y se calcula el elemento 8.

El elemento 8 está sometido a esfuerzos de flexión y normales, el caso crítico para este elemento es el caso crítico 2 del elemento anterior, esto puede verificarse al observar la magnitud de las reacciones en este elemento, las cuales son mayores para este caso, la zona crítica es en el vínculo externo donde el momento flector es máximo. Para este elemento ocurre algo similar al elemento 5, pues está sometido a dos momentos flectores, uno es el tórsor de la barra 4 y el otro es el que generan las reacciones de las barras 6 y 7, habrá una fibra donde esos momentos se suman. El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 4.4.1.20, donde se puede observar que la zona crítica es la "b".

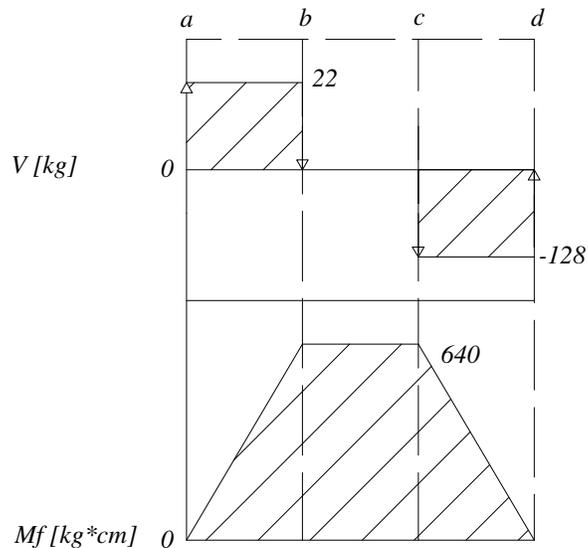


Figura 4.4.1.20: Diagrama de corte y momento del elemento 8 para el caso crítico 2.

Donde:

- a: punto de enlace entre los elementos 7 y 8.
- b: punto de enlace entre los elementos 8 y 6
- c: punto de aplicación del primer rodamiento.
- D: punto de aplicación del segundo rodamiento..

**b) Determinación de los esfuerzos presentes en el elemento.**

Esfuerzo por flexión:

De la ecuación (4.4.2):

$$\sigma_{f8} = \pm \frac{640 \text{ kgf} * \text{cm} + 708 \text{ kgf} * \text{cm}}{9,13 \text{ cm}} = \pm 147,65 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo normal:

De la ecuación (4.4.5):

$$\sigma_{N8} = \frac{151 \text{ kgf}}{5,02 \text{ cm}^2} = 30,08 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo cortante directo:

De la ecuación (4.4.7):

$$\tau_{D8} = \frac{128 \text{ kgf}}{5,02 \text{ cm}^2} = 25,3 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

**c) Teoría de falla:**

El estado de esfuerzos del elemento 8 según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior del elemento (donde el esfuerzo por flexión es de tracción) es el siguiente:

$$\begin{aligned}\sigma_x = \sigma_y = \tau_{yz} = \tau_{zx} &= 0 \\ \sigma_z = \sigma_{f8} + \sigma_{N8} &= 177,73 \text{ kgf / cm}^2 \\ \tau_{yx} = \tau_{D8} &= 25,30 \text{ kgf / cm}^2\end{aligned}$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\begin{aligned}\sigma'_8 &= \sqrt{(177,73 \text{ kgf / cm}^2)^2 + 3(25,30 \text{ kgf / cm}^2)^2} \\ \sigma'_7 &= 183,05 \text{ kgf / cm}^2 < S_{y8}\end{aligned}$$

El esfuerzo de Von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla y la suposición realizada sobre el peso del material es correcta.

**4.4.1.9 Elemento 9.**

**a) Caso crítico.**

El elemento 9 está sometido a esfuerzos de flexión, corte y normales, el caso crítico para este elemento es el mismo del elemento anterior. El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 4.4.1.21.

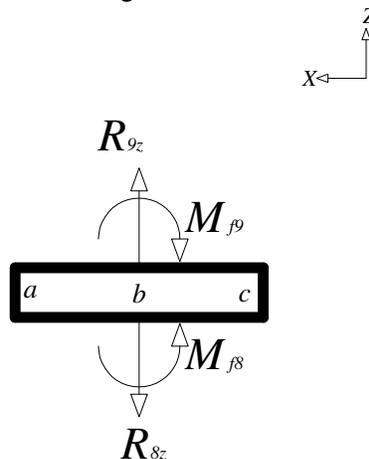


Figura 4.4.1.21: Diagrama de cuerpo libre del elemento 9.

Aplicando sumatoria de fuerzas y momentos para mantener el equilibrio estático:

$$\begin{aligned}R_{9z} = R_{8z} &= 151 \text{ kgf} \\ M_{f9} = M_{f8} + M_{T7} &= 1.348 \text{ kgf} * \text{cm}\end{aligned}$$

### **b) Selección del material y sección transversal del elemento.**

Se selecciona una plancha cuadrada de acero AISI 1010 de 15 cm de lado, con espesor de 1 cm; hay proveedores de la empresa que tienen este material en existencia en sus almacenes. Las características de este material se muestran a continuación (referencia [8]):

$$S_{yt} = 1.800 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

De la ecuación (4.4.1):

$$S_y = \frac{1.800 \text{ kgf} / \text{cm}^2}{3} = 600 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

### **c) Determinación de los esfuerzos presentes en el elemento.**

Esfuerzo por flexión:

El módulo de la sección de una plancha rectangular maciza se calcula según la ecuación (4.4.19):

$$z = \frac{\alpha * e^2}{6} \tag{4.4.19}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.19):

$$z = \frac{(15 \text{ cm})(1)^2}{6} = 2,5 \text{ cm}^3$$

De la ecuación (4.4.2):

$$\sigma_{f9} = \frac{1.348 \text{ kgf} * \text{cm}}{2,5 \text{ cm}^3} = 539,20 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo normal:

La fuerza está aplicada perpendicular a una cara de la plancha, el área de la cara de la plancha se calcula como sigue:

$$A = (15 \text{ cm})(15 \text{ cm}) = 225 \text{ cm}^2$$

De la ecuación (4.4.5):

$$\sigma_{N9} = \frac{151 \text{ kgf}}{225 \text{ cm}^2} = 0,67 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Es un esfuerzo muy pequeño por lo tanto se desprecia.

Esfuerzo cortante directo:

El área de la sección transversal de la plancha se calcula como sigue:

$$A = (15 \text{ cm})(1 \text{ cm}) = 15 \text{ cm}^2$$

De la ecuación (4.4.7):

$$\tau_{D9} = \frac{151 \text{ kgf}}{15 \text{ cm}^2} = 10,07 \text{ kgf / cm}^2$$

**d) Teoría de falla.**

El estado de esfuerzos del elemento 9 según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior del elemento (donde el esfuerzo por flexión es de tracción) es el siguiente:

$$\sigma_z = \sigma_y = \tau_{zx} = \tau_{xy} = 0$$

$$\sigma_x = \sigma_{f9} = 539,20 \text{ kgf / cm}^2$$

$$\tau_{yz} = \tau_{D9} = 10,07 \text{ kgf / cm}^2$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\sigma'_{9} = \sqrt{(539,20 \text{ kgf / cm}^2)^2 + 3(10,07 \text{ kgf / cm}^2)^2} = 539,48 \text{ kgf / cm}^2 < S_{y9}$$

El esfuerzo de Von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla.

**4.4.1.10 Elemento 10.**

**a) Caso crítico.**

El elemento 10 está sometido a flexión corte y normal, el caso crítico para este elemento es mismo del elemento anterior. El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 4.4.1.22 y En la figura 4.4.23 se muestra el diagrama de corte y momento de este elemento para el caso crítico, donde se puede observar que la zona crítica es la "b".

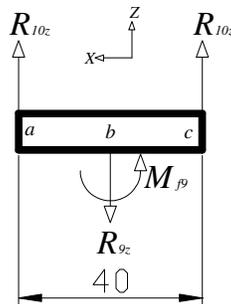


Figura 4.4.1.22: Diagrama cuerpo libre del elemento 10.

Aplicando sumatoria de fuerzas y momentos para mantener el equilibrio estático:

$$R_{10z} = R_{9z} / 2 = 75,5 \text{ kgf}$$

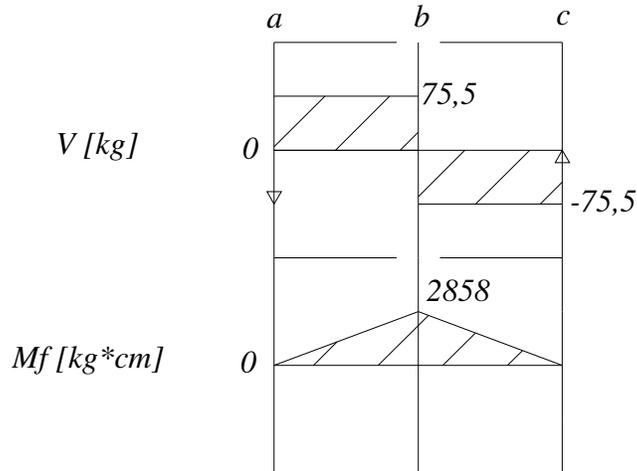


Figura 4.4.1.23: Diagrama de corte y momento flector del elemento 10.

**b) Selección del material y sección transversal del elemento.**

Se selecciona una plancha cuadrada de acero AISI 1010 de 40 cm de lado, con espesor de 1 cm; hay proveedores de la empresa que tienen este material en existencia en sus almacenes. El esfuerzo de fluencia de este elemento es el mismo del elemento 9.

**c) Determinación de los esfuerzos presentes en el elemento.**

Esfuerzo por Flexión:

Sustituyendo en la ecuación (4.4.19):

$$z = \frac{(40 \text{ cm})(1 \text{ cm})^2}{6} = 6,67 \text{ cm}^3$$

De la ecuación (4.4.2):

$$\sigma_{f10} = \frac{2858 \text{ kgf} * \text{cm}}{6,67 \text{ cm}^3} = 428,49 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo normal:

La fuerza está aplicada perpendicular a una cara de la plancha, el área de la cara de la plancha se calcula como sigue:

$$A = (40 \text{ cm})(40 \text{ cm}) = 1.600 \text{ cm}^2$$

De la ecuación (4.4.5):

$$\sigma_{N10} = \frac{151 \text{ kgf}}{1.600 \text{ cm}^2} = 0,09 \text{ kgf / cm}^2$$

Es un esfuerzo muy pequeño por lo tanto se desprecia.

Esfuerzo cortante directo:

El área de la sección transversal de la plancha se calcula como sigue:

$$A = (40 \text{ cm})(1 \text{ cm}) = 40 \text{ cm}^2$$

De la ecuación (4.4.7):

$$\tau_{D10} = \frac{151 \text{ kgf}}{40 \text{ cm}^2} = 3,77 \text{ kgf / cm}^2$$

#### **d) Teoría de falla.**

El estado de esfuerzos del elemento 9 según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior del elemento (donde el esfuerzo por flexión es de tracción) es el siguiente:

$$\sigma_z = \sigma_y = \tau_{zx} = \tau_{xy} = 0$$

$$\sigma_x = \sigma_{f10} = 428,49 \text{ kgf / cm}^2$$

$$\tau_{yz} = \tau_{D10} = 3,77 \text{ kgf / cm}^2$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\sigma'_{10} = \sqrt{(428,49 \text{ kgf / cm}^2)^2 + 3(3,77 \text{ kgf / cm}^2)^2} = 428,54 \text{ kgf / cm}^2$$

El esfuerzo de Von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla.

#### **4.4.1.11 Elemento 11.**

##### **a) Caso crítico.**

El elemento 11 está sometido a flexión, corte, torsión y normal, el caso crítico para este elemento es el mismo del elemento anterior. El momento flector en el elemento 10 se transmite como torsor al elemento 11. El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 4.4.1.24 y el diagrama de corte y momento flector se muestra en la figura 4.4.1.25, donde se puede observar que la zona crítica es la "b".

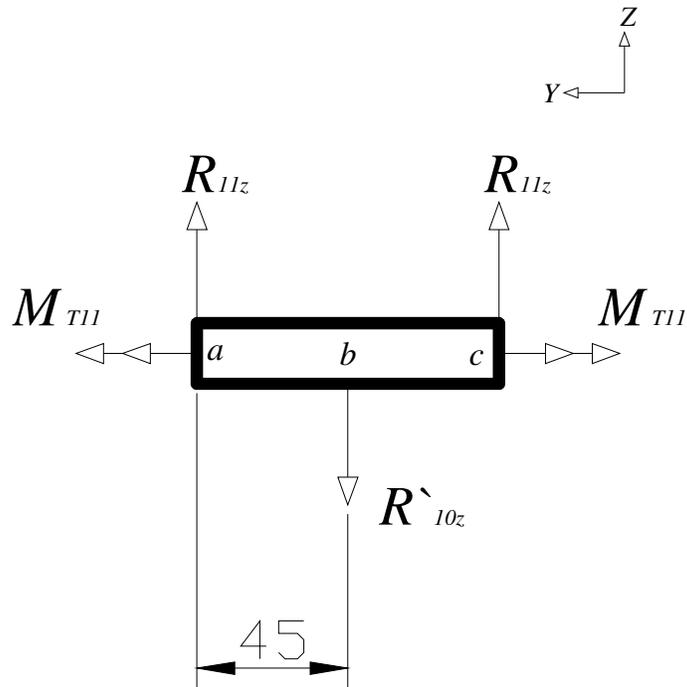


Figura 4.4.1.24: Diagrama cuerpo libre del elemento 11.

Aplicando sumatoria de fuerzas y momentos para mantener el equilibrio estático, considerando un peso del elemento de 4kg (suponiendo el mismo material del elemento 8), se obtiene:

$$R'_{10z} = R_{10z} + P_{11} = 79,5 \text{ kgf}$$

$$R_{11z} = R_{10z} / 2 = 39,50 \text{ kgf}$$

$$M_{T11} = M_{f9} = 1.348 \text{ kgf} * \text{cm}$$

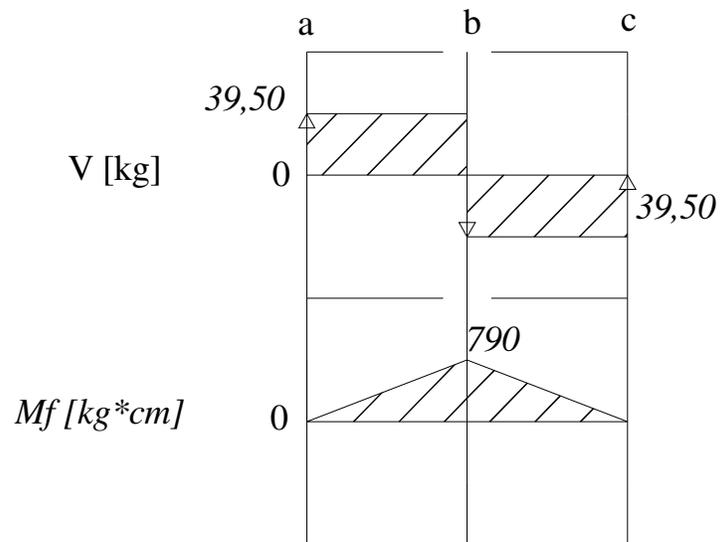


Figura 4.4.1.25: Diagrama de corte y momento flector del elemento 11.

### **b) Selección del material y sección transversal del elemento.**

Se seleccionan barras de sección transversal y material igual al del elemento 8 de 40 cm de longitud, por lo tanto las características son las mismas, por ellos se considera un peso de 4kg de cada barra.

### **c) Determinación de los esfuerzos presentes en el elemento.**

Esfuerzo por Flexión:

De la ecuación (4.4.2):

$$\sigma_{f11} = \frac{790 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{9,13 \text{ cm}^3} = 86,53 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo cortante directo:

De la ecuación (4.4.7):

$$\tau_{D11} = \frac{79 \text{ kgf}}{5,02 \text{ cm}^2} = 15,74 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo cortante por torsión:

De la ecuación (4.4.17):

$$\tau_{T11} = \frac{1.348 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{2(0,225 \text{ cm})(33,35 \text{ cm}^2)} = 89,82 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

### **d) Teoría de falla.**

El estado de esfuerzos del elemento 11 según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior del elemento (donde el esfuerzo por flexión es de tracción) es el siguiente:

$$\sigma_z = \sigma_x = \tau_{xy} = 0$$

$$\sigma_y = \sigma_{f11} = 86,53 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$\tau_{yz} = \tau_{D11} = 15,74 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$\tau_{zx} = \tau_{T11} = 89,82 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\sigma'_{11} = \sqrt{(86,53 \text{ kgf} / \text{cm}^2)^2 + 3[(15,74 \text{ kgf} / \text{cm}^2)^2 + (89,82 \text{ kgf} / \text{cm}^2)^2]} = 180,09 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

El esfuerzo de Von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla y la suposición realizada sobre el peso del material es correcta.

## 4.4.2 Cálculo de uniones entre elementos.

Se procede a calcular las uniones entre los elementos que conforman el mecanismo, siguiendo la siguiente nomenclatura, unión n-m: será la unión entre los elementos n y m. la mayoría de las uniones son soldadas, exceptuando algunas que son mediante ejes y cojinetes, porque requieren de giros, como la unión entre los elementos 2 y 3. Para calcular las uniones soldadas se hace el procedimiento que se muestra en la figura 4.4.2.1. y para las uniones con cojinetes se hace un procedimiento como el que se muestra en la figura 4.4.2.2.

La soldadura a aplicar será la más común para unir aceros de bajo carbono, con material de aporte (soldadura por arco eléctrico). La teoría de falla a utilizar, para el cálculo de las uniones soldadas se utiliza la teoría de falla del esfuerzo cortante máximo, pues es la recomendada [referencia 1], debido a que se presentan grandes incertidumbres en el análisis de esfuerzos en soldaduras. Para determinar el espesor del cordón de soldadura con la teoría de falla, es necesario conocer el material del electrodo, para todas las uniones se utiliza electrodos E6013, porque se encuentra disponible en la planta, además es el más utilizado en la misma para uniones soldadas en aceros estructurales, y está comprobado por experiencia de los soldadores de la empresa, el funcionamiento adecuado de este electrodo para la unión de cualquier acero sometido a condiciones más desfavorables que el de este diseño. El electrodo seleccionado posee una resistencia a la ruptura ( $s_{ur}$ ) de 427MPa.



Figura 4.4.2.1: Procedimiento para el cálculo de las uniones soldadas de los elementos que conforman el brazo mecánico.

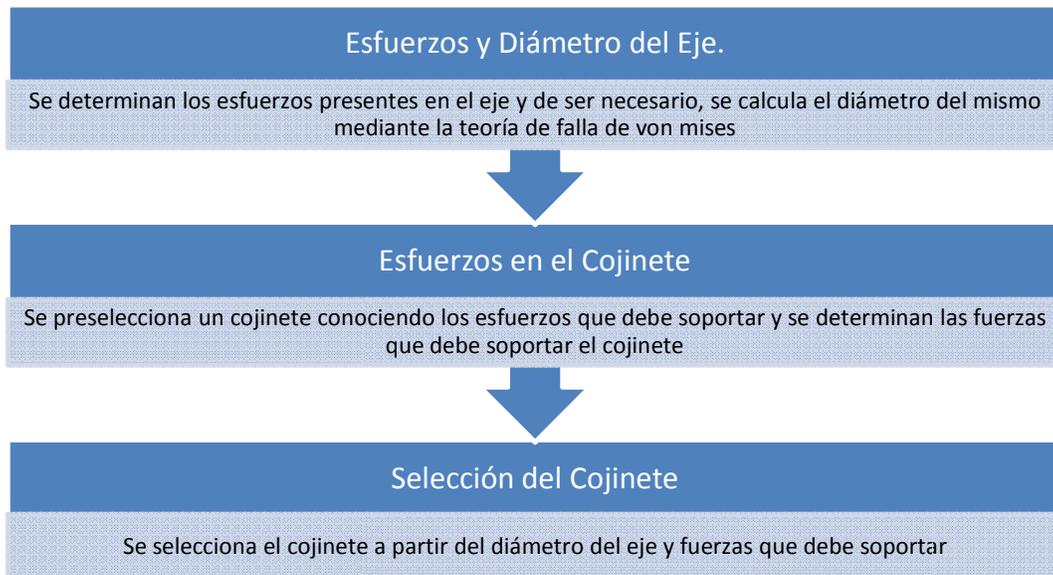


Figura 4.4.2.2: Procedimiento para el cálculo de las uniones con cojinetes de los elementos que conforman el brazo mecánico.

#### 4.4.2.1 Unión 1-1.

##### a) Tipo de unión.

Como la estructura que soporta las ventosas esta conformada por varias barras, que fueron denominadas como "1", esta unión se denomina 1-1 y es una unión soldada a filete, la ubicación del cordón de soldadura se muestra en la figura 4.4.2.3 en el plano ZY, y el diagrama de cuerpo libre del cordón en el plano ZX se muestra en la figura 4.4.2.4.

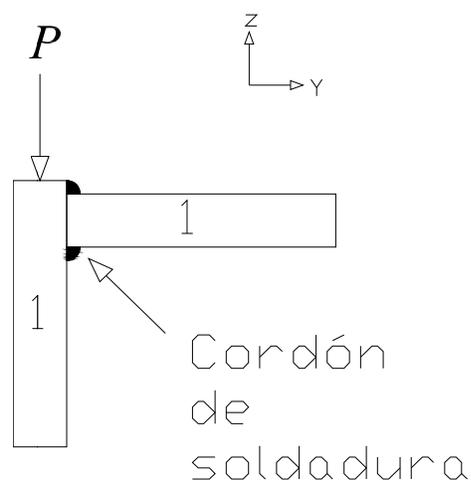


Figura 4.4.2.3: Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 1-1, en el plano ZY.

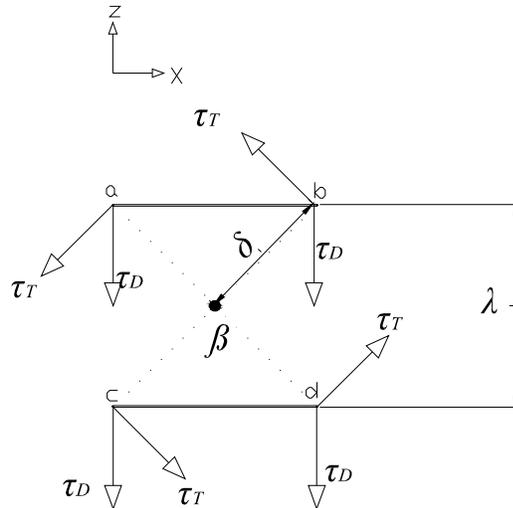


Figura 4.4.2.4: Diagrama de cuerpo libre de los cordones de soldadura en la unión 1-1, en el plano ZX.

Donde:

a,b,c,d: secciones extremos de los cordones de soldadura.

$\beta$ : centroide del cordón de soldadura.

$\delta$ : longitud del centroide del patrón de soldadura al extremo del cordón

$\delta = 2,69\text{cm}$

$\lambda$ : separación entre los cordones de soldadura  $\lambda = 3,81\text{ cm}$

$\tau_T$ : esfuerzo cortante por torsión debido a  $P$  en el plano "ZY".

$\tau_D$ : esfuerzo cortante directo debido a  $P$ .

El esfuerzo resultante será la suma vectorial de los esfuerzos presentes en cada punto del cordón de soldadura, por lo tanto, la sección crítica será la sección "a" para un cordón y la sección "c" para el otro (ver figura 4.4.2.3) la magnitud del esfuerzo resultante será igual en la sección "a" que en la sección "c". Se toma la sección "a" como crítica.

### **b) Determinación de los esfuerzos presentes en la unión.**

Corte directo.

Para determinar el esfuerzo cortante directo se utiliza la ecuación (4.4.7), pero el área es la de la garganta y se calcula con la ecuación (4.4.20) [referencia 1].

$$A_g = 1,414hl \quad (4.4.20)$$

Donde:

$h$ : espesor del cordón.

$l$ : longitud del cordón = 3,81 cm

Sustituyendo en (4.4.20):

$$A_{g11} = 1,414h(3,81 \text{ cm}) = 5,38 \text{ cm} * [h(\text{cm})]$$

Sustituyendo en (4.4.7):

$$\tau_{D11} = \frac{30 \text{ kgf}}{5,38 \text{ cm} * [h(\text{cm})]} = \frac{5,58 \text{ kgf / cm}}{h(\text{cm})}$$

Corte por torsión.

Para determinar el esfuerzo cortante por torsión se utiliza la ecuación (4.4.21) [referencia 1]:

$$\tau_T = \frac{M_T * \delta}{J} \quad (4.4.21)$$

Donde:

$J$  : momento polar de inercia del grupo de juntas con respecto al centroide.

El momento polar de inercia del grupo de juntas con respecto al centroide, se calcula con la ecuación (4.4.22) [referencia1]:

$$J = 0,707hJ_u \quad (4.4.22)$$

Donde:

$J_u$  : momento polar de inercia unitario de la soldadura.

El momento polar de inercia unitario de la soldadura, depende del tipo de soldadura, se encuentra tabulado en algunas bibliografías, el momento polar de inercia unitario para un patrón de cordones paralelos de una soldadura a filete se calcula con la ecuación (4.4.23) [referencia 1].

$$J_u = \frac{l(3\lambda^2 + l^2)}{6} \quad (4.4.23)$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.23):

$$J_{u11} = (3,81 \text{ cm}) \frac{[3(3,81 \text{ cm})^2 + (3,81 \text{ cm})^2]}{6} = 36,87 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.22):

$$J_{11} = 0,707[h(\text{cm})](36,87 \text{ cm}^3) = 26,07 \text{ cm}^3 * h(\text{cm})$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.21):

$$\tau_{T11} = \frac{(240 \text{ kg} \cdot \text{cm})(2,69 \text{ cm})}{26,07 \cdot h(\text{cm})} = \frac{24,76 \text{ kg} / \text{cm}}{h(\text{cm})}$$

Esfuerzo resultante.

Para determinar el esfuerzo resultante en la sección crítica del cordón de soldadura, es necesario hacer un análisis, con la ayuda de la figura 4.4.2.5, que es una extracción de la sección "a" de la figura 4.4.2.4, donde se puede observar el ángulo que se forma entre el esfuerzo cortante por torsión y el esfuerzo cortante directo, se determina que el ángulo es de  $45^\circ$  teniendo en cuenta que el esfuerzo cortante por torsión es siempre perpendicular a la línea que forman el punto de aplicación del esfuerzo y el centroide del patrón [referencia 1], y el esfuerzo cortante directo es paralelo al eje z (ver figura 4.4.2.4, pág. 94).

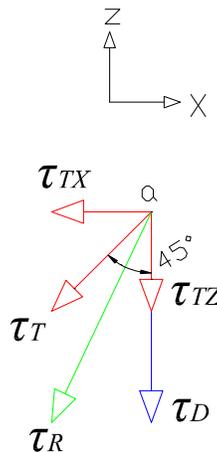


Figura 4.4.2.5: Esfuerzo resultante de la sección crítica "a" del cordón de soldadura de la unión 1-1, en el plano ZX.

Donde:

$\tau_{TZ}$ : componente en el eje z del esfuerzo cortante por torsión.

$\tau_{TX}$ : componente en el eje x del esfuerzo cortante por torsión.

$\tau_R$ : esfuerzo resultante.

El esfuerzo resultante se puede calcular haciendo una suma vectorial como sigue:

$$\tau_{R11} = \sqrt{[\tau_T \text{sen}(45^\circ)]^2 + [\tau_D + \tau_T \text{cos}(45^\circ)]^2}$$

$$\tau_{R11} = \sqrt{\left[ \frac{24,76 \text{ kg} / \text{cm}}{h(\text{cm})} \text{sen}(45^\circ) \right]^2 + \left[ \frac{5,58 \text{ kg} / \text{cm}}{h(\text{cm})} + \frac{24,76 \text{ kg} / \text{cm}}{h(\text{cm})} \text{cos}(45^\circ) \right]^2}$$

$$\tau_{R11} = \frac{28,98 \text{ kg} / \text{cm}}{h(\text{cm})}$$

### c) Teoría de falla.

La teoría de falla del esfuerzo cortante máximo consiste en igualar el esfuerzo resultante con el admisible del material, como se muestra en la ecuación (4.4.24)

$$\tau_R = S_{ya} \quad (4.4.24)$$

El esfuerzo admisible del material ( $S_{ya}$ ) también depende del tipo de soldadura, de la referencia 1 se obtiene que el esfuerzo admisible para una soldadura a filete se calcula con la ecuación (4.4.25).

$$S_{ya} = 0,40S_y \quad (4.4.25)$$

Donde:

$S_y$  : es el esfuerzo de fluencia tabulado del electrodo.

Sustituyendo en la ecuación (4.4.25):

$$S_{ya} = 0,40(4.270 \text{ kgf / cm}^2) = 1.708 \text{ kgf / cm}^2$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.24):

$$\frac{28,98 \text{ kg / cm}}{h(\text{cm})} = 1.708 \text{ kg / cm}^2$$

Resolviendo se obtiene:  $h = 0,017 \text{ cm} = 0,17 \text{ mm}$

#### 4.4.2.2 Unión 1-2.

##### a) Tipo de unión.

Esta es una unión soldada a filete, la ubicación del cordón de soldadura se muestra en la figura 4.4.2.6 en el plano ZY, y el diagrama de cuerpo libre del cordón en el plano ZX se muestra en la figura 4.4.2.7.

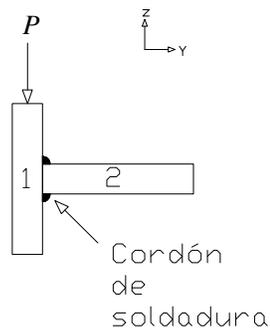


Figura 4.4.2.6: Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 1-2, en el plano ZY.

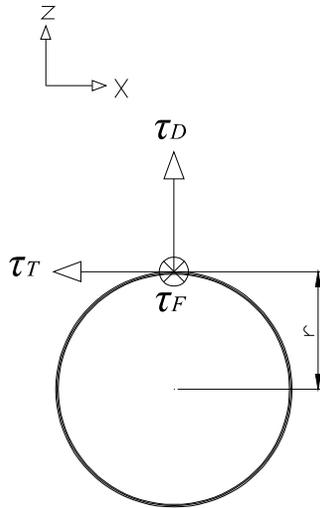


Figura 4.4.2.7: Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura en la unión 1-2, en el plano ZX.

Donde:

$\tau_D$ : cortante directo debido a  $R_{2z}$ .

$\tau_T$ : cortante por torsión debido a  $M_{T2}$ .

$\tau_F$ : cortante por flexión debido a  $M_{f2}$ .

r: radio del cordón.

En la figura 4.4.2.3 (pág. 93) se puede observar que el esfuerzo cortante por flexión es perpendicular al plano ZX. Los esfuerzos cortantes se distribuyen alrededor de todo el cordón de soldadura y son siempre ortogonales entre sí.

### b) Determinación de los esfuerzos presentes en la unión.

Corte directo.

Sustituyendo en (4.4.20):

$$A_{g12} = 1,414h(2\pi * 0,95 \text{ cm}) = 4,22 \text{ cm} * h(\text{cm})$$

Sustituyendo en (4.4.7):

$$\tau_{D12} = \frac{34 \text{ kgf}}{4,22 \text{ cm} * [h(\text{cm})]} = \frac{8,06 \text{ kgf / cm}}{h(\text{cm})}$$

Corte por torsión.

El momento polar de inercia unitario para una soldadura a filete de un patrón de cordón circular se calcula con la ecuación (4.4.26) [referencia 1].

$$J_u = 2\pi * r^3 \tag{4.4.26}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.26):

$$J_{u12} = 2\pi(0,95 \text{ cm})^3 = 5,39 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.22):

$$J_{12} = 0,707 * [h(\text{cm})](5,39 \text{ cm}^3) = 3,81 \text{ cm}^3 * h(\text{cm})$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.21):

$$\tau_{T12} = \frac{(300 \text{ kgf} * \text{cm})(0,95 \text{ cm})}{3,81 * h(\text{cm})} = \frac{74,80 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(\text{cm})}$$

Corte por Flexión.

Para determinar el esfuerzo cortante por flexión en una soldadura se utiliza la ecuación (4.4.27) [referencia 1]

$$\tau_F = \frac{M_f * c}{I} \quad (4.4.27)$$

Donde:

I: momento de inercia al área en un cordón de soldadura a filete.

c: distancia perpendicular del centroide al cordón mas alejado, sometido a flexión.

Para determinar el momento al área de un cordón de soldadura a filete se utiliza la ecuación (4.4.28) [referencia 1].

$$I = 0,707hI_u \quad (4.4.28)$$

Donde:

$I_u$ : momento de inercia del patrón de soldadura.

El momento de inercia del patrón de soldadura al igual que el momento polar unitario de inercia se encuentra tabulado en algunas bibliografías, para un patrón circular de una soldadura a filete se calcula con la ecuación (4.4.29) [referencia 1]

$$I_u = \pi * r^3 \quad (4.4.29)$$

Sustituyendo en (4.4.29):

$$I_{u12} = \pi(0,95 \text{ cm})^3 = 269 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo en (4.4.28):

$$I_{12} = 0,707[h(cm)](2,69 \text{ cm}^3) = 1,90 \text{ cm}^3 * h(cm)$$

Sustituyendo en (4.4.27):

$$\tau_{F12} = \frac{340 \text{ kgf} * \text{cm}(0,95 \text{ cm})}{1,90 \text{ cm}^3 * [h(cm)]} = \frac{170 \text{ kgf} / \text{cm}}{[h(cm)]}$$

Esfuerzo resultante.

Para determinar el esfuerzo resultante en la sección crítica del cordón de soldadura, se suman vectorialmente los esfuerzos cortantes como sigue:

$$\begin{aligned} \tau_{R12} &= \sqrt{[\tau_{D12}]^2 + [\tau_{T12}]^2 + [\tau_{F12}]^2} \\ \tau_{R12} &= \sqrt{\left[\frac{8,06 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(cm)}\right]^2 + \left[\frac{74,80 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(cm)}\right]^2 + \left[\frac{170 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(cm)}\right]^2} \\ \tau_{R12} &= \frac{185,90 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(cm)} \end{aligned}$$

### c) Teoría de falla.

Sustituyendo en la ecuación (4.4.22):

$$\frac{185,90 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(cm)} = 1708 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Resolviendo se obtiene  $h = 0,190 \text{ cm} = 1,9 \text{ mm}$

## 4.4.2.3 Unión 2-3.

### a) Tipo de unión.

La unión entre los elementos 2 y 3 es una unión de cojinetes, los elementos deben estar cruzados  $90^\circ$ , se utiliza una caja de cojinetes para realizar la unión, el giro de los ejes se realiza a través de cojinetes.

### b) Esfuerzos y diámetro del eje.

Ya los ejes 2 y 3 fueron calculados, ambos son de diámetro 1,91cm (3/4 in) llamando unión 2-3(a) al cojinete del elemento 2 y unión 2-3(b) al cojinete sobre el elemento 3, al observar las figuras 4.4.1.6 y 4.4.1.8 (pág. 57 y 62 respectivamente), la unión 2-3(a) está sometida solo a cargas radiales, mientras que la unión 2-3(b) está sometida tanto a cargas radiales como axiales, la axial es debido a la reacción mientras que la radial se debe a la flexión.

### c) Esfuerzos en el cojinete.

#### Esfuerzos en la unión 2-3(a).

La fuerza máxima a la que está sometida el cojinete es la reacción en el elemento 2 ( $R_{2z} = 34kg$ ), los cojinetes se seleccionan según el diámetro del eje y la fuerza que soportan, dicha fuerza se denomina capacidad de carga, que puede ser radial o axial y se calcula según la ecuación (4.4.30) [referencia 10]

$$C_o = P * fs \quad (4.4.30)$$

Donde:

$C_o$  : capacidad de carga estática [kN].

$P$  : carga máxima aplicada [kN].

$fs$  : factor de seguridad (3).

A la capacidad de carga estática se le agregan los subíndices “a” para carga axial y “r” para carga radial. Sustituyendo en la ecuación (4.4.30), siendo consecuente con el factor de seguridad, e introduciendo la carga en Newton:

$$C_{or} = (340N)(3) = 1,02kN$$

#### Esfuerzos en la unión 2-3(b).

La máxima fuerza axial a la que está sometido el cojinete es la reacción en el elemento 3 ( $R_{3z} = 34 kg$ ), mientras que la máxima fuerza radial no se evidencia en la figura 4.4.1.8 (pág. 62), el cojinete debe soportar un momento flector debido a la excentricidad de la carga, es la flexión lo que origina fuerzas en dirección radial al cojinete. En la figura (4.4.2.8) se muestra el diagrama de cuerpo libre del elemento 3, solo tomando el cuenta el momento flector máximo que ocurre en la base de elemento, necesariamente se generan fuerzas radiales en el cojinete para soportar esa flexión máxima.

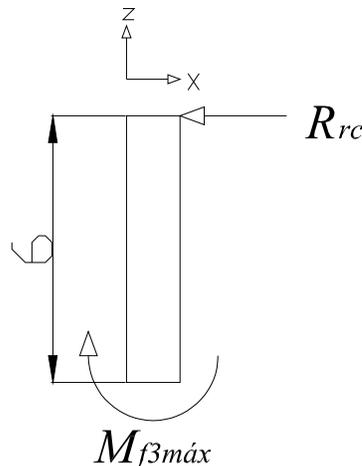


Figura 4.4.2.8: Diagrama de cuerpo libre del elemento 3, solo considerando la flexión, en el plano ZX (medidas en cm).

Donde:

$R_{rc}$  : reacción radial del cojinete.

$M_{f3\max}$  : momento flector máximo en el elemento 3.

El momento flector máximo en el elemento 3 es aquel donde se suman todos los esfuerzos flectores en una fibra del elemento ( $708\text{kg} * \text{cm}$ ), como se explicó cuando se calculó este elemento. Haciendo sumatoria de momento para mantener el equilibrio estático se puede determinar la reacción en el cojinete como sigue:

$$R_{rc} = \frac{708 \text{ kgf} * \text{cm}}{6 \text{ cm}} = 118 \text{ kgf}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.30):

$$C_{0a} = (340 \text{ N})(3) = 1,02 \text{ kN}$$

$$C_{0r} = (1180 \text{ N})(3) = 3,54 \text{ kN}$$

Los subíndices “a” y “r” indican la dirección axial y radial respectivamente de la capacidad de carga.

#### **d) Selección del cojinete.**

##### Cojinete 2-3(a).

Se selecciona un cojinete de deslizamiento, de material compuesto “B” que permite un deslizamiento en seco y no necesita mantenimiento, proveedores de la empresa lo tienen disponible en almacén, la selección se hace a partir del diámetro nominal y la capacidad de carga calculada, la selección se hace de un catálogo en línea (ver anexo U, pág. A-24, se obtiene de la referencia 10), las características del cojinete seleccionado se muestran a continuación:

Diámetro interno del cojinete: 19,05 mm

Diámetro externo del cojinete: 22,225mm

Capacidad de carga estática radial del cojinete ( $C_{oR}$ ): 56 kN

Código: PCZ 1208 B

Una vez seleccionado el cojinete se procede a determinar el ajuste del eje, a partir de un catálogo en línea [anexo V, pag. A-25, se obtiene de la referencia 10] de la empresa SKF. A continuación se muestran las tolerancias, en pulgadas, seleccionadas:

Diámetro nominal interno del cojinete: 19,05 mm (3/4 pulg).

Diámetro nominal externo del cojinete: 22,225 mm (7/8 pulg)

Diámetro máximo del eje: 19,010 mm (0,7484 pulg).

Diámetro mínimo del eje: 18,997 mm (0,7479 pulg).

Diámetro máximo del alojamiento del cojinete: 22,237 mm (0,8755 pulg).

Diámetro mínimo del alojamiento del cojinete: 22,216 mm (0,8747 pulg).

### Cojinete 2-3(b).

El diámetro del elemento 3 es igual al del elemento 2, se selecciona un cojinete del mismo material que el cojinete anterior, pero que soporte cargas axiales. La selección se hace a partir del diámetro nominal y la capacidad de carga calculada, la selección se hace de un catálogo en línea (ver anexo X, pág. A-27, se obtiene de la referencia 10), las características del cojinete seleccionado se muestran a continuación:

Diámetro interno del cojinete: 20 mm

Diámetro externo del cojinete: 23 mm

Capacidad de carga estática axial del cojinete ( $C_{oA}$ ): 54 kN

Capacidad de carga estática radial del cojinete ( $C_{oR}$ ): 45 kN

Código: PCMF 202311.5 B

Una vez seleccionado el cojinete se procede a determinar el ajuste del eje, al ser el cojinete del mismo diámetro y material las tolerancias del eje y alojamiento son las mismas que la unión anterior. Pero existe un inconveniente y es que el catálogo utilizado para la selección de los cojinetes no dispone de información para la selección de cojinetes que soporten cargas axiales y radiales en pulgadas, por lo tanto se selecciona un nuevo ajuste milimétrico y se selecciona un cojinete milimétrico para soportar estas cargas. Del catálogo en línea [anexo W, pág A-26, se obtiene de la referencia 10] de la empresa SKF se obtiene las tolerancias recomendadas por el fabricante para el eje y asiento del cojinete. A continuación se muestran las tolerancias milimétricas escogidas:

Diámetro nominal interno del cojinete: 20 mm.

Diámetro nominal externo del cojinete: 23 mm.

Diámetro máximo del eje: 19,980 mm.

Diámetro mínimo del eje: 19,959 mm.

Diámetro máximo del alojamiento del cojinete: 23,021 mm.

Diámetro mínimo del alojamiento del cojinete: 23 mm.

La razón por la cual se escogen ejes y cojinetes con dimensiones en pulgadas es simplemente que esa unidad de medida es más común comercialmente y fácil de encontrar en el mercado que dimensiones milimétricas. Debido a que en el catálogo en línea no hay disposición de uno de los cojinetes requeridos en pulgadas se selecciona en milímetros como ya se explico, los ajustes escogidos tanto el milimétrico de esta unión como el de la unión anterior que es en pulgadas, sirven para ambos ejes por que son de igual diámetro y los cojinetes son del mismo material, por lo tanto a la hora de la construcción se pueden usar cualquiera de los dos ajustes y mecanizar el eje de acuerdo al cojinete que se tenga disponible.

#### 4.4.2.4 Unión 3-4.

##### a) Tipo de unión.

Ésta es una unión soldada a filete, la ubicación del cordón de soldadura se muestra en la figura 4.4.2.9 en el plano ZX, y el diagrama de cuerpo libre del cordón se muestra en la figura 4.4.2.10 en una vista isométrica.

En la figura 4.4.2.7 (pág. 98) se puede observar que el esfuerzo cortante por flexión y directo se suman en un punto, el caso crítico para este elemento es el mismo que para el cálculo resistente de la barra 3, donde los momentos flectores causan esfuerzos que se suman en una fibra de la barra, para este caso consideramos que ocurre en el punto "a" como se muestra en la figura 4.4.2.7.

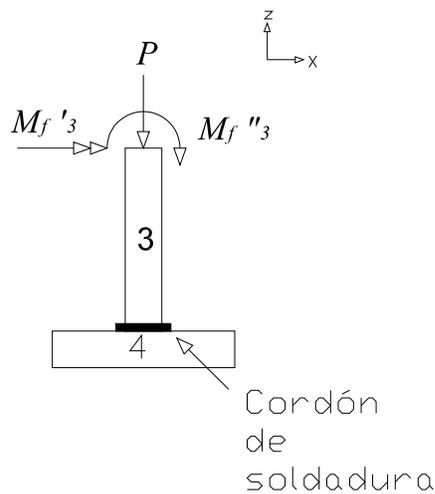


Figura 4.4.2.9: Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 3-4, en el plano ZY.

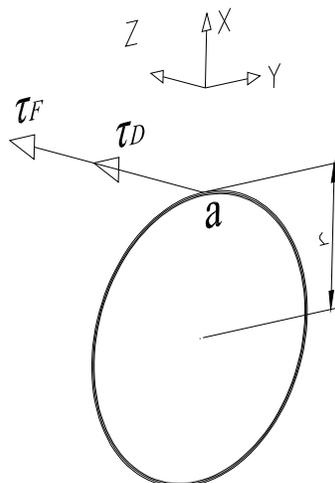


Figura 4.4.2.10: Diagrama esfuerzos presentes en el cordón de soldadura en la unión 3-4 (Vista Isométrica).

Donde:

$\tau_D$ : cortante directo debido a  $R_{3z}$ .

$\tau_F$ : cortante por flexión debido a  $M'_{f3}$  y  $M''_{f3}$ .

**b) Determinación de los esfuerzos presentes en la unión.**

De la ecuación 4.4.20:

$$A_{g12} = 4,22 \text{ cm} * h(\text{cm})$$

Corte directo.

Sustituyendo en (4.4.7):

$$\tau_{D34} = \frac{34 \text{ kgf}}{4,22 \text{ cm} * [h(\text{cm})]} = \frac{8,06 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(\text{cm})}$$

Corte por Flexión.

Sustituyendo en (4.4.27):

Por ser el mismo patrón de la unión 1-2, se utilizarán las mismas propiedades para cálculo de esfuerzos:

$$\tau_{F34} = \frac{(368 + 340) \text{ kgf} * \text{cm} * (0,95 \text{ cm})}{1,90 \text{ cm} * [h(\text{cm})]} = \frac{354 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(\text{cm})}$$

Esfuerzo resultante.

Para determinar el esfuerzo resultante en la sección crítica del cordón de soldadura, se suman vectorialmente los esfuerzos cortantes como sigue:

$$\tau_{R34} = \tau_{F34} + \tau_{D34} = \frac{354 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(\text{cm})} + \frac{8,06 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(\text{cm})}$$

$$\tau_{R34} = \frac{362,06 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(\text{cm})}$$

**c) Teoría de falla.**

Sustituyendo en la ecuación (4.4.24):

$$\frac{362,06 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(\text{cm})} = 1708 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Resolviendo se obtiene  $h = 0,212 \text{ cm} = 2,12 \text{ mm}$

#### 4.4.2.5 Unión 4-5.

##### a) Tipo de unión.

Ésta es una unión soldada a filete, la ubicación del cordón de soldadura se muestra en la figura 4.4.2.11 en el plano ZY, y el diagrama de cuerpo libre del cordón en el plano ZX se muestra en la figura 4.4.2.12.

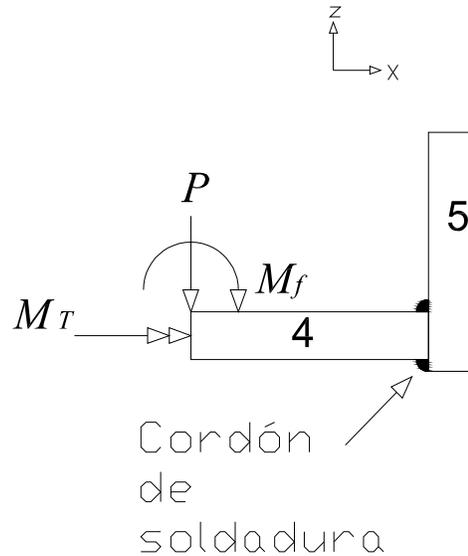


Figura 4.4.2.11: Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 4-5, en el plano ZX.

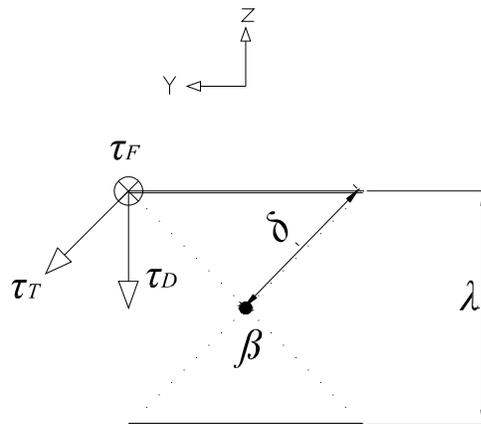


Figura 4.4.2.12: Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura en la unión 4-5, en el plano ZY.

Donde:

$\tau_D$ : cortante directo debido a  $R_{4z}$ .

$\tau_T$ : cortante por torsión debido a  $M_{T4}$ .

$\tau_F$ : cortante por flexión debido a  $M'_{f4}$ .

**b) Determinación de los esfuerzos presentes en la unión.**

Corte directo.

Sustituyendo en (4.4.20):

$$A_{g45} = 1,414h(6 \text{ cm}) = 8,48 \text{ cm} * h(\text{cm})$$

Sustituyendo en (4.4.7):

$$\tau_{D45} = \frac{34 \text{ kgf}}{8,48 \text{ cm} * [h(\text{cm})]} = \frac{4,01 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(\text{cm})}$$

Corte por torsión.

Sustituyendo en la ecuación (4.4.23):

$$J_{u45} = (6 \text{ cm}) \frac{[3(6 \text{ cm})^2 + (6 \text{ cm})^2]}{6} = 144 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.22):

$$J_{45} = 0,707[h(\text{cm})](144 \text{ cm}^3) = 101,82 \text{ cm}^3 * h(\text{cm})$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.21):

$$\tau_{T45} = \frac{(340 \text{ kgf} * \text{cm})(4,24 \text{ cm})}{101,82 \text{ cm}^3 * h(\text{cm})} = \frac{14,16 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(\text{cm})}$$

Corte por Flexión.

El momento de inercia para un patrón como el mostrado en la figura 4.4.2.5 (pág. 96) de una soldadura a filete se calcula con la ecuación (4.4.31) [referencia 1]

$$I_u = \frac{l\lambda^2}{2} \tag{4.4.31}$$

Sustituyendo en (4.4.2):

$$I_{u45} = \frac{6(6 \text{ cm})^2}{2} = 108 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo en (4.4.28):

$$I_{45} = 0,707[h(\text{cm})](108 \text{ cm}^3) = 76,36 \text{ cm}^3 * h(\text{cm})$$

Sustituyendo en (4.4.27):

$$\tau_{F45} = \frac{708 \text{ kgf} \cdot \text{cm}(3 \text{ cm})}{76,36 \text{ cm}^3 \cdot [h(\text{cm})]} = \frac{27,82 \text{ kgf} / \text{cm}}{[h(\text{cm})]}$$

Esfuerzo resultante.

Para determinar el esfuerzo resultante en la sección crítica del cordón de soldadura, se suman vectorialmente los esfuerzos cortantes, los cuales tienen componentes en dos planos "ZY" y "ZX", el análisis es similar al de la unión 1-1, pero añadiendo a la suma vectorial el vector esfuerzo cortante por flexión que es perpendicular a los otros esfuerzos.

$$\tau_{R12} = \sqrt{[\tau_{T45} \text{sen}(45^\circ)]^2 + [\tau_{D45} + \tau_{T45} \text{cos}(45^\circ)]^2 + [\tau_{F45}]^2}$$

$$\tau_{R45} = \frac{32,72 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(\text{cm})}$$

### c) Teoría de falla.

Sustituyendo en la ecuación (4.4.24):

$$\frac{32,72 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(\text{cm})} = 1.708 \text{ kgf} / \text{cm}$$

Resolviendo se obtiene  $h = 0,019 \text{ cm} = 0,19 \text{ mm}$

## 4.4.2.6 Unión 5-6-7-8.

### a) Tipo de unión.

La barra 5 se une a los elementos 6 y 7 quienes a su vez se unen con la barra 8, cada par de barras tiene una unión diferente, cada unión es de cojinete debe permitir que las barras 6 y 7 giren respecto tanto a la barra 5, como a la barra 8 para ello se requiere un eje en cada barra acoplado a la barras 5 y 8 mediante cojinetes. Las uniones son similares, se estudia el caso crítico de las uniones y se calcula la unión para ese caso, las demás se colocan iguales, por ello esta unión se denomina 5-6-7-8,

### b) Esfuerzos y diámetro del eje.

Entre las barras 6 y 7 la que esta sometida a mayor esfuerzo es la 7, como se explico anteriormente, a demás la unión entre la barra 7 y 8 esta mas esforzada que la unión entre la barra 5 y 7, por lo tanto se calcula solo el eje para la unión entre la barra 7 y 8, todos los demás se colocan iguales. En la figura 4.4.2.13 se muestra el diagrama de cuerpo libre de este eje en los planos ZX y ZY.

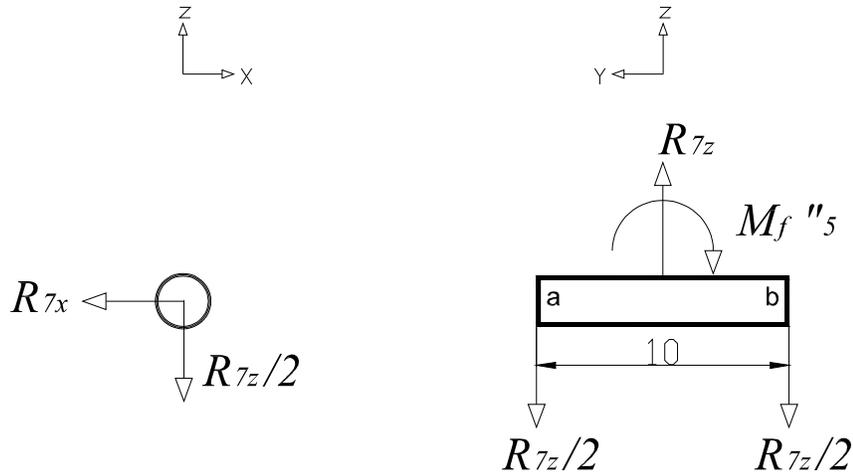


Figura 4.4.2.13: Diagrama de cuerpo libre del eje en los planos ZX y ZY.

Esfuerzo por flexión.

Sustituyendo en (4.4.2):

$$\sigma_f = \pm \frac{708 \text{ kgf} \cdot \text{cm} + 348 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{\frac{\pi [d(\text{cm})]^3}{32}} = \pm \frac{10756,33 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{[d(\text{cm})]^3}$$

Esfuerzo cortante directo.

Existen dos esfuerzos cortantes directos, uno en el plano ZY y el otro en el plano ZX

Sustituyendo en la ecuación (4.4.7):

$$\tau_{D_{yz}} = \frac{72,50 \text{ kgf}}{\frac{\pi}{4} [d(\text{cm})]^2} = \frac{92,31 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2}$$

$$\tau_{D_{zx}} = \frac{22 \text{ kgf}}{\frac{\pi}{4} [d(\text{cm})]^2} = \frac{28,01 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2}$$

Se supone el mismo material que los elementos 2 y 3 ( $S_y = 1.446,67 \text{ kgf} / \text{cm}^2$ ), se calcula el diámetro del eje con la teoría de falla de Von Mises:

El estado de esfuerzos del elemento 2 según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior, es el siguiente:

$$\sigma_x = \sigma_z = \tau_{xy} = 0$$

$$\sigma_y = \sigma_f = \frac{1.0756,33 \text{ kgf} * \text{cm}}{[d(\text{cm})]^3}$$

$$\tau_{yz} = \tau_{Dyz} = \frac{92,31 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2}$$

$$\tau_{zx} = \tau_{Dzx} = \frac{28,01 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2}$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$1.446,67 \text{ kgf} / \text{cm}^2 = \sqrt{\left[ \frac{10756,33 \text{ kgf} * \text{cm}}{[d(\text{cm})]^3} \right]^2 + 3 \left[ \left( \frac{92,31 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2} \right)^2 + \left( \frac{28,01 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2} \right)^2 \right]}$$

Resolviendo por tanteo:

$$d_{\min} = 1,95 \text{ cm}$$

Se selecciona un diámetro de 1in (2,54cm), que es un diámetro comercial, y proveedores de la empresa lo tienen disponible en almacén, y se recalcula el esfuerzo de Von Mises.

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\sigma'_2 = \sqrt{\left[ \frac{1.0756,33 \text{ kgf} * \text{cm}}{[2,54 \text{ cm}]^3} \right]^2 + 3 \left[ \left( \frac{92,31 \text{ kgf}}{[2,54 \text{ cm}]^2} \right)^2 + \left( \frac{28,01 \text{ kgf}}{[2,54 \text{ cm}]^2} \right)^2 \right]}$$

$$\sigma'_2 = 656,90 \text{ kgf} / \text{cm}^2 < S_{y2}$$

El esfuerzo de Von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla, se selecciona este elemento del material y sección especificados.

### c) Esfuerzos en el cojinete.

La fuerza máxima a la que esta sometida el cojinete es la suma vectorial de las reacciones en el elemento 7 (ver figura 4.4.1.16), la fuerza resultante ( $R_{R7}$ ) esta en dirección radial y se calcula como sigue:

$$R_{R7} = \sqrt{R_{7x} + R_{7z}} = \sqrt{(22 \text{ kgf})^2 + (145 \text{ kgf})^2} = 146,66 \text{ kgf}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.30), siendo consecuente con el factor de seguridad, e introduciendo la carga en Newton:

$$C_{0r} = (1.466,60 \text{ N})(3) = 4,40 \text{ kN}$$

#### **d) Selección del cojinete.**

Se selecciona un cojinete de deslizamiento, de material compuesto “B” que permite un deslizamiento en seco y no necesita mantenimiento, proveedores de la empresa lo tienen disponible en almacén, la selección se hace a partir del diámetro nominal y la capacidad de carga calculada, la selección se hace de un catálogo en línea (ver anexo Y, pág. A-27, se obtiene de la referencia 10), las características del cojinete seleccionado se muestran a continuación:

Diámetro interno del cojinete: 25,4 mm

Diámetro externo del cojinete: 28,575 mm

Capacidad de carga estática radial del cojinete ( $C_{oR}$ ): 116 kN

Código: PCZ 1612 B.

Una vez seleccionado el cojinete se procede a determinar el ajuste del eje, a partir de un catálogo en línea [anexo U, se obtiene de la referencia 10] de la empresa SKF. A continuación se muestran las tolerancias en pulgadas seleccionadas:

Diámetro nominal interno del cojinete: 25,4 mm (1 pulg).

Diámetro nominal externo del cojinete: 28,575 mm (1 1/8 pulg)

Diámetro máximo del eje: 25,360 mm (0,9984 pulg).

Diámetro mínimo del eje: 25,347 mm (0,9979 pulg).

Diámetro máximo del alojamiento del cojinete: 28,587 mm (1,1255 pulg).

Diámetro mínimo del alojamiento del cojinete: 28,566 mm (1,1246 pulg).

#### **4.4.2.7 Unión 6-7-8**

##### **a) Tipo de unión.**

En la unión 5-6-7-8, se determinaron los componentes necesarios para que las barras 6 y 7 puedan girar respecto a las barras 5 y 8. Las barras 6 y 7 se unen a la barra 8 a través de otra barra parecida a la barra 5, solo que más corta (ver 4.4.1.1 pág. 46), la razón por la que las barras son similares es que deben permitir los mismos movimientos. Dicha barra (la similar a la 5) no es necesario calcularla por que está sometida a esfuerzos similares a la barra 5, como se explico en el cálculo del elemento 8, la unión 6-7-8 se refiere a la unión entre dicha barra y la barra 8, es realizada por soldadura a filete. La ubicación del cordón de soldadura se muestra en la figura 4.4.2.14 en el plano ZY, y el diagrama de cuerpo libre del cordón en el plano ZX se muestra en la figura 4.4.2.15.

Se realizara el diseño del patrón inferior, ya que se encuentra sometido a un estado de esfuerzo similar al superior, y con estas especificaciones se llevaran a cabo los dos patrones.

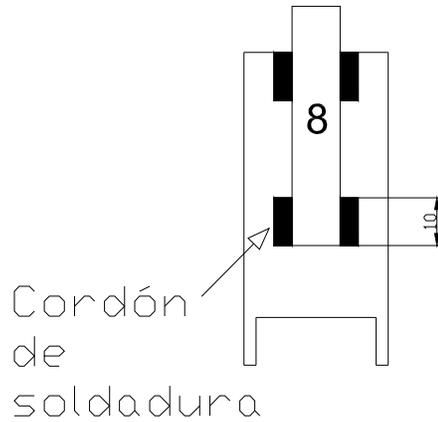


Figura 4.4.2.14: Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 6-7-8, en el plano ZX (medidas en cm)

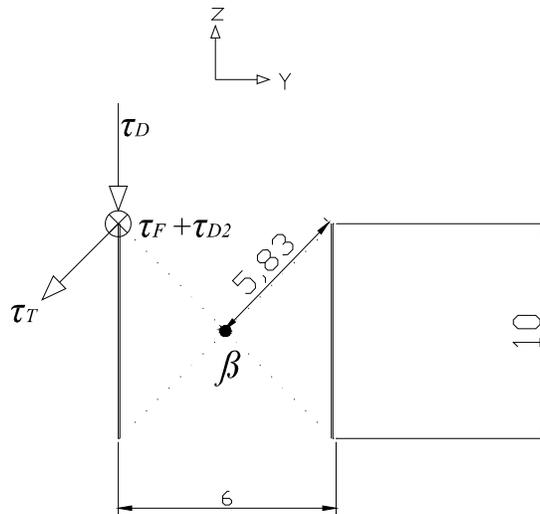


Figura 4.4.2.15: Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura en la unión 6-7-8, en el plano ZY (medidas en cm).

Donde:

$\tau_{D1}$  : cortante directo debido a  $R_{7z}$  y  $P_8$ .

$\tau_{D2}$  : cortante directo debido a  $R_{7x}$

$\tau_T$  : cortante por torsión debido a  $M_{T8} = 708kg$ .

$\tau_F$  : cortante por flexión debido a  $M_{f8}$ .

### b) Determinación de los esfuerzos presentes en la unión.

Corte directo.

Sustituyendo en (4.4.20):

$$A_{g678} = 1,414h(10 \text{ cm}) = 14,14 \text{ cm} * h(\text{cm})$$

Sustituyendo en (4.4.7):

$$\tau_{D678(1)} = \frac{(145 + 5)kgf}{14,14 \text{ cm} * [h(cm)]} = \frac{10,61 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(cm)}$$

$$\tau_{D678(2)} = \frac{22 \text{ kgf}}{14,14 \text{ cm} * [h(cm)]} = \frac{1,56 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(cm)}$$

Corte por torsión.

Sustituyendo en la ecuación (4.4.23):

$$J_{u678} = (10\text{cm}) \frac{[3(6 \text{ cm})^2 + (10 \text{ cm})^2]}{6} = 346,67 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.22):

$$J_{678} = 0,707[h(cm)](346,67 \text{ cm}^3) = 245,13 \text{ cm}^3 * h(cm)$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.21):

$$\tau_{T678} = \frac{(708 \text{ kg} * \text{cm})(5,83 \text{ cm})}{245,13 * h(cm)} = \frac{16,84 \text{ kg} / \text{cm}}{h(cm)}$$

Corte por Flexión.

El momento de inercia para un patrón como el de la figura 4.4.2.5 (pág. 96) de una soldadura a filete se calcula con la ecuación (4.4.32) [referencia 1]

$$I_{u678} = \frac{l^3}{6} \tag{4.4.32}$$

Sustituyendo en (4.4.32):

$$I_{u678} = \frac{(10 \text{ cm})^3}{6} = 166,67 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo en (4.4.28):

$$I_{678} = 0,707[h(cm)](166,67 \text{ cm}^3) = 117,84 \text{ cm}^3 * h(cm)$$

Sustituyendo en (4.4.27):

$$\tau_{F678} = \frac{640 \text{ kgf} * \text{cm}(5 \text{ cm})}{117,84 \text{ cm}^3 * [h(cm)]} = \frac{27,15 \text{ kg} / \text{cm}}{[h(cm)]}$$

Esfuerzo resultante.

Para determinar el esfuerzo resultante en la sección crítica del cordón de soldadura, se suman vectorialmente los esfuerzos cortantes, el análisis es similar al de la unión 1-1, pero añadiendo a la suma vectorial el vector esfuerzo cortante por flexión que es perpendicular a los otros esfuerzos.

$$\tau_{R678} = \sqrt{[\tau_{T678} \text{sen}(45^\circ)]^2 + [\tau_{D678(1)} + \tau_{T678} \text{cos}(45^\circ)]^2 + [\tau_{F678} + \tau_{D678(2)}]^2}$$

$$\tau_{R678} = \frac{38,38 \text{ kgf / cm}}{h(\text{cm})}$$

**c) Teoría de falla.**

Sustituyendo en la ecuación (4.4.24):

$$\frac{38,38 \text{ kgf / cm}}{h(\text{cm})} = 1708 \text{ kgf / cm}^2$$

Resolviendo se obtiene  $h = 0,022 \text{ cm} = 0,22 \text{ mm}$

**4.4.2.8 Unión 8-9.**

**a) Tipo de unión.**

Esta es una unión soldada a filete, la ubicación del cordón de soldadura se muestra en la figura 4.4.2.16 en el plano ZX e YX, y el diagrama de cuerpo libre del cordón en el plano YX se muestra en la figura 4.4.2.17. Esta unión está constituida por unos cordones directamente entre elemento 8 y 9, y también por unos refuerzos mostrados en la figura 4.4.2.16.

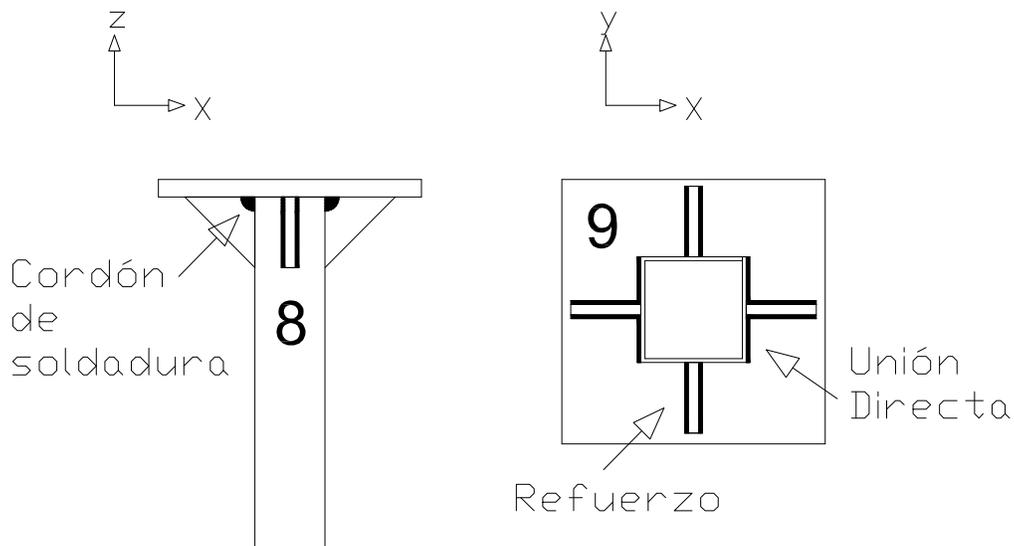


Figura 4.4.2.16: Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 8-9, en el plano ZX y YX.

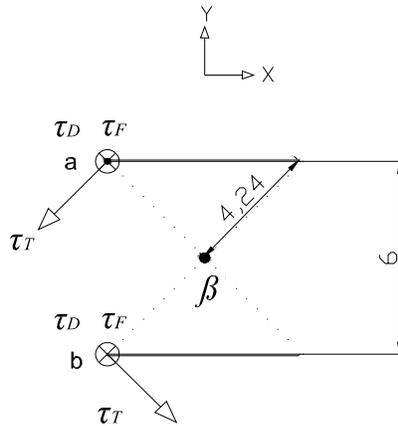


Figura 4.4.2.17: Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura en la unión 8-9, en el plano ZY. (Medidas en cm).

Donde:

$\tau_D$ : cortante directo debido a  $R_{8z}$ .

$\tau_T$ : cortante por torsión debido a  $M'_{T8}$ .  $\rightarrow M'_{T8} = M_{f8}$

$\tau_F$ : cortante por flexión debido a  $M'_{f8}$ .  $\rightarrow M'_{f8} = M_{T8}$

### b) Determinación de los esfuerzos presentes en la unión.

El punto "b" de la figura 4.4.2.7 (pág. 98) será el tomado para el cálculo de esfuerzos debido a que en ese punto los esfuerzos cortantes en el eje z se encuentran en el mismo sentido y por ello el resultante será un esfuerzo de mayor magnitud que en el punto "a" ya que ahí ocurre lo contrario con respecto a los sentido de los esfuerzos cortantes, lo que no puede apreciarse claramente en la figura.

Corte directo.

Sustituyendo en (4.4.20):

$$A_{g89} = 1,414h(6cm) = 8,48 cm * h(cm)$$

Sustituyendo en (4.4.7):

$$\tau_{D89} = \frac{151 kgf}{8,48 cm * [h(cm)]} = \frac{17,81 kgf / cm}{h(cm)}$$

Corte por torsión.

Sustituyendo en la ecuación (4.4.23):

$$J_{u89} = (6cm) \frac{[3(6 cm)^2 + (6 cm)^2]}{6} = 144 cm^3$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.22):

$$J_{89} = 0,707[h(cm)](144 \text{ cm}^3) = 101,82 \text{ cm}^3 * h(cm)$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.21):

$$\tau_{T89} = \frac{(640 \text{ kgf} * \text{cm})(4,24 \text{ cm})}{101,82 \text{ cm}^3 * h(cm)} = \frac{26,65 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(cm)}$$

Corte por Flexión.

El momento de inercia para un patrón como el de la figura 4.4.2.7 (pág. 98) de una soldadura a filete se calcula con la ecuación (4.4.32) [referencia 1]

Sustituyendo en (4.4.32):

$$I_{u89} = \frac{(6 \text{ cm})^3}{6} = 36 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo en (4.4.28):

$$I_{89} = 0,707[h(cm)](36 \text{ cm}^3) = 25,45 \text{ cm}^3 * h(cm)$$

Sustituyendo en (4.4.27):

$$\tau_{F89} = \frac{708 \text{ kgf} * \text{cm}(3 \text{ cm})}{25,45 \text{ cm}^3 * [h(cm)]} = \frac{83,46 \text{ kgf} / \text{cm}}{[h(cm)]}$$

Esfuerzo resultante.

Para determinar el esfuerzo resultante en la sección crítica del cordón de soldadura, se suman vectorialmente los esfuerzos cortantes, los cuales tienen componentes en dos planos "YX" y "YZ".

$$\tau_{R89} = \sqrt{[\tau_{D89} + \tau_{F89}]^2 + [\tau_{T89}]^2}$$
$$\tau_{R89} = \sqrt{\left[ \frac{17,81 \text{ kgf} / \text{cm}}{[h(cm)]} + \frac{83,46 \text{ kgf} / \text{cm}}{[h(cm)]} \right]^2 + \left[ \frac{26,65 \text{ kgf} / \text{cm}}{[h(cm)]} \right]^2}$$
$$\tau_{R45} = \frac{104,72 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(cm)}$$

### c) Teoría de falla.

Sustituyendo en la ecuación (4.4.24):

$$\frac{104,72 \text{ kgf} / \text{cm}}{h(cm)} = 1.708 \text{ kgf} / \text{cm}$$

Resolviendo se obtiene  $h = 0,061cm = 0,61mm$

Los refuerzos irán también unidos mediante soldadura, como se muestra en la figura 4.4.2.16 (pág. 116), con el mismo espesor utilizado para la unión directa entre 8-9.

#### 4.4.2.9 Unión 9-10.

##### a) Tipo de unión.

Los elementos 9 y 10 deben estar unidos mediante cojinetes pues el elemento 9 y todo lo que está acoplado a él debe girar con respecto al elemento 10, para poder cumplir con las condiciones de trabajo del sistema. Esta unión es muy peculiar, pues en el mercado no existe un cojinete que pueda ser adaptado a estas condiciones tan específicas, por ello se hace una adaptación como se muestra en la figura 4.4.2.18, donde se pueden observar los componentes de esta unión. El eje tiene una placa solidaria que está unida al elemento 9 mediante tornillos, un par de cojinetes sostienen el eje, permiten que éste gire y con el todo lo que le está acoplado. Para anclar los rodamientos se utilizan una caja de rodamientos que se une al elemento 10 mediante tornillos; la intención de los tornillos es con la finalidad de poder desmontar el eje y los rodamientos a la hora de realizar mantenimiento o en caso de falla; se colocan dos cojinetes para mantener al eje en posición vertical y minimizar la carga radial en los mismos. Con este sistema se obtienen los movimientos requeridos para que el brazo mecánico pueda girar.

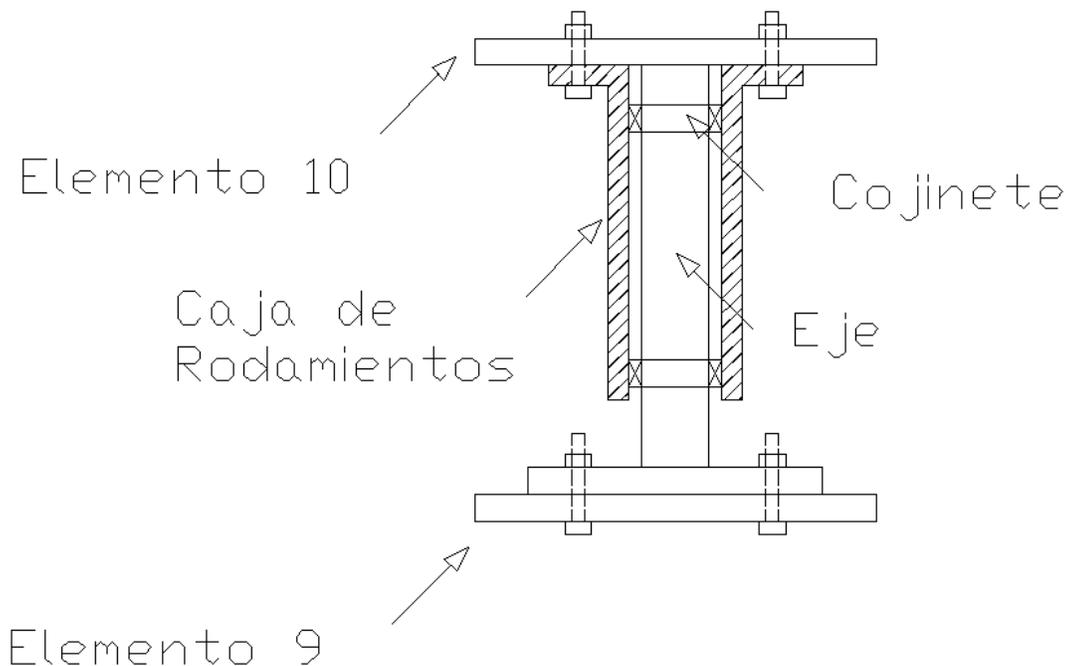


Figura 4.4.2.18: Elementos que conforman la unión 9-10.

## b) Esfuerzos y diámetro del eje.

El eje está sometido a un estado de esfuerzos similar al elemento 5, sin embargo los cojinetes generan reacciones en dirección radial para impedir que el elemento gire, en la figura 4.4.2.19 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje.

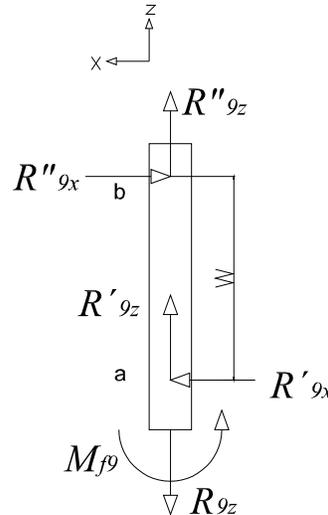


Figura 4.4.2.19: Diagrama de cuerpo libre del eje para la unión 9-10, en el plano XZ.

Donde:

$a$  : ubicación del primer cojinete.

$b$  : ubicación del segundo cojinete.

$w$  : distancia de separación entre los cojinetes.

$R'_{9x}, R'_{9z}$  : reacciones del primer cojinete en "X" y "Z" respectivamente.

$R''_{9x}, R''_{9z}$  : reacciones del segundo cojinete en "X" y "Z" respectivamente.

La distancia de separación entre los cojinetes no se conoce, el largo del eje dependerá de los cojinetes seleccionados, una vez seleccionados los cojinetes, se conocerá todas sus dimensiones, y su espesor (por así decirlo) es quien determinará cuanto puede ser la separación entre ellos y cual será la dimensión de la caja de rodamientos, el eje deberá quedar prácticamente al ras de la caja de cojinetes. Como no es posible seleccionar los cojinetes sin conocer el diámetro del eje, se supone una separación entre los cojinetes de 5cm, es muy probable que dicha separación sea mayor, si la separación es mayor las reacciones en los cojinetes serán menores, por lo tanto se supone esa distancia se selecciona un cojinete y se hace un recálculo de ser necesario. Por el contrario si la separación fuese menor, las fuerzas serán mayores y puede que el cojinete falle a menos que se escoja un cojinete más robusto.

Haciendo sumatoria de fuerzas y momentos para mantener el equilibrio estático se obtienen las reacciones en el eje:

$$R_{9z} = R_{8z} = 151 \text{ kgf}$$

$$R'_{9_z} = R''_{9_z} = R_{9_z} / 2 = 75,5 \text{ kgf}$$

$$R'_{9_x} = R''_{9_x} = M_{f9} / 5 = 268,8 \text{ kgf}$$

Esfuerzo por flexión.

Sustituyendo en (4.4.2):

$$\sigma_{f910} = \pm \frac{1348 \text{ kgf} * \text{cm}}{\frac{\pi [d(\text{cm})]^3}{32}} = \frac{13730,62 \text{ kgf} * \text{cm}}{[d(\text{cm})]^3}$$

Esfuerzo cortante directo.

Sustituyendo en la ecuación (4.4.7):

$$\tau_{D910} = \frac{268,8 \text{ kgf}}{\frac{\pi}{4} [d(\text{cm})]^2} = \frac{341,65 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2}$$

Esfuerzo normal:

Sustituyendo en (4.4.5):

$$\sigma_{N910} = \frac{145 \text{ kgf}}{\frac{\pi}{4} [d(\text{cm})]^2} = \frac{184,62 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2}$$

Se supone el mismo material que los elementos 2 y 3 ( $S_y = 1.446,67 \text{ kgf} / \text{cm}^2$ ), se calcula el diámetro del eje con la teoría de falla de Von Mises:

El estado de esfuerzos de la unión 9-10 según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior, es el siguiente:

$$\sigma_x = \sigma_y = \tau_{xy} = \tau_{yz} = 0$$

$$\sigma_z = \sigma_{N910} + \sigma_{f910} = \frac{184,62 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2} + \frac{13.730,62 \text{ kgf} * \text{cm}}{[d(\text{cm})]^3}$$

$$\tau_{zx} = \tau_{D910} = \frac{341,65 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2}$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$1.446,67 \text{ kg} / \text{cm}^2 = \sqrt{\left[ \frac{184,62 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2} + \frac{13.730,62 \text{ kgf} * \text{cm}}{[d(\text{cm})]^3} \right]^2 + 3 \left[ \frac{341,65 \text{ kgf}}{[d(\text{cm})]^2} \right]^2}$$

Resolviendo por tanteo:

$$d_{\min} = 2,14 \text{ cm}$$

Se selecciona un diámetro de 2,54cm (1pulg), que es un diámetro comercial, y proveedores de la empresa lo tienen disponible en almacén, y se recalcula el esfuerzo de Von Mises.

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\sigma_{910} = \sqrt{\left[ \frac{184,62 \text{ kgf}}{[2,54 \text{ cm}]^2} + \frac{13.730,62 \text{ kgf} * \text{cm}}{[2,54 \text{ cm}]^3} \right]^2 + 3 \left[ \frac{341,65 \text{ kgf}}{[2,54 \text{ cm}]^2} \right]^2}$$

$$\sigma_{910} = 871,35 \text{ kgf} / \text{cm}^2 < S_{y2}$$

El esfuerzo de Von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla, se selecciona este elemento del material y sección especificados.

### c) Esfuerzos en el cojinete.

Como este cojinete esta sometido a cargas axiales y radiales, se preselecciona un cojinete antifricción de rodillos conicos, que es capaz de soportar ambas cargas. Para calcular la capacidad de carga estática de un cojinete antifricción de este tipo se utiliza la ecuación (4.4.33) [referencia 10]. Dicha capacidad de carga es única e involucra fuerzas radiales y axiales. El fabricante [referencia 10] recomienda para el caso de rodillos cónicos sometido a altas cargas axiales un factor de seguridad mayor a 2, se utiliza un valor de 2,5 para este caso siguiendo esa recomendación.

$$C_o = P_o * fs \tag{4.4.33}$$

Donde:

$P_o$  : carga estática equivalente.

La carga estática equivalente para un rodamiento de bolas se calcula con la ecuación (4.4.34) [referencia 10].

$$P_o = 0,5F_R + Y_o F_A \tag{4.4.34}$$

Donde:

$F_R$  : fuerza radial aplicada en el cojinete.

$F_A$  : fuerza axial aplicada en el cojinete.

$Y_o$  : factor de ajuste para carga axial en el cojinete

Para calcular la carga estática equivalente en los cojinetes, se supone que cada cojinete soporta toda la carga axial (141 kg) y toda la carga radial (268,33 kg), para hacer una buena selección y asegurar que el sistema no va a fallar. El factor de ajuste para carga axial se obtiene de la [referencia 10] ( $Y_o = 0,9$  Sustituyendo en la ecuación (4.4.34):

$$P_0 = 0,5(268,33 \text{ kg}) + 0,9(145 \text{ kg}) = 264,67 \text{ kgf} \leq F_R$$

El fabricante en el mismo catálogo recomienda que cuando la carga estática equivalente es menor a la carga radial, como sucede en este caso, utilizar la carga radial como carga estática equivalente.

$$P_0 = F_R = 268,33 \text{ kgf}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.33), e introduciendo la carga en Newton:

$$C_0 = (2683,30 \text{ N})(2,5) = 6,71 \text{ kN}$$

#### **d) Selección del cojinete.**

Se selecciona el cojinete antifricción a partir del diámetro nominal y la capacidad de carga calculada, la selección se hace de un catálogo en línea (ver anexo Z, referencia 10), las características del cojinete seleccionado se muestran a continuación:

Diámetro interno del cojinete: 25,4 mm (1 pulg)

Diámetro externo del cojinete: 50,292 mm

Capacidad de carga estática del cojinete: 30 kN

Código: L4464/610/Q

Espesor del cojinete: 15 mm

El espesor del cojinete permite que la pareja este mas cercana, eso implica que la fuerza radial que soporta cada cojinete es mayor, por lo tanto la capacidad de carga será mayor, ya la capacidad de carga requerida esta cercana a la disponible, si se altera puede que el cojinete no soporte y se tenga que seleccionar uno que soporte mas carga o incluso uno de mayor diámetro, lo que implica que el eje también será de mayor diámetro, todo eso incrementa los costos, por ello se selecciona este cojinete que es el mas económico para ese diámetro y se deja la separación en 5cm.

Cabe destacar que el otro cojinete debe ser de mayor diámetro debido a que el eje es de mayor diámetro en la parte superior, esto con la finalidad de que el eje no permita al cojinete desplazarse en sentido axial (ver plano cajas de rodamientos), las características del segundo cojinete seleccionado se muestran a continuación:

Diámetro interno del cojinete: 31,75 mm (1 1/4 pulg)

Diámetro externo del cojinete: 59,131 mm

Capacidad de carga estática del cojinete: 41,5 *kN*

Código: LM67048/048/Q

Espesor del cojinete: 15 *mm*

Una vez seleccionado ambos cojinetes, se procede a determinar el ajuste del eje, a partir de un catálogo en línea [anexo AA, pág. A-29, se obtiene de la referencia 11] de la empresa SKF. A continuación se muestran las tolerancias seleccionadas:

Rango del diámetro nominal interno del cojinete: 24 – 30 *mm*

Juego radial interno máximo: 20  $\mu m$

Juego radial interno mínimo: 5  $\mu m$

A partir del juego recomendado por el fabricante se pueden calcular los diámetros máximo y mínimo del eje con las ecuaciones (4.4.35) y (4.4.36):

$$d_{Me} = D_A - J_m \quad (4.4.35)$$

$$d_{me} = D_A - J_M \quad (4.4.36)$$

Donde:

$d_{Me}$ : diámetro máximo del eje.

$d_{me}$ : diámetro mínimo del eje.

$D_A$ : diámetro del agujero del rodamiento.

$J_M$ : juego radial interno máximo.

$J_m$ : Juego radial interno mínimo.

*Cojinete de 1 pulg (25,4 mm)*

Sustituyendo en la ecuación (4.4.35):

$$d_{Me} = 25,4 \text{ mm} - 5 * 10^{-3} \text{ mm} = 25,397 \text{ mm}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.36):

$$d_{me} = 25,4 \text{ mm} - 20 * 10^{-3} \text{ mm} = 25,380 \text{ mm}$$

*Cojinete de 1 ¼ pulg (31,75 mm)*

Sustituyendo en la ecuación (4.4.35):

$$d_{Me} = 31,75 \text{ mm} - 5 * 10^{-3} \text{ mm} = 31,745 \text{ mm}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.36):

$$d_{me} = 31,75 \text{ mm} - 20 * 10^{-3} \text{ mm} = 31,73 \text{ mm}$$

En lo que respecta a la vida útil del cojinete, el fabricante [ver referencia 10] solo propone información para calcular la misma cuando el cojinete esta sometido a altas revoluciones, es decir cuando se calcula por carga dinámica, debido a que la falla de los rodamientos es por lo general debido a la fatiga del metal que lo conforma. Para el caso de carga estática el fabricante recomienda no calcular su vida útil pues el rodamiento fallara por otros aspectos distintos a los predecibles por el fenómeno de vida útil.

### e) Diseño de la unión atornillada.

Se realiza la selección de los tornillos para unir el elemento 9 con la caja de rodamientos y ésta con el elemento 10, como se observa en la figura 4.4.2.18 (pág. 119), para ello se utilizan tornillos UNC 1/2-13 (longitud a seleccionar posteriormente) de material SAE grado 8, disponibles en la empresa, cuya características son las siguientes (el siguiente análisis se realizará con unidades del Sistema Ingles debido a la disponibilidad de tornillos y pernos, especificando en ocasiones con unidades del Sistema Internacional):

$$E = 30 \times 10^3 \text{ Ksi}$$

Esfuerzo de fluencia,  $S_y = 150 \text{ Ksi}$

Resistencia de prueba mínima,  $S_p = 85 \text{ Ksi}$

Resistencia mínima a tensión,  $S_u = 120 \text{ Ksi}$

### Cálculo de números de pernos y dimensiones.

Para el número de pernos se realiza un análisis de superficie disponible (basados en la referencia [1]), como se muestra en la figura 4.4.2.20.

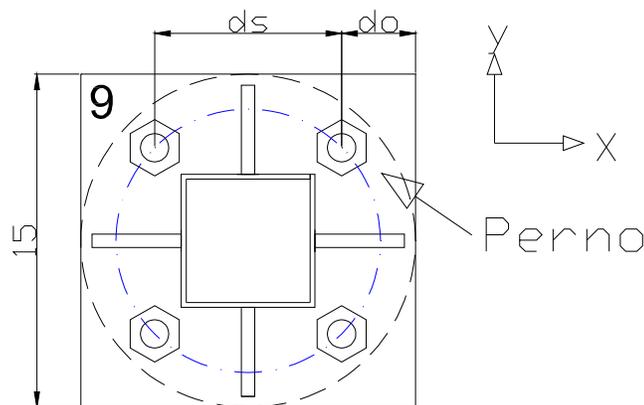


Figura 4.4.2.20: Distribución de pernos en elementos de unión (Medidas en cm).

Las variables se utilizadas en la figura con el fin de identificar dimensiones específicas en la unión, las cuales se obtiene utilizando un análisis basado en la referencia [1], la línea azul representa el perímetro medio de la superficie disponible, entonces se tiene:

$$d_o = 3,25 \text{ cm}$$

$$d_s = 85 \text{ cm}$$

$d$  : diámetro del perno,  $d = 0,5 \text{ pulg}$  (1,27cm)

Número de pernos = 4.

Se selecciona una arandela (según tabla E-32 referencia [1]) cuyas características son:

Diámetro interno = 0,562 pulg.

Diámetro externo (D) = 1,375 pulg.

Espesor ( $t_a$ ) = 0,109 pulg.

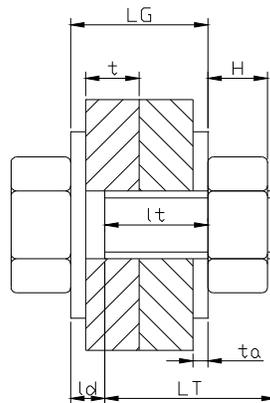


Figura 4.4.2.21: Dimensiones a determinar del perno. (Medidas en cm).

Donde:

$$t = 39,35 \times 10^{-2} \text{ pulg} (1 \text{ cm})$$

$$H = 7/16 \text{ pulg} = 43,75 \times 10^{-2} \text{ pulg}, \text{ Referencia [1].}$$

En la figura 4.4.2.21 se observan las dimensiones necesarias para obtener el diseño del perno, de la cual podemos obtener:

$$L_G = 1,005 \text{ pulg}$$

Entonces necesariamente la longitud del vástago del tornillo o perno ( $L_{iv}$ ) debe ser:

$$L_{iv} \geq L_G + H \text{ por lo que tomamos } \rightarrow L_{iv} = 1\frac{1}{2} \text{ pulg} = 1,5 \text{ pulg}$$

la longitud roscada ( $L_T$ ) será  $\rightarrow L_T = 0,25 \text{ pulg}$

y la longitud roscada ( $ld$ )  $\rightarrow ld = 0,25 \text{ pulg}$

finamente se obtiene  $lt = 0,755 \text{ pulg}$

Determinación de la Rigidez del perno. ( $K_b$ )

Se determina la rigidez del perno a través de la ecuación (4.4.37) (referencia [1]):

$$K_b = \frac{E \cdot At \cdot Ad}{Ad \cdot lt + At \cdot ld} \quad (4.4.37)$$

Donde:

$Ad$ : área de la zona lisa.

$At$ : área de zona roscada. (Se obtiene de la referencia [1]).

$$Ad = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 19,63 \times 10^{-2} \text{ pu lg}^2$$

$$At = 14,19 \times 10^{-2} \text{ pu lg}^2$$

Sustituyendo en ecuación (4.4.37):

$$K_b = 4,55 \times 10^6 \text{ lbf / pu lg}$$

Determinación de la Rigidez del material. ( $K_m$ )

Esta rigidez se determina para cada pieza de la unión, con la ecuación (4.4.38), pero para este caso como el material de las piezas a unir es el mismo, igual espesor y existen arandelas en ambos lados con el mismo diámetro, entonces:

$$K_{m1} = K_{m2} = K_m$$

La rigidez del material viene por la ecuación (4.4.38) (referencia [1]):

$$K_{mi} = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot E_i \cdot d_i}{\text{Ln} \left[ \frac{(1,15 \cdot t_i + D_i - d_i)(D_i + d_i)}{(1,15 \cdot t_i + D_i + d_i)(D_i - d_i)} \right]} \quad (4.4.38)$$

Sustituyendo en (4.4.38):

$$K_m = 135,46 \times 10^6 \text{ lbf / pu lg}$$

El factor de rigidez de la unión se obtiene por la ecuación (4.4.39) (referencia [1]):

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (4.4.39)$$

Se obtiene  $\rightarrow C = 62,95 \times 10^{-3}$

Determinación de las cargas.

Las porciones de carga que reciben el perno y el material vienen dadas por las ecuaciones (4.4.40) y (4.4.41) respectivamente (referencia [1]):

$$P_b = C.P \quad (4.4.40)$$

$$P_m = (1 - C).P \quad (4.4.41)$$

La carga aplicada en cada perno (P) será:

$$P = \frac{R_{8z}}{4} = 84,86 \text{ lbf} \quad (37,75 \text{ kg})$$

Sustituyendo:  $P_b = 5,34 \text{ lbf}$        $P_m = 79,52 \text{ lbf}$

Las cargas resultantes se calculan con las ecuaciones (4.4.42) y (4.4.43) (referencia [1]):

$$F_b = F_i + P_b \quad (4.4.42)$$

$$F_m = F_i - P_m \quad (4.4.43)$$

Donde:

$F_i$ : Precarga aplicada al perno. y se obtiene de la tabla de la referencia [1]:  
la cual recomienda, de acuerdo de este caso:  $F_i = 0,9 S_p . A_t$ , obtenemos:

$$F_i = 10855,35 \text{ lbf}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.4.42) y (4.4.43), respectivamente:

$$F_b = 10860,69 \text{ lbf} \quad \text{y} \quad F_m = 10775,83 \text{ lbf}$$

#### Determinación de esfuerzos y factor de seguridad.

El esfuerzo máximo de tensión en el perno es:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} \rightarrow \sigma_b = 76537,63 \text{ psi}$$

El análisis se ha hecho como para toda la estructura a carga estática. El factor de seguridad de fluencia viene dado por:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_b} \rightarrow N_y = 1,96$$

“Si se elige un factor de seguridad  $N = 1.5$ , se toman en cuenta aproximadamente tres desviaciones estándar de los valores de precarga. Por

consiguiente, en general, elíjase un factor de seguridad  $N \geq 1,5 \dots$  (referencia 1). Considerando esto y condición a carga estática, el diseño es adecuado.

Determinación de la carga y factor de seguridad de separación de la unión.

La carga requerida para la separación y factor de seguridad ( $P_o$ ) viene a partir de la ecuación (4.4.44) y (4.4.45) respectivamente:

$$P_o = \frac{F_i}{(1-C)} \tag{4.4.44}$$

$$N_{sep} = \frac{P_o}{P} \tag{4.4.45}$$

Finalmente se obtiene:

$$P_o = 1.1584,60 \text{ lbf} \qquad N_{sep} = 136$$

El diseño es adecuado puede utilizarse tornillos UNC 1/2-13 x 1 1/2" acero SAE grado 8.

**4.4.2.10 Unión 10-11.**

**a) Tipo de unión.**

En la unión 10-11, se diseña el cordón de soldadura para los elementos finales pertenecientes al brazo propiamente, se realiza mediante una soldadura a filete, como se puede ver en la figura 4.2.2.22, esta unión consta de 2 barras que se unirán paralelamente a dos bordes de la plancha.

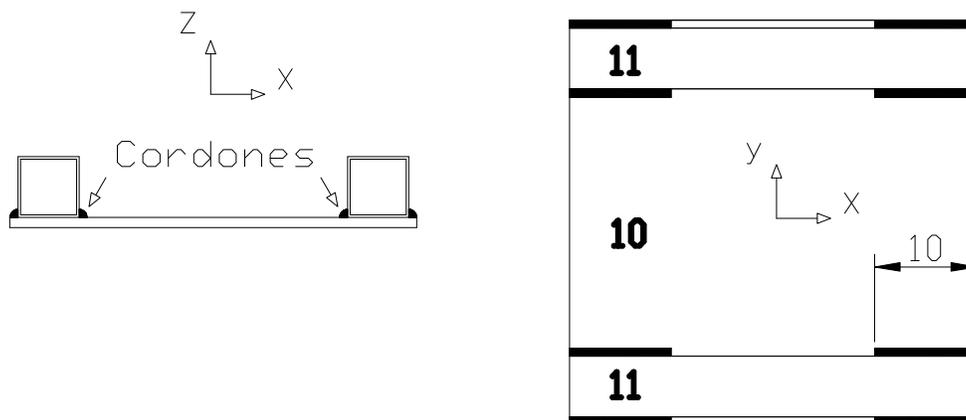


Figura 4.4.2.22: Ubicación de los cordones de soldadura en la unión 10-11, en el plano ZX e YX (medidas en cm)

Se realizará el diseño de solo un patrón específicamente los del lado izquierdo de la figura 4.4.2.22, debido a que en ese lado los esfuerzos van en

el mismo sentido y los esfuerzos del otro lado van en sentido contrario siendo entonces de menor magnitud los del lado izquierdo. Las especificaciones obtenidas para la unión del cordón estudiado se llevarán a cabo para todos los patrones.

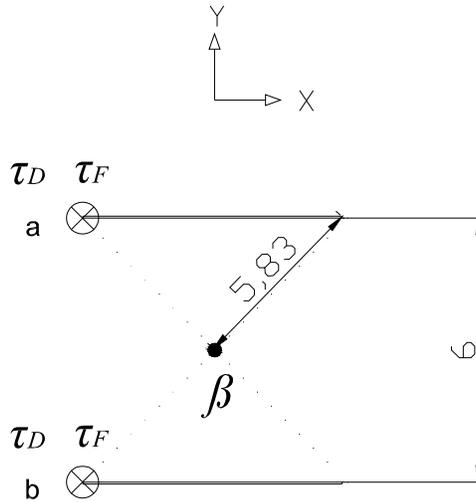


Figura 4.4.2.23: Diagrama de cuerpo libre del cordón de soldadura en la unión 6-7-8, en el plano YX.

Donde:

$\tau_D$  : cortante directo debido a  $R_{10z}$

$\tau_F$  : cortante por flexión debido a  $M_{f10} = M_{f9}$ .

$$P_9 = 1 \text{ kgf} ,$$

$$P_{\text{Caja Rodamiento}} = 4 \text{ kgf}$$

$$P_{10} = 2 \text{ kgf}$$

$$R_{10z} = R_{9z} + P_9 + P_{\text{Caja\_Rodamiento}} + P_{10} = 158 \text{ kgf}$$

### **b) Determinación de los esfuerzos presentes en la unión.**

Como se puede observar en la figura 4.4.2.23 los esfuerzos se encuentran ubicados solo en el eje z y por lo anteriormente dicho, en los cuatros puntos extremos del patrón el estado de esfuerzos es el mismo, por ello se estudia cualquiera.

Corte directo.

Sustituyendo en (4.4.20):

$$A_{g678} = 1,414h(10 \text{ cm}) = 14,14 \text{ cm} * h(\text{cm})$$

Sustituyendo en (4.4.7):

$$\tau_{D10-11} = \frac{158 \text{ kg}}{14,14 \text{ cm} * [h(\text{cm})]} = \frac{11,17 \text{ kg / cm}}{h(\text{cm})}$$

Corte por Flexión.

El momento de inercia para un patrón como el de la figura 4.4.2.23 de una soldadura a filete se calcula con la ecuación (4.4.32) [referencia 1]

Sustituyendo en (4.4.32):

$$I_{u610-11} = \frac{(10 \text{ cm})^3}{6} = 166,67 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo en (4.4.28):

$$I_{10-11} = 0,707 [h(\text{cm})] (166,67 \text{ cm}^3) = 117,84 \text{ cm}^3 * h(\text{cm})$$

Sustituyendo en (4.4.27):

$$\tau_{F10-11} = \frac{1348 \text{ kgf} * \text{cm}(5\text{cm})}{117,84 \text{ cm}^3 * [h(\text{cm})]} = \frac{57,20 \text{ kgf / cm}}{[h(\text{cm})]}$$

Esfuerzo resultante.

Para determinar el esfuerzo resultante en la sección crítica del cordón de soldadura, se suman vectorialmente los esfuerzos cortantes, en este caso ubicados en el eje Z.

$$\begin{aligned} \tau_{R678} &= \tau_{D10-11} + \tau_{F10-11} \\ \tau_{F10-11} &= \frac{11,17 \text{ kgf / cm}}{[h(\text{cm})]} + \frac{57,20 \text{ kgf / cm}}{[h(\text{cm})]} \\ \tau_{R678} &= \frac{68,387 \text{ kgf / cm}}{h(\text{cm})} \end{aligned}$$

### c) Teoría de falla.

Sustituyendo en la ecuación (4.4.24):

$$\frac{68,37 \text{ kg / cm}}{h(\text{cm})} = 1.708 \text{ kg / cm}^2$$

Resolviendo se obtiene  $h = 0,040 \text{ cm} = 0,40 \text{ mm}$

## 4.4.3 Diseño del sistema de accionamiento neumático.

El brazo mecánico opera a través de un sistema neumático, que permite al operador realizar desplazarlo con movimientos ascendentes y descendentes aplicando un mínimo esfuerzo. La fuerza necesaria para mover el brazo la proviene del cilindro neumático, para ello el cilindro debe aplicar tres fuerzas diferentes, una cuando no halla puerta, otra diferente cuando este montada sobre el brazo la puerta más pesada (Grand Cherokee delantera) y otra fuerza cuando este cualquier otra puerta (recordando que todas las otras puertas tienen el mismo peso). Para que el cilindro pueda aplicar fuerzas diferentes deben estar aplicadas presiones diferentes, por lo tanto circuito de control neumático es muy particular para poder cumplir con los requerimientos. A continuación se determinan las presiones necesarias en el cilindro para poder cumplir con los requerimientos y se describe el sistema de accionamiento neumático.

#### 4.4.3.1 Cálculo de presiones requeridas en el cilindro.

En la figura 4.4.1.16 (pág. 73) se muestra la modelación matemática del mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico, utilizada para determinar las fuerzas aplicadas, donde se incluye la fuerza del cilindro, cabe destacar que dichas fuerzas se determinaron resolviendo el sistema de ecuaciones, para el caso crítico suponiendo que la puerta pesa 30 kg, lo cual no es cierto, pero como se explico anteriormente, la suposición se hace para efectos del diseño y selección de elementos. Para determinar la presión necesaria en el cilindro se debe colocar el peso real de la puerta, pues si la presión se determina con una fuerza diferente no se alcanzara la condición de "Gravedad Cero", es decir, el sistema no se equilibraría y no serviría para nada el brazo mecánico.

Si bien es cierto que en la figura 4.4.1.16 (pág. 73) no se observa directamente el peso de la puerta, este esta involucrado en  $R_{4z}$  y en  $M'_{f5}$ , si se hace un recuento de todos las sumatorias de fuerzas para mantener el equilibrio estático del elemento 5 hasta el elemento 1, se obtienen las ecuaciones (4.4.46) y (4.4.47), que son los factores  $R_{4z}$  y  $M'_{f5}$  en función del peso de la puerta.

$$R_{4z} = P_p + 4 \text{ kgf} \quad (4.4.46)$$

$$M'_{f5} = P_p (12 \text{ cm}) + 8 \text{ kgf} * \text{cm} \quad (4.4.47)$$

Al sistema de ecuaciones utilizado para calcular las fuerzas del mecanismo (ver pág. 73) se le pueden aplicar ciertos artificios matemáticos para dejar la fuerza del cilindro en función a la fuerza  $R_{4z}$ , obteniéndose la ecuación (4.4.48):

$$F_{cz} = \frac{R_{4z} (67 \text{ cm}) + 352 \text{ kgf} * \text{cm}}{25 \text{ cm}} \quad (4.4.48)$$

Sustituyendo la ecuación (4.4.46) en la ecuación (4.4.48) se obtiene la ecuación (4.4.49):

$$F_{cz} = \frac{P_p (67 \text{ cm}) + 620 \text{ kgf} * \text{cm}}{25 \text{ cm}} \quad (4.4.49)$$

Ahora se puede determinar la fuerza y con ella la presión necesaria en el cilindro para las condiciones de carga y descarga. Para la condición de descarga el peso de la puerta será nulo, para la condición de carga habrá una carga máxima que es el peso máximo de la puerta de 17kg, y una condición de carga mínima que es el peso del resto de las puertas que es 14kg.

**a) Cálculo de la presión necesaria en el cilindro para la condición de descarga.**

Sustituyendo  $P_p = 0 \text{ kgf}$  en la ecuación (4.4.40):

$$F_{cz} = \frac{620 \text{ kgf} * \text{cm}}{25 \text{ cm}} = 24,8 \text{ kgf} \cong 25 \text{ kgf}$$

Sustituyendo el diámetro del cilindro seleccionado (10cm ver pag 136) en la ecuación (4.4.16) para calcular el área del émbolo del cilindro:

$$A = \frac{\pi(10 \text{ cm})^2}{4} = 78,54 \text{ cm}^2$$

Sustituyendo los valores de fuerza y área en la ecuación (3.7) para determinar la presión en el cilindro:

$$p = \frac{25 \text{ kgf}}{78,54 \text{ cm}^2} = 0,32 \text{ kgf / cm}^2 \quad (\cong 5 \text{ psi})$$

Se transforma la presión a unidades inglesas debido a que los manómetros de la empresa miden en esas unidades, la presión se aproxima al entero superior por que hay ciertos pesos pequeños de algunos elementos que no se están considerando para el cálculo. La presión obtenida es un valor de referencia, a la hora de la instalación se tendrá que ajustar la presión empíricamente, que debe ser cercana a la calculada.

**b) Cálculo de la presión necesaria en el cilindro para la condición de carga máxima.**

Sustituyendo  $P_p = 17 \text{ kg}$  en la ecuación (4.4.40):

$$F_{cz} = \frac{(17 \text{ kgf})(67 \text{ cm}) + 620 \text{ kgf} * \text{cm}}{25 \text{ cm}} = 70,36 \text{ kgf} \cong 71 \text{ kgf}$$

Sustituyendo los valores de fuerza y área en la ecuación (3.7) para determinar la presión en el cilindro:

$$p = \frac{71 \text{ kgf}}{78,54 \text{ cm}^2} = 0,91 \text{ kgf / cm}^2 (\cong 13 \text{ psi})$$

**c) Cálculo de la presión necesaria en el cilindro para la condición de carga mínima.**

Sustituyendo  $P_p = 14 \text{ kg}$  en la ecuación (4.4.40):

$$F_{cz} = \frac{(14 \text{ kgf})(67 \text{ cm}) + 620 \text{ kgf} * \text{cm}}{25 \text{ cm}} = 62,32 \text{ kgf} \cong 63 \text{ kgf}$$

Sustituyendo los valores de fuerza y área en la ecuación (3.7) para determinar la presión en el cilindro:

$$p = \frac{63 \text{ kgf}}{78,54 \text{ cm}^2} = 0,80 \text{ kgf / cm}^2 (\cong 12 \text{ psi})$$

**4.4.3.2 Descripción del sistema neumático para el funcionamiento del brazo mecánico.**

En la figura 4.4.3.1 se muestra el sistema neumático para la condición de descarga, es decir cuando el brazo no esta sosteniendo ninguna puerta. En dicha figura los números en azul se refieren a la numeración de los elementos que conforman el sistema, mientras que los números en negro se refieren a la numeración. En la tabla 4.4.3.1 se muestra una descripción de cada una de los elementos que conforman el sistema, los elementos que no se numeran son un manómetro para verificar que el vacío sea adecuado y el filtro de vacío para proteger al eyector. Lo que refiere al eyector y ventosa es solo esquemático para ilustrar el funcionamiento de un eyector y una ventosa el otro eyector y las demás ventosas funcionan igual y en forma paralela lo ilustrado en el esquema.

La condición "Gravedad Cero", se logra gracias al escape abierto de los cilindros y las válvulas reguladoras 1.06 y 3.06 en cada cilindro, la cual envía o retira aire del cilindro para mantener siempre la misma presión de aire. Cuando el operador desee mover el brazo hacia arriba, es decir, desplazar el vástago cilindro hacia abajo (ver figura 4.4.1.1 pág. 46), lo hará con un mínimo esfuerzo, pues el escape libre de aire en el cilindro no restringe ese movimiento. Una vez que el vástago del cilindro es desplazado hacia abajo, la presión de aire disminuye, la válvula 1.06 censa esa caída de presión y envía aire al cilindro hasta equilibrar nuevamente la presión, cuando el operador deja de desplazar el brazo hacia arriba, este tendera a moverse hacia abajo, y por lo tanto el cilindro tendera a retraer su vástago, pero eso no va a suceder, ya que la reguladora nivelo la presión y hay un colchón de aire que equilibra el sistema nuevamente, por lo tanto el brazo se queda en esa posición. Cuando el operador desee mover el brazo hacia abajo, el vástago se mueve hacia arriba incrementando la presión, la reguladora censa el cambio de presión y sale aire del cilindro por el escape de la reguladora, hasta que se nivele la presión.

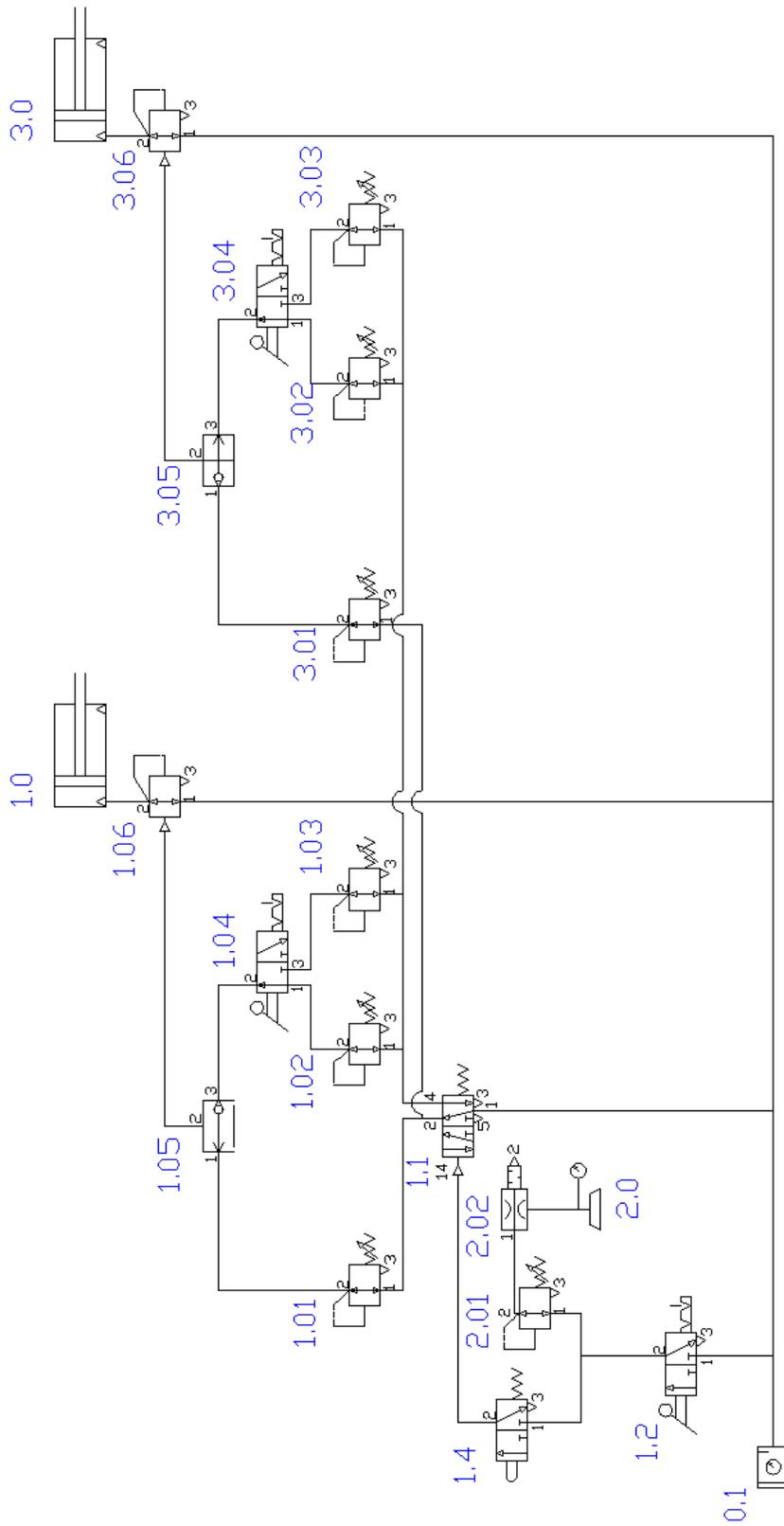


Figura 4.4.3.1: Sistema neumático para la condición de descarga.

Tabla 4.4.3.1: Descripción de los elementos que conforman el sistema neumático.

<b>Numero</b>	<b>Tipo de elemento</b>	<b>Descripción</b>
1.0, 3.0	Cilindro neumático	Extiende o retrae su vástago, dependiendo de donde se aplique la presión de aire.
1.06; 3.06	Válvula reguladora de presión pilotada	Recibe una señal y ajusta la presión de salida de acuerdo a la señal enviada
1.05; 3.05	Válvula selectora	Tiene dos entradas y una salida, selecciona la entrada que primero suministre caudal y simultáneamente cierra la otra
1.04; 3.04; 1.2	Válvula 3/2 vías de accionamiento por palanca con enclavamiento mecánico.	La válvula conmuta solo cuando se mueve la palanca, posee un enclavamiento mecánico que la mantiene fija hasta mover la palanca
1.01; 1.02; 1.03; 3.01; 3.02; 3.03; 2.01	Válvulas reguladoras de presión ajustables.	Regulan la presión de aire a la salida por debajo de la de entrada, la presión de salida se ajusta mediante una perilla.
1.1	Válvula 5/2 vías monoestable de accionamiento neumático	La válvula reencuentra en una posición normalmente hasta que se aplica una señal de aire, que la hace vascular, al dejar de aplicar la señal regresa a su posición normal.
1.4	Válvula 3/2 vías, monoestable, de accionamiento por leva	La válvula reencuentra en una posición normalmente hasta que un objeto acciona la leva, que la hace vascular, al dejar de presionar la leva regresa a su posición normal.
2.02	Eyector de vacío con silenciador.	El aire circula a través de él y genera un vacío, el silenciador minimiza el ruido de aire escapando
2,0	Ventosa	Funciona con el principio de succión por vacío, con una fuerza proporcional al vacío generado.
0.1	Unidad de mantenimiento con lubricación.	Filtra, lubrica y regula el aire comprimido de alimentación.

En resumen la válvula reguladora 1.06 siempre mantendrá la misma presión en el cilindro 1.0, por lo tanto la fuerza que ejerce el cilindro será la misma lo que implica que el sistema siempre estará equilibrado y el brazo mecánico se mantendrá en la posición deseada. La reguladora 1.06 regula la presión de acuerdo a la señal que se le da, como el brazo maneja tres pesos, la reguladora trabajara con tres presiones diferentes, entonces necesitara tres señales distintas, son las válvulas 1.01, 1.02 y 1.03 las encargadas de enviar

esas tres señales diferentes, la válvula 1.01 envía la señal de ajuste para condición de descarga, la válvula 1.02 envía la señal de ajuste para condición de carga máxima y la válvula 1.03 envía la señal de ajuste para condición de carga mínima .

Cuando el brazo no sostiene puerta (ver figura 4.4.3.1 pág. 134), la válvula 1.1 esta en su posición normal, el aire pasa a través de ella y enviado a la reguladora 1.01, este envía aire regulado a la válvula 1.05. Por las válvulas 1.02 y 1.03 no circula aire, por lo tanto la única señal aplicada a la válvula 1.05 será el regulado por la válvula 1.01, entonces el aire pasa a la reguladora 1.06 le da la señal para que ajuste la presión de salida en 5psi (presión necesaria en el cilindro condición de descarga).

En la figura 4.4.3.2 se muestra el sistema neumático en posición de carga máxima, el operador debe seleccionar carga máxima a través de la válvula 1.04, para trabajar con el aire de la válvula 1.02 y bloquear el aire de la válvula 1.03, luego debe accionar la válvula 1.2 a través de la palanca, el aire pasa hacia las válvulas 1.4 y 2.01. la válvula 2.01, regula la presión necesaria para que el eyector genere el vacío correcto y las ventosas comienzan a succionar. Paralelamente el aire pasara a través de la válvula 1.4, que deberá estar activada, es decir, las ventosas deberán estar colocadas sobre la puerta, para que el aire sea enviado a la válvula 1.1 y hacerla vascular, de esta manera se corta el suministro de aire hacia la válvula 1.01 y se envía hacia las válvulas 1.02 y 1.03, como el operador previamente tuvo que haber seleccionado el aire de la válvula 1.02 a través del selector 1.04, el aire es enviado a la reguladora 1.06 como señal de carga máxima, para que esta regule la presión en el cilindro a 13 psi. En caso de que se accione este pulsador por error cuando no está la puerta en cerca de las ventosas la válvula 1.4 no estará activada por lo tanto la válvula 1.1 no conmuta y el sistema seguirá trabajando a condición de descarga. Para el caso de carga mínima sucederá exactamente lo mismo que para este caso, la diferencia esta en que el operador deberá accionar la válvula 1.04 a través de la palanca, para seleccionar el aire de la reguladora 1.03 y cortar el aire de la reguladora 1.02.

Todo lo anterior también aplica para el cilindro de frenado, que detendrá la tendencia de la puerta a girar con respecto al elemento 2 (ver figura 4.4.3.1 pág. 134), será fácil manipular el giro de la puerta respecto a ese eje debido a que se alcanza la condición de "Cero Gravedad".

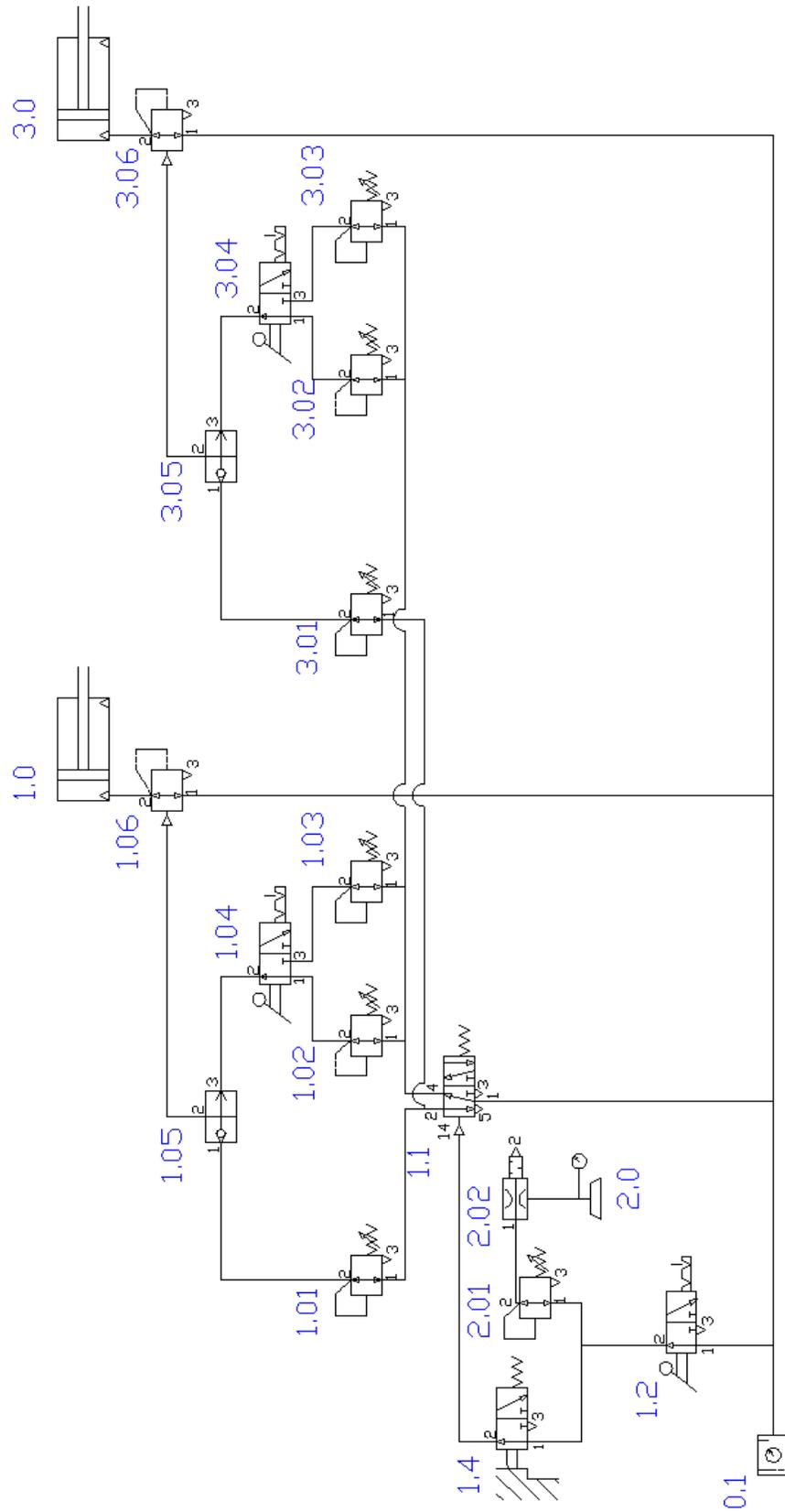


Figura 4.4.3.2: Sistema neumático para la condición de carga máxima.

## 4.4.4 Selección de componentes del sistema neumático.

### 4.4.4.1 Selección del cilindro neumático para el accionamiento del brazo mecánico.

#### a) Cilindro y elementos de fijación

Para la selección del cilindro se calcula un diámetro aproximado del embolo con la fuerza necesaria y presión de aire disponible, suponiendo una presión de 50 psi (344750 Pa) que es mucho menor a la disponible, y aproximando la fuerza del cilindro a 100 kgf (1000 N) de la ecuación (3.7)

$$A = \frac{F}{P} = \frac{1.000N}{344.750Pa} = 2,9 * 10^{-3} m^2$$

Despejando el diámetro de la ecuación (4.16) y sustituyendo el área:

$$d = \sqrt{\frac{4.A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(2,9 * 10^{-3} m^2)}{\pi}} = 0,0608 m = 60,8 mm$$

Con el diámetro del embolo se entra a un catálogo de Festo (ver anexo C, pág. A-2) y se selecciona un cilindro normalizado DNC, cuyas características similares son similares a algunos cilindros disponibles en la planta, las cuales son:

Diámetro: 100 mm

Carrera: 300 mm.

Momento flector máximo que soporta: 450 kg\*cm.

Código: DNC-100-300-P

Las dimensiones de este cilindro se muestran en el anexo D (pág. A-3). Del mismo catálogo se seleccionan los accesorios para los pivotes del cilindro, como se puede observar, el cilindro soporta un momento flector menor al que esta sometido, por ello se le coloca una rotula hembra roscada al vástago que anule la flexión en el cilindro. Los accesorios seleccionados se muestran en el anexo E (pág. A-4), son los siguientes:

Articulación para el cilindro: brida basculante SNC – 100.

Caballote para articulación del cilindro: caballote LSNG – 100.

Rotula para el vástago: cabeza de rotula CRSGS – M20x1,5.

Caballote para articulación del vástago (parte inferior): caballote LBG – 100.

#### Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/2 – 8. Cantidad = 2 (entrada y salida). Anexo O.

### **b) Consumo de aire del cilindro.**

El consumo de aire aproximado del cilindro bajo condiciones específicas puede obtener por la ecuación (4.4.50) (referencia [4]):

$$Q_{cil} = \frac{\pi \cdot L_{carr} \cdot P_{trab} \cdot n_{cic}}{4.000} (2D_{emb}^2 - d_{vás}^2) \quad (4.4.50)$$

Donde:

$Q_{cil}$  : caudal de consumo del cilindro ( $l/min$ ).

$L_{carr}$  : carrera del vástago ( $cm$ ).

$P_{trab}$  : presión de trabajo del cilindro ( $bar$ ).

$n_{cic}$  : número de ciclos por minuto ( $ciclos/min$ ).

$D_{emb}$  : diámetro del émbolo ( $cm$ ).

$d_{vás}$  : diámetro del vástago ( $cm$ ).  $d_{vás} = 2,5cm$ , ver anexo D (pág. A-3).

Considerando una velocidad para el vástago, en función de las condiciones de ensamble descrita, de  $20 cm/seg$ , se tiene que  $n_{cic} = 20 ciclos/min$ .

Sustituyendo en la ecuación (4.4.50) se tiene que:

$$Q_{cil} = \frac{\pi \cdot (30 cm) \cdot (3,45 bar) \cdot (20 ciclos/min)}{4000} [2(10 cm)^2 - (2,5 cm)^2]$$

$$Q_{cil} \cong 315 l/min$$

Este caudal se tomará como el mínimo de referencia para la selección de válvulas y tuberías.

#### **4.4.4.2 Selección del cilindro neumático para el frenado de la estructura de soporte de las ventosas.**

##### **a) Cilindro y elementos de fijación**

La inercia de la puerta hace que la estructura que soporta a las ventosas (elementos 1) tienda a girar con respecto al elemento 2, es por ello que es necesario un freno, pero dicho freno debe mantener la puerta en un sitio, pero debe permitir que el operador mueva y ancle la puerta a su antojo, por lo tanto se utiliza un cilindro neumático con el mismo principio que el cilindro de accionamiento del brazo, gravedad cero, siendo el esquema neumático igual, lo único diferente será el cilindro que debe ser mas pequeño pues ejercerá menos fuerza.

El momento que hace tender a la puerta hacia adelante el momento tursor del elemento 3, la ubicación del cilindro de frenado se muestra en la figura 4.4.1.1 (pág. 46), el cilindro esta separado 10cm del elemento 2, por lo tanto la fuerza que tiene que aplicar seta:

$$F_{cf} = \frac{M_{T2}}{10 \text{ cm}} = \frac{300 \text{ kgf} * \text{cm}}{10 \text{ cm}} = 30 \text{ kgf}$$

Cálculo del diámetro aproximado del embolo, con una presión de suministro de 50 psi (344750Pa), de la ecuación (3.7)

$$A = \frac{F}{P} = \frac{300 \text{ N}}{344.750 \text{ Pa}} = 8,70 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Despejando el diámetro de la ecuación (4.16) y sustituyendo el área:

$$d = \sqrt{\frac{4.A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(8,70 * 10^{-4} \text{ m}^2)}{\pi}} = 0,0333 \text{ m} = 3,33 \text{ cm}$$

Con el diámetro del embolo se entra a un catálogo de Festo (ver anexo C, pág. A-2) y se selecciona un cilindro normalizado DNC, cuyas características similares son similares a algunos cilindros disponibles en la planta, las cuales son:

Diámetro: 40 mm  
 Carrera: 100 mm.  
 Momento flector máximo que soporta: 100 kg\*cm.  
 Código: DNC-40-100-P

Las dimensiones del cilindro se muestran en el anexo D. Del mismo catálogo se seleccionan los accesorios para los pivotes del cilindro. Es necesario colocar una rótula hembra roscada al vástago ya que este punto de articulación es pivote de giro en dos ejes. Los accesorios seleccionados se muestran en el anexo E, son los siguientes:

Articulación para el cilindro: brida basculante SNC – 40.  
 Caballete para articulación del cilindro: caballete LSNG – 40.  
 Rotula para el vástago: cabeza de rotula SGS – M12x1,25.  
 Caballete para articulación del vástago (parte inferior): caballete LBG – 40.

Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/4 – 6. Cantidad = 2 (entrada y salida) Anexo O.

Finalmente se realiza un recálculo de presión necesaria en el cilindro:

De la ecuación (3.7):

$$P = \frac{F}{A} = \frac{300 \text{ N}}{12,57 * 10^{-4} \text{ m}^2} = 238.739 \text{ Pa} \quad (34,62 \text{ psi})$$

### **b) Consumo de aire del cilindro.**

El consumo de aire aproximado del cilindro bajo condiciones específicas se obtiene como sigue:

Diámetro del vástago,  $d_{v\acute{a}s} = 1,6 \text{ cm}$ , ver anexo D.

Considerando una velocidad para el vástago, en función de las condiciones de ensamble descrita, de  $15 \text{ cm/seg}$ , se tiene que  $n_{cic} = 45 \text{ ciclos/min}$ .

Sustituyendo en la ecuación 4.4.50, se tiene que:

$$Q_{cil} = \frac{\pi \cdot (10 \text{ cm}) \cdot (2,39 \text{ bar}) \cdot (45 \text{ ciclos/min})}{4.000} [2(4 \text{ cm})^2 - (1,60 \text{ cm})^2]$$

$$Q_{cil} \cong 30 \text{ l/min}$$

Este caudal se tomará como el mínimo de referencia para la selección de válvulas y tuberías.

#### **4.4.4.3 Selección de válvulas para el accionamiento de los cilindros.**

##### **a) Válvula 1.06.**

Válvula reguladora de aire servopilotada, que alimenta al cilindro.

Se selecciona una válvula reguladora de aire de precisión operada por pilotaje, esta válvula regula la presión de salida, con precisión y una manera casi constante, dependiendo de la configuración de la señal de aire que se le suministre. Esta configuración se realiza de acuerdo al rango de control de la válvula en función de la señal, que obtenemos de las gráficas que pueden apreciarse en el anexo F (pág. A-7).

Este regulador tiene una capacidad de caudal aproximada de 417 l/min (a  $P_1 = 6,9 \text{ Bar}$  y  $P_{señal} = 1,4 \text{ Bar}$ ), con un rango de presión de salida de 0,15 – 8 Bar. Presión máxima de alimentación al regulador ( $P_1$ ) de 10,5 Bar, Presión de señal ( $P_{señal}$ ) máxima de 8 Bar. Con conexión neumática de 1/4" (NTP). Finalmente se obtiene, de la referencia [5], Precision Air Relay, Type 200EB.

##### **Accesorios.**

Racor rápido roscado: QS – 1/4 – 8. Cantidad = 3 (entradas y salidas) Anexo O (pág. A-17).

##### **b) Válvula 1.05.**

Válvula lógica de selección o enlace "o", para selección de flujo de aire de acuerdo a las opciones de carga y descarga del brazo mecánico.

Se selecciona un enlace “o” tipo OS – ¼ - B, (de la referencia [4]), ver anexo G (pág. A-8), el cual tiene una condiciones de funcionamiento de: Presión 1 – 10 Bar, Caudal Nominal 1170 l/min)

#### Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/4 – 8. Cantidad = 3 (entradas y salidas) Anexo O.

#### **c) Válvula 1.04.**

Válvula accionada por palanca, para seleccionar opción de carga máxima o mínima.

Se selecciona una válvula neumática 3/2 vías de accionamiento por palanca, con enclavamiento, para permitir la selección de paso de aire dependiendo del tipo de puerta a ensamblar. Dicha válvula opera en un rango de presión de 0,95 – 10Bar con un caudal nominal de 600 l/min, de conexión neumática de G1/4, las especificaciones pueden verse en el anexo H (pág. A-9).

Se obtiene del catálogo de Productos Festo (ver referencia [4]), de la sección Válvulas de Accionamiento Manual de Montaje directo, cuyo código es: H – 3 – 1/4 – B

#### Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/4 – 8. Cantidad = 3 (entradas y salidas) Anexo O.

#### **d) Válvulas 1.01, 1.02 y 1.03.**

Válvula reguladora de presión, para suministrar señal neumática a la reguladora de presión que alimenta el cilindro neumático.

Para este caso el rango de presión a controlar puede ser seleccionado independientemente de la presión necesaria para el cilindro, solo se necesita que cada válvula suministre una señal de aire a presión diferente para la reguladora servopilotada (válvula 1.06).

Se selecciona una válvula neumática reguladora de presión, tipo LR – 1/8 – D – 7 – MINI (ver referencia [4]), con un margen de regulación de presión de 0,5 - 7 Bar, conexión neumática de G1/8, con un caudal de operación de 120 – 12.500 l/min y con un caudal nominal (con  $P_2 = 6\text{Bar}$ ) de 1.000 l/min, recordando que la presión de salida ( $P_2$ ) será diferente para cada reguladora dependiendo de la configuración de la reguladora de presión servopilotada (1.06), las especificaciones pueden verse en el anexo I (pág. A-10).

### Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/8 – 8. Cantidad = 6 (entradas y salidas) Anexo O.

Distribuidor, racor múltiple: QSLV3 – G1/4 – 8. Cantidad = 1. Anexo R (pág. A-21).

Racor con rosca interna: QSF – 1/4 – 8. Cantidad = 1. Anexo S (pág. A-22).

#### **e) Válvula 1.1.**

Válvula de accionamiento neumático de dos posiciones.

Se selecciona una válvula Normalizada tipo VL – 5/2 – 02 – FR, según catálogo de Productos Festo (referencia [4]), con las siguientes especificaciones: 5/2 vías de accionamiento neumático monoestable con reposición mecánica, caudal nominal de 500 l/min y una presión de operación de -0,9 – +10 bar, conexión neumática G1/8 y presión de pilotaje de 3 – 10 bar.

En el anexo J (pág. A-11), se puede apreciar la gráfica de la presión de pilotaje ( $P_{12}$ ) en función de la presión de operación ( $P_1$ ), de la cual obtenemos  $P_{12}$ , ya que  $P_1 = 3,45bar$ , este valor se ubica en el eje horizontal y subimos verticalmente hasta cortar la curva 2, en ese punto nos desplazamos horizontalmente hacia la izquierda hasta cortar el eje vertical y se lee el valor, el cual es:  $P_{12} \approx 1bar$ .

### Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/8 – 8. Cantidad = 4 (entradas y salidas) Anexo O.

#### **f) Válvula 1.4.**

Válvula de accionamiento por leva, para censar la ubicación de la puerta en el sistema en la posición de agarre.

Se selecciona una válvula neumática de accionamiento por leva, tipo V / 0 – 3 – 1/8, según catálogo de Productos Festo (ver referencia[4]), con un margen de presión de operación en -0,95 – +8 bar, conexión neumática de G1/8, con un caudal nominal de 140 l/min, se trata de una válvula de 3/2 vías, normalmente cerrada, demás las especificaciones se pueden ver en el anexo K (pág. A-13).

### Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/8 – 8. Cantidad = 2 (entrada y salida) Anexo O.

Racor rápido en Y: QSY – 8. Cantidad = 1 Anexo Q (pág. A-20).

### **g) Válvula 1.2.**

Válvula accionada por palanca, para seleccionar opción de carga o descarga

Se selecciona una válvula neumática 3/2 vías de accionamiento por palanca, con enclavamiento, para permitir la selección de paso de aire para la carga o descarga. Dicha válvula opera en un rango de presión de 0,95 – 10Bar con un caudal nominal de 600 l/min, de conexión neumática de G1/4, las especificaciones pueden verse en el anexo H (pág. A-9).

Se obtiene del catálogo de Productos Festo (ver referencia [4]), de la sección Válvulas de Accionamiento Manual de Montaje directo, cuyo código es: H – 3 – 1/4 – B

#### Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/4 – 8. Cantidad = 2 (entrada y salida) Anexo O.

### **h) Válvula 2.01.**

Válvula reguladora de presión de alimentación al generador de vacío. La regulación de presión de este flujo de aire no requiere de gran precisión, ya que la fuerza de succión tiene una tolerancia y acepta a mayor magnitud a lo establecido.

Se selecciona una válvula neumática reguladora de presión, tipo LR – 1/4 – D – 7 – MINI (ver referencia [4]), con un margen de regulación de presión de 0,5 - 7 bar, conexión neumática de G1/8, con un caudal de operación de 120 – 12500 l/min y con un caudal nominal (con  $P_2 = 6\text{bar}$ ) de 1600 l/min, y presión de entrada entre 1 – 16 bar, recordando que la presión de salida ( $P_2$ ) será de 3,45 bar. Demás especificaciones en el anexo L (pág. A-14).

#### Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/4 – 8. Cantidad = 2 (entrada y salida) Anexo O.

### **i) Unidad de Mantenimiento 0.1.**

Unidad de mantenimiento que filtre, regule y lubrique el aire de suministro a todo el sistema.

Se selecciona del Catálogo de Productos Festo (referencia [4]) Una unidad de mantenimiento tipo MSB6 – 1/2 ; C3 J3 M1 F3 – WP. Con especificaciones de operación de: caudal entre 900 – 3300 l/min, margen de regulación de presión de 1 – 12 bar, conexión neumática de G1/2, grado de filtración de  $5\mu\text{m}$ . Incluye lubricador y manómetro de indicación. Demás especificaciones en anexo M (pág. A-15). Esta unidad trabaja adecuada a las

condiciones del aire disponible, debido a que la presión disponible puede llegar a ser de 6,2 bar (90 psi).

Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/2 – 10. Cantidad = 2. Anexo O.

**j) Válvula 3.06.**

Válvula reguladora de aire servopilotada, que alimenta al cilindro de frenado.

Se selecciona una válvula reguladora de aire de precisión operada por pilotaje del mismo tipo y modelo que la válvula 1.06, ya que el rango de regulación de presión para el cilindro de frenado se encuentra entre el rango de operación de la válvula. Todas las especificaciones y datos de configuración se presentan en el anexo F.

Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/4 – 6. Cantidad = 1 (entradas señal) Anexo O.

Racor rápido roscado: QS – 1/4 – 8. Cantidad = 3 (entradas y salidas) Anexo O.

**k) Válvula 3.05.**

Válvula lógica de selección o enlace “o”, para selección de flujo de aire de acuerdo a las opciones de carga y descarga del brazo mecánico.

Se selecciona un enlace “o” tipo OS – 1/8 – B, (de la referencia [4]), ver anexo G, el cual tiene una condiciones de funcionamiento de: Presión 1 – 10 bar, Caudal Nominal 500 l/min, Conexión neumática para tubos de diámetro nominal de 3 mm.

Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/8 – 6. Cantidad = 3 (entradas y salidas) Anexo O.

**l) Válvula 3.04.**

Válvula accionada por palanca, para seleccionar opción de carga máxima o mínima.

Se selecciona una válvula neumática 3/2 vías de accionamiento por palanca, con enclavamiento, para permitir la selección de paso de aire dependiendo del tipo de puerta a ensamblar. Dicha válvula opera en un rango de presión de -0,95 – 10 bar con un caudal nominal de 600 l/min, de conexión neumática G1/8, las especificaciones pueden verse en el anexo N (pág. A-16).

Se obtiene del catálogo de Productos Festo (ver referencia [4]), de la sección Válvulas de Accionamiento Manual de Montaje directo, cuyo código es: KH/0 – 3 – PK3.

#### Accesorios.

Racor rápido roscado: QS – 1/8 – 6. Cantidad = 3 (entradas y salidas) Anexo O.

#### **m) Válvulas 3.01, 3.02 y 3.03.**

Válvula reguladora de presión, para suministrar señal neumática a la reguladora de presión que alimenta el cilindro neumático.

Para este caso el rango de presión a controlar puede ser seleccionado independientemente de la presión necesaria para el cilindro, solo se necesita que cada válvula suministre una señal de aire a presión diferente para la reguladora servopilotada (válvula 3.06).

Se selecciona una válvula neumática reguladora de presión estándar, tipo LR – M5 – D – 7 – O – MICRO (ver referencia [4]), con un margen de regulación de presión de 0,5 - 7 Bar, conexión neumática de M5, con un caudal de operación de 120 – 12500 l/min y con un caudal nominal (con  $P_2 = 6$  Bar) de 120 l/min, recordando que la presión de salida ( $P_2$ ) será diferente para cada reguladora dependiendo de la configuración de la reguladora de presión servopilotada (1.06), las especificaciones pueden verse en el anexo I .

#### Accesorios.

Racor reductor: QS – 8 – 6. Cantidad = 1. (sistema de tubería) Anexo T, pág. A-23.

Distribuidor, racor múltiple: QSLV3 – G1/ – 6. Cantidad = 1. (sistema de tubería). Anexo R.

Racor con rosca interna: QSF – 1/8 – 6. Cantidad = 1. (sistema de tubería). Anexo S.

Racor rápido roscado: QSM – M5 – 6. Cantidad = 6 (entradas y salidas) Anexo O.

### **4.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL BRAZO MECÁNICO.**

El brazo mecánico esta incompleto sin la estructura de soporte, todavía hay movimientos que no realiza, como lo son desplazamientos en los ejes “X” y “Y” según el sistema de referencia utilizado (ver figura 4.2.1, pág. 30) para poder abarcar toda la estación de trabajo. La razón por la cual el brazo no realiza esos desplazamientos por si solo, es que es mucho más sencillos hacer un sistema de rieles que se desplace, acoplar el brazo al sistema de rieles y así cumplir con las exigencias requeridas. En la figura 4.5.1 se muestra un sistema de rieles que permite desplazamientos, donde se puede observar que los rieles

(ver figura 4.5.1) son rígidos, es decir, no se desplazan, están anclados a un sistema de vigas de soporte, que para el caso de este diseño son las vigas de soporte de la estación (ver figura 4.1.6 y 4.2.3, pág. 29 y 31 respectivamente) el puente está acoplado a los rieles mediante unos patines permitiendo que los puentes se desplacen en un eje respecto a los rieles, es decir, los puentes tienen un grado de libertad, con esto se consigue el primer desplazamiento requerido. El brazo mecánico se acopla al puente de la misma forma (mediante patines) permitiendo que el brazo se desplace en un eje respecto al puente, con esto se consigue el segundo y ultimo desplazamiento requerido.

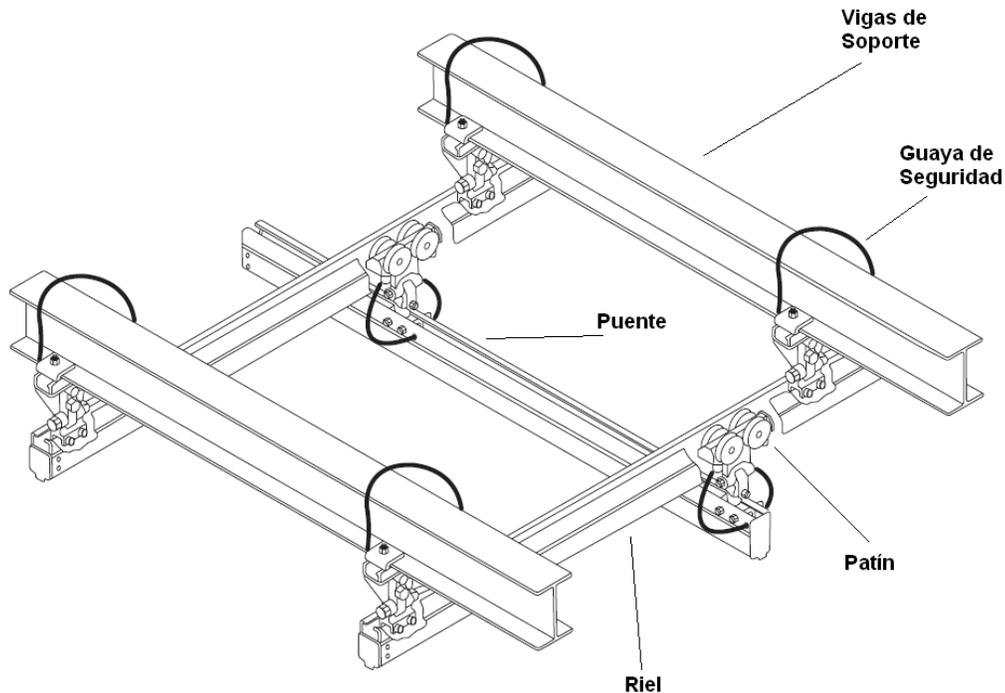


Figura 4.5.1: Sistema de rieles con desplazamiento.

Para que lo explicado anteriormente tenga aplicación, la fricción entre el patín y el riel, debe ser baja y de esta manera minimizar la fuerza que aplica el operador para desplazar el sistema. Existen diversas empresas que fabrican rieles especiales para este tipo de aplicaciones, que ya vienen con los carros y anclajes, se conocen como rieles ergonómicos, particularmente la empresa Chrysler de Venezuela usa rieles ergonómicos fabricados por la empresa INGERSOLL-RAND, en algunas aplicaciones del proceso productivo, y tienen disponibles en almacén algunos en desuso, por lo tanto se hace el cálculo para seleccionar un sistema de rieles de este tipo.

El diseño de la estructura de soporte consiste en el diseño del sistema de rieles y el diseño de las vigas de soporte, como ya se tienen rieles disponibles y vigas de soporte, el diseño consiste en verificar si lo existente soporta las exigencias, y en caso de no soportarlas seleccionar nuevos perfiles que si lo hagan

## 4.5.1 Diseño del sistema de rieles.

Este tipo de rieles ergonómicos se selecciona en base al peso que soportan, no se consideran ni momentos flectores, torsores y ningún otra carga que no sea cortante, esto debido a los grados de libertad que tienen los rieles, al haber un momento flector o fuerza aplicada en una dirección que no sea cortante simplemente los rieles permitirán que el sistema se desplace en una dirección u otra. La selección se hace de un catálogo de la empresa INGERSLL-RAND (ver anexo AB, pág. A-30, se obtiene de la referencia 11) donde se entra con la longitud del puente, se corta con el peso que debe soportar y se obtiene el perfil del riel recomendado. La longitud de los puentes es diferente a la longitud de los rieles, por lo tanto es necesario hacer dos cálculos, uno para seleccionar el puente y otro para seleccionar el riel.

### 4.5.1.1 Selección del puente del sistema de rieles.

Como ya se explico anteriormente la empresa tiene disponible algunos rieles en desuso, lo cuales son de perfil ZRS2 L/450 de acero, la longitud total del puente será la longitud de la estación en el eje "Y" (ver figura 4.2.1, pág. 30) que es aproximadamente 5 metros. Como ya se cuenta con un perfil, se verifica si este soporta el peso, entrando al catálogo (ver anexo AB,) y se obtiene la capacidad de trabajo del mismo.

Capacidad de carga de trabajo del puente: 284 *kgf*

En la figura 4.5.2 se muestra en diagrama de cuerpo libre en el plano ZY del puente cuando el brazo esta situado en el centro del puente, en la figura 4.5.3 se muestra el diagrama de corte del puente para ese caso.

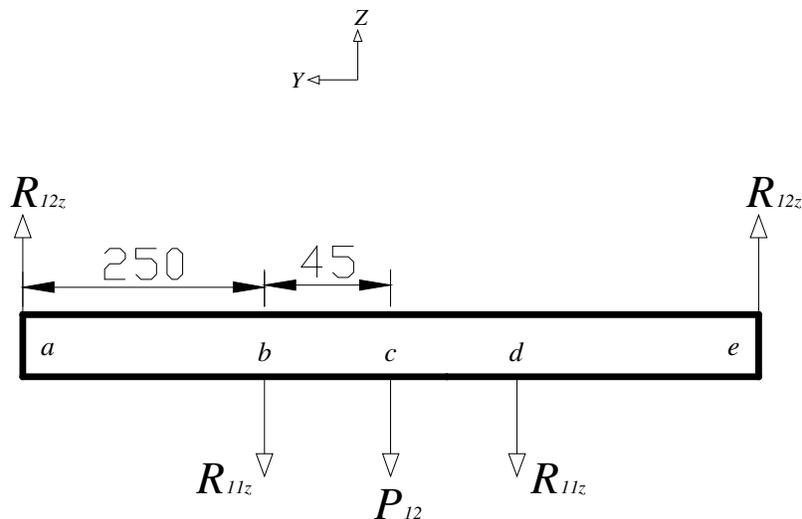


Figura 4.5.2: Diagrama de cuerpo libre del puente en el plano ZY, cuando el brazo se encuentra en el centro del puente (medidas en cm).

Donde:

$P_{12}$ : peso del puente ( $60 \text{ kgf}$ ).

$R_{12z}$ : reacción en el puente en el eje Z.

El peso del puente se determina a partir de su longitud ( $5 \text{ m}$ ) y el peso por unidad de longitud ( $12 \text{ kgf/m}$ ) que se obtiene de la [referencia 12].

Aplicando sumatoria de momentos en un punto para mantener el equilibrio estático se obtiene:

$$R_{12z} = 69 \text{ kgf}$$

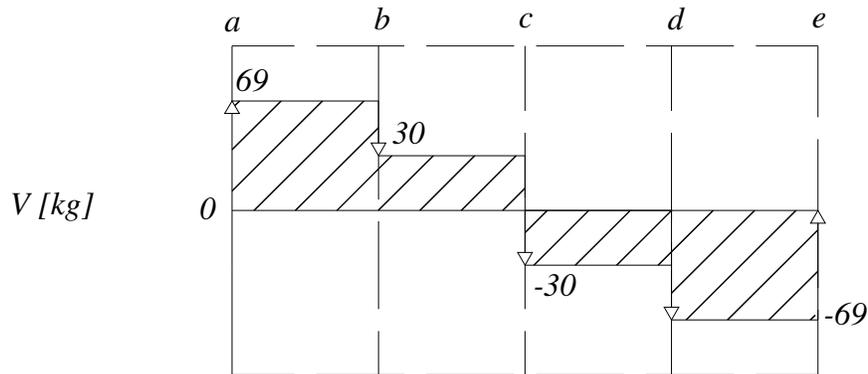


Figura 4.5.3: Diagrama de corte del puente en el plano ZY, cuando el brazo se encuentra en el centro del puente.

La fuerza máxima aplicada en el puente se puede observar en la figura 4.5.2 (pág. 148), es de  $69 \text{ kgf}$ , es mucho menor a la que soporta el riel, por lo tanto el perfil disponible trabajara sin problemas en este equipo.

#### 4.5.1.2 Selección del riel del sistema de rieles.

La longitud total del riel será la longitud de la estación en el eje "X" (ver figura 4.2.1, pág. 30) que es aproximadamente 6 metros. Se hace un procedimiento similar al anterior para obtener la capacidad de carga de trabajo del riel, el resultado obtenido se muestra a continuación:

Capacidad de carga de trabajo del riel:  $205 \text{ kg}$

En la figura 4.5.4 se muestra en diagrama de cuerpo libre en el plano ZX del riel cuando el puente esta situado en el centro del riel, en la figura 4.5.5 se muestra el diagrama de corte del riel para ese caso.

El peso del riel se determina a partir de su longitud ( $6 \text{ m}$ ) y el peso por unidad de longitud ( $12 \text{ kgf/m}$ ) que se obtiene de la [referencia 11].

Aplicando sumatoria de momentos en un punto para mantener el equilibrio estático se obtiene:

$$R_{13z} = 105 \text{ kgf}$$

La fuerza máxima aplicada en el riel se puede observar en la figura 4.5.5, es de  $105 \text{ kgf}$ , es menor a la que soporta el riel, por lo tanto el perfil disponible trabajara sin problemas en este equipo.

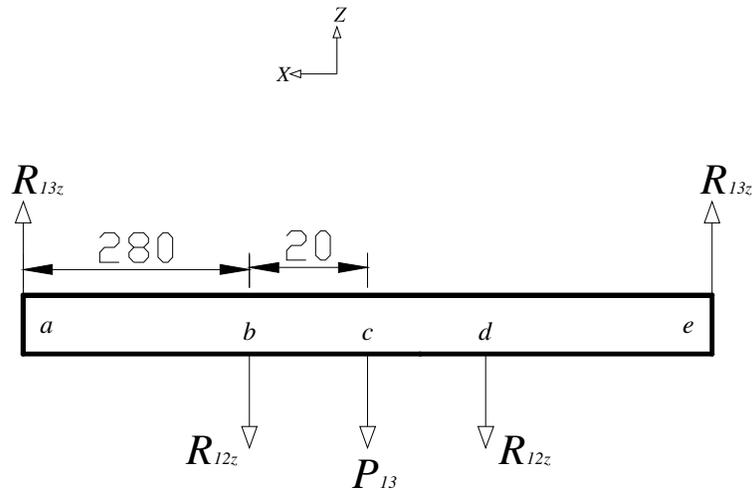


Figura 4.5.4: Diagrama de cuerpo libre del riel en el plano ZX, cuando el puente se encuentra en el centro del riel (medidas en cm).

Donde:

$P_{13}$  : peso del riel ( $72 \text{ kgf}$ ).

$R_{13z}$  : reacción en el riel en el eje Z.

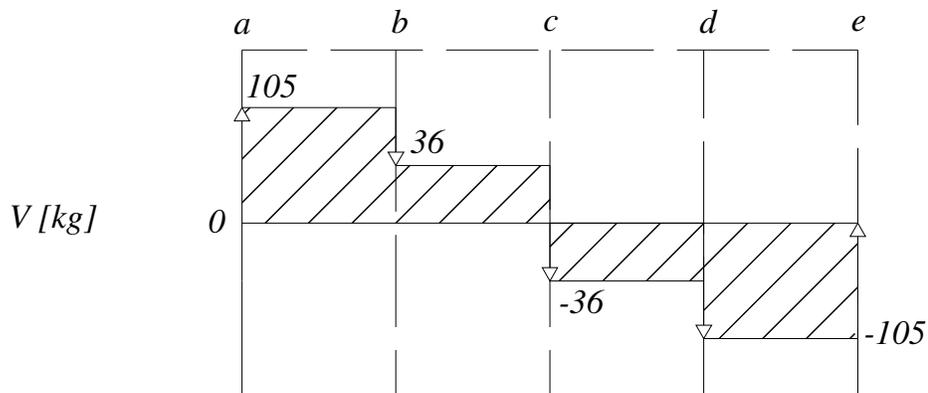


Figura 4.5.5: Diagrama de corte del riel en el plano ZX, cuando el puente se encuentra en el centro del riel.

#### 4.5.2 Diseño de las vigas de soporte.

Para determinar si la viga de soporte de la estación, se puede emplear para sostener el brazo mecánico y el sistema de rieles se hace un procedimiento

similar al utilizado para el diseño de cada uno de los elementos que conforman el brazo mecánico.

**a) Caso crítico.**

En la figura 4.5.6 se muestra el diagrama de cuerpo libre de una la viga de soporte de la estación, a la cual va acoplado el sistema de rieles, en la figura 4.5.7 se muestra el diagrama de corte y momento flector de la viga.

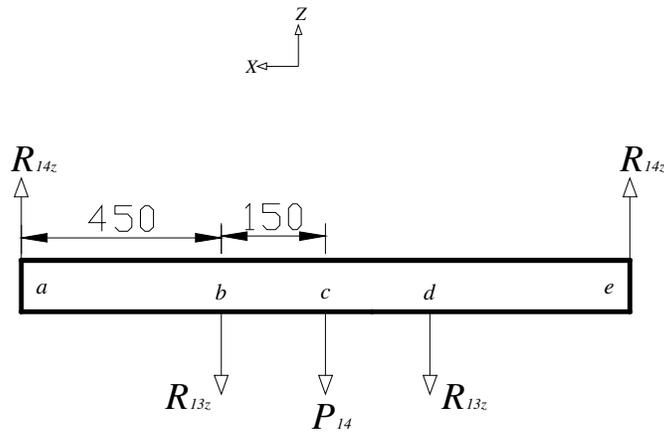


Figura 4.5.6: Diagrama de cuerpo libre de la viga de soporte en el plano ZX, (medidas en cm).

Donde:

$R_{14z}$  : reacción en la viga de soporte.

$P_{14}$  : peso de la viga de soporte (555 kgf ).

Con el peso por unidad de longitud y la longitud de la viga que es el largo de la estación (aproximadamente 6 m) se obtiene el peso de la viga, haciendo sumatoria de momentos en un punto, para mantener el equilibrio estático se obtiene:

$$R_{14z} = 183 \text{ kgf}$$

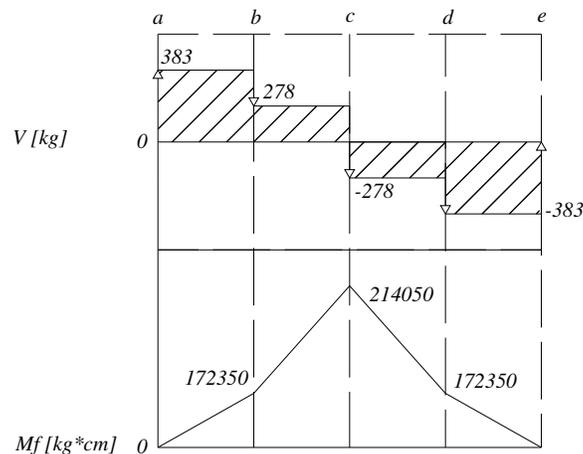


Figura 4.5.7: Diagrama de corte y momento flector de la viga en el plano ZX.

En la figura 4.5.7 se puede observar que la zona crítica es la “c”, por que es donde esta aplicado el momento flector máximo.

**b) Material y sección transversal del elemento.**

Las vigas de soporte de las estaciones son de perfil IPN-400, de material acero ASTM-A-36, las características de este perfil se obtienen de la [referencia 8] y se muestran a continuación.

$$S_{yt} = 2.500 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$A = 118 \text{ cm}^2$$

$$\gamma = 92,4 \text{ kgf} / \text{m}$$

$$z = 1.460 \text{ cm}^3$$

De la ecuación (4.4.1):

$$S_{y14} = \frac{2.500 \text{ kg} / \text{cm}^2}{3} = 833,33 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

**c) Determinación de los esfuerzos presentes en la viga de soporte.**

Esfuerzo por flexión.

Sustituyendo en (4.4.2):

$$\sigma_{f14} = \pm \frac{214.050 \text{ kgf} / \text{cm}^2}{1.460 \text{ cm}^3} = \pm 146,61 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Esfuerzo cortante directo.

Sustituyendo en la ecuación (4.4.7):

$$\tau_{D910} = \frac{287 \text{ kgf}}{118 \text{ cm}^2} = 2,43 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

**d) Teoría de falla.**

El estado de esfuerzos de la viga de soporte, según el sistema de referencia, estudiando un elemento infinitesimal en la fibra superior, es el siguiente:

$$\sigma_z = \sigma_y = \tau_{xy} = \tau_{zx} = 0$$

$$\sigma_x = \sigma_{f14} = 146,61 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$\tau_{yz} = \tau_{D14} = 2,43 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Sustituyendo en (4.4.8):

$$\sigma_{14} = \sqrt{(146,61 \text{ kgf/cm}^2)^2 + 3(2,43 \text{ kgf/cm}^2)^2} = 146,67 \text{ kgf/cm}^2 \leq S_{y14}$$

El esfuerzo de von Mises es menor al de diseño del material, por lo tanto el elemento no falla, entonces el la viga puede soportar el brazo mecánico y el sistema de rieles, no será necesario reemplazarla.

#### **4.6. ELABORACIÓN DE UNA GUÍA DE PROCEDIMIENTOS PARA LA OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL BRAZO MECÁNICO.**

Existirá un brazo mecánico en cada lado de cada estación donde se hace el proceso de instalación de puertas en la parte de latonería, lo que implica que distintos operadores manipularan el mismo, por lo tanto se definen las condiciones de operación del dispositivo. A demás para alargar la vida útil del brazo y asegurar que su funcionamiento sea adecuado se especifican las condiciones de mantenimiento del brazo.

##### **4.6.1 Instrucciones de operación del brazo mecánico.**

Para operar el brazo mecánico el operador debe seguir las siguientes instrucciones:

- Seleccionar mediante las válvulas “1.04” y “3.04” cual será la puerta a amontar, es decir, mover la palanca hacia donde indique la puerta mas pesada o por el contrario hacia la puerta más liviana.
- Desplazar el brazo mecánico hacia la puerta y colocar las ventosas haciendo contacto en el área plana de la puerta.
- Seleccionar condición de carga moviendo la palanca de la válvula “1.2” para que el brazo se quien sostenga el peso de la puerta.
- Mover el brazo hasta la línea y manipularlo para colocar la puerta en el lugar correcto del vehículo.
- Seleccionar la condición de descarga moviendo la palanca de la válvula “1.2” para que el brazo suelte la puerta.

##### **4.6.2 Instrucciones para el mantenimiento del brazo mecánico.**

En las tablas 4.6.1 y hasta la 4.6.5, se muestran las tareas recomendadas que conforman el plan de mantenimiento del los componentes del brazo mecánico para optimizar el funcionamiento del mismo, alargar su vida útil y prevenir accidentes laborales en el puesto de trabajo respectivo.

Tabla 4.6.1: Revisión de la unidad de mantenimiento de aire comprimido.

<b>Método</b>	Procedimiento mecánico.
<b>Responsable</b>	Mecánico.
<b>Frecuencia</b>	Semestral.
<b>Procedimiento</b>	Llenar el depósito de lubricante.

Tabla 4.6.2: Revisión de la presión de aire en el sistema de vacío y unidad de mantenimiento.

<b>Método</b>	Visual.
<b>Responsable</b>	Operador.
<b>Frecuencia</b>	Diario.
<b>Procedimiento</b>	Al inicio y final de la jornada debe observar la presión de vacío que indica el manómetro del sistema de vacío y la presión de alimentación que indica el manómetro de la unidad de mantenimiento, si alguna de esas presiones es distinta a la estipulada para esa operación se debe reportar esta condición al líder de grupo o supervisor del área, o directamente a mantenimiento.

Tabla 4.6.3: Revisión del sistema de mangueras flexibles y conectores rápidos.

<b>Método</b>	Visual y auditivo.
<b>Responsable</b>	Mecánico.
<b>Frecuencia</b>	Mensual
<b>Procedimiento</b>	Revisar el estado de las mangueras flexibles y conectores

Tabla 4.6.4: Revisión del funcionamiento de las válvulas.

<b>Método</b>	Procedimiento mecánico.
<b>Responsable</b>	Mecánico.
<b>Frecuencia</b>	Semestral.
<b>Procedimiento</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Revisar que cada una de las válvulas, estén funcionando de forma adecuada, es decir, que no existan vías tapadas, que basculen en forma adecuada, y que las reguladoras ajusten la presión en forma adecuada.</li> <li>- Reparar o reemplazar de ser necesario.</li> <li>- Realizar prueba funcional.</li> </ul>

Tabla 4.6.5: Reemplazo de sellos en cilindros y válvulas.

<b>Método</b>	Procedimiento Mecánico.
<b>Responsable</b>	Mecánico.
<b>Frecuencia</b>	Anual.
<b>Procedimiento</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Desmontar actuadores y válvulas del sistema, y verificar el estado en que se encuentren.</li> <li>- Desarmar los equipos, limpiarlos y cambiar los sellos.</li> <li>- Lubricar los equipos, armarlos y realizar pruebas en cada uno por separado.</li> <li>- Montarlos y realizar prueba funcional.</li> </ul>

#### 4.7. DETERMINACIÓN DE LOS COSTOS DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA Y COMPARACIÓN CON UNA UNIDAD COMERCIAL.

A continuación se llevará a cabo la determinación del costo total de los componentes del brazo mecánico, sin considerar la estructura de soporte, es decir, los rieles ergonómicos, ya que estos se encuentran disponibles en la empresa, mostrando detalladamente la lista de elementos la cual hemos dividido en tres partes, la primera contienen todos los componentes y materiales para la fabricación de la estructura del brazo, la segunda los elementos para las articulaciones antifricción y por último los elementos del sistema neumático. Finalmente se realizará una comparación con el costo de una unidad comercial.

##### 4.7.1 Determinación de costos de los elementos del Brazo Mecánico.

Para obtener los costos se realizaron solicitudes de cotización a diferentes proveedores, con las especificaciones de cada elemento. La tabla 4.7.1 muestra los materiales necesarios para la fabricación de la estructura del brazo, sin incluir los rieles ya que se encuentran disponibles en la empresa.

Tabla 4.7.1 Costos detallados de elementos para estructura del Brazo Mecánico.

PROVEEDOR: SUMINISTROS E INSTALACIONES CARABOBO					
ITEM	DESCRIPCION	Unid.	CANT.	PRECIO UNITARIOS Bsf.	PRECIO TOTAL Bsf.
1	Barra Circular Acero AISI 4140 3/4"	3m	1	330	330
2	Barra Circular Acero AISI 4140 1"	3m	1	436	436
3	Tubo Cuadrado Acero AISI 1010 1½", esp 2,5mm	6m	1	113	113
4	Tubo Cuadrado Acero ASTM A-500 60x60 mm, esp 2,25mm	6m	1	130	130
5	Tubo Cuadrado Acero ASTM A-500 100x40 mm, esp 2,25mm	6m	1	168	168
6	Lamina de Acero AISI 1010, esp 10mm	m <sup>2</sup>	1	671	671
TOTAL ELEMENTOS ESTRUCTURAS					1848

En la tabla 4.7.2 se muestran los elementos necesarios para las articulaciones que requieren elementos que disminuyan la fricción.

Tabla 4.7.2 Costos detallados de los cojinetes del Brazo Mecánico.

<b>PROVEEDOR: TECNIRODAMIENTOS CARARBOBO</b>					
<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>CODIGO</b>	<b>CANT.</b>	<b>PRECIO UNITARIOS Bsf.</b>	<b>PRECIO TOTAL Bsf.</b>
1	Cojinete de Deslizamiento, Material Compuesto B	PCZ 1208 B	2	134,65	269,3
2	Cojinete de Deslizamiento, Material Compuesto B	PCMF 202311.5 B	2	140,12	280,24
3	Cojinete de Deslizamiento, Material Compuesto B	PCZ 1612 B	8	123,27	986,16
4	Cojinete Antifricción	RLS 8	2	95,38	190,76
<b>TOTAL COJINETES</b>					<b>1726,46</b>

La tabla 4.7.3 especifica los elementos constitutivos del sistema neumático, con las especificaciones comerciales necesarias.

Tabla 4.7.3: Costo detallado de elementos del sistema neumático del brazo mecánico.

<b>PROVEEDOR: FESTO</b>					
<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>CODIGO</b>	<b>CANT.</b>	<b>PRECIO UNITARIOS Bsf.</b>	<b>PRECIO TOTAL Bsf.</b>
1	Ventosa de fuelle VASB	VASB - 100 - 1/4 - Pur	4	194,77	779,08
2	Generador de Vacío VAD	VAD - 1/4	2	108,57	217,14
3	Cilindro Normalizado DNC	DNC-100-300-P	1	430,77	430,77
4	Cilindro Normalizado DNC	DNC-40-100-P	1	180	180
5	Bloque OS de Enlace O	OS-1/4-B	1	82,8	82,8
6	Válvula Normalizada de montaje directo, accionamiento por palanca	H-3-1/4-B	2	590,53	1181,06
7	Regulador de Presión Estándar	LR-1/8-D-7-MINI	3	165	495
8	Válvula Normalizada de	VL-5/2-02-FR	1	48,09	48,09

	accionamiento neumático 5/2 vías				
9	Válvula Normalizada de montaje directo, accionamiento por leva	V/O-3-1/8	1	283,14	283,14
10	Regulador de Presión Estándar	LR-1/4-D-7-MINI	1	165	165
11	Unidad de Mantenimiento MSB, serie MS	MSB6-1/2;C3J3 M1F3-WP	1	559,8	559,8
12	Bloque OS de Enlace O	OS-1/8-B	1	82,8	82,8
13	Válvula Normalizada de montaje directo, accionamiento por palanca	KH/O-3-PK3	1	590,53	590,53
14	Regulador de Presión Estándar	LR-M5-D-7-O-MICRO	3	165	495
15	Racor rápido roscado	QS – 1/4 – 8	18	14,79	266,22
16	Racor rápido roscado	QS – 1/4 – 6	3	8,85	26,55
17	Racor rápido roscado	QS – 1/8 – 8	12	8,85	106,2
18	Racor rápido roscado	QS – 1/8 – 6	6	11,85	71,1
19	Racor rápido roscado	QS – 1/2 – 8	2	8,85	17,7
20	Racor rápido roscado	QS – 1/2 – 10	2	8,85	17,7
21	Racor rápido roscado	QSM – M5 – 6	6	3,95	23,7
22	Racor con rosca interna	QSF – 1/4 – 8	1	14,79	14,79
23	Racor con rosca interna	QSF – 1/8 – 6	1	11,85	11,85
24	Racor con rosca interna	QSF – 1/4 – 10	1	14,79	14,79
25	Racor reductor	QS – 8 – 6	1	14,79	14,79
26	Racor reductor	QS – 10 – 8	1	14,79	14,79
27	Racor rápido en Y	QSY – 8	3	11,15	33,45
28	Distribuidor, racor	QSLV3 –	1	17,24	17,24

	múltiple	G1/4 – 8			
29	Distribuidor, racor múltiple	QSLV3 – G1/8 – 6	1	17,24	17,24
TOTAL DE ELEMENTOS NEUMÁTICOS					6260,32

#### 4.7.2 Determinación del costo de una unidad comercial que cumpla con los requerimientos del proceso de instalación de puertas.

Con el fin de realizar una comparación de los costos de fabricación del brazo (sin incluir mano de obra y costo de maquinaria ya que esto se encuentra disponible en la empresa), se obtiene un costo de una unidad comercial, la cual cumple con los requerimientos de movimiento y efecto de gravedad cero. Esta unidad se trata de un Brazo Mecánico adquirido por la empresa para la instalación de los tanques de gas, de los vehículos, los cuales requieren ser elevados cierta altura y luego trasladados con similares grados de libertad de la puerta, dicho presupuesto se utiliza para realizar la comparación ya que obtener del mercado una unidad tan específica no es posible, se requiere que una empresa dedicada a la fabricación de manipuladores haga el diseño y la cotización, el diseño es pago y además en el país no hay empresas dedicadas a la realización de estos manipuladores, lo que implica que se requiere solicitar los servicios de una empresa extranjera, lo que aumenta los costos. En la tabla 4.7.4 se muestra la cotización de la unidad adquirida recientemente por la empresa para manipular los tanques de gas natural.

Tabla 4.7.4: Costo de una unidad comercial adquirida recientemente por la empresa.

PROVEEDOR: INGERSOLL RAND						
ITEM	DESCRIPCION	Unid.	CANT.	PRECIO UNITARIOS \$.	PRECIO TOTAL \$	PRECIO TOTAL Bsf
1	Brazo articulado para la carga de tanques CNG para vehículos	Pza	1	5909,86	5909,86	13.300
TOTAL ELEMNETOS ESTRUCTURAS					5909,86	13.300

Cabe destacar que en la tabla 7.4 se muestra el costo de la unidad más no del sistema de agarre, por lo general estos manipuladores son de características similares lo que cambia es el sistema de agarre, este manipulador en particular tiene un sistema de agarre automatizado, cuya estructura es cilíndrica para adaptarse al volumen del tanque de gas, accionado por cilindro neumáticos para efectuar el agarre, dicho sistema de agarre es más costoso que el manipulador en sí, es por ello que no se toma en cuenta para efectos de costo este sistema de agarre, ya que es muy sofisticado para el caso de manipulación de puertas, además de que su diseño no le permite efectuar el agarre de las puertas. El sistema de agarre y el brazo articulado vienen por separado.

### **4.7.3 Comparación del costo total del sistema diseñado y la unidad comercial.**

Al sumar los totales de las tablas 4.7.1, 4.7.2 y 4.7.3 se obtiene que el costo total de adquisición de equipos 9834 Bsf, lo cual es menor al costo de una unidad comercial que esta alrededor de los 13000 Bsf, recordando que este ultimo precio no incluye el sistema de agarre, a demás la empresa cuenta con cilindros neumáticos, válvulas, racores y tubos estructurales de el perfil seleccionado en desuso, situados en un almacén de equipos usados, lo cual se puede utilizar para la fabricación del brazo mecánico, disminuyendo los costos de fabricación. Sin embargo los equipos anteriormente mencionados se incluyeron en la lista de elementos a adquirir ya que es posible que a la hora de ejecutar la fabricación de el brazo mecánico, estos no estén disponibles en dicho almacén, es decir, hallan sido utilizados con otro fin.

Por lo explicado anteriormente se recomienda fabricar el brazo mecánico para la instalación de puertas en vehículos según el diseño echo por los autores de este trabajo, pues se asegura cumple con las condiciones de trabajo y además es mas económico que una unidad comercial con características similares.

# CAPÍTULO 5

## *Conclusiones y Recomendaciones*

---

---

### 5.1. CONCLUSIONES.

- La situación actual del proceso de instalación de puertas en la línea de latonería de la empresa Chrysler de Venezuela, es un proceso disergonómico, pues representa un riesgo para el operador de ese puesto de trabajo, ya que le puede generar una enfermedad ocupacional debido al peso que éste tiene que levantar en forma rutinaria.
- Las condiciones actuales de trabajo para un brazo mecánico para instalar puertas en el área de latonería de la empresa Chrysler de Venezuela, requieren de desplazamientos de 571 cm en el eje horizontal (eje X), 596cm en el eje horizontal en dirección perpendicular al anterior (eje Y), 50cm en el eje vertical (eje Z) y un giro de manipulación aproximado de 180º (con respecto al eje vertical).
- El sistema para el agarre de puertas seleccionado es el mejor de los estudiados, pues representa ventajas en cuanto a facilidad de operación, al girar una palanca se acciona el sistema, y mantenimiento, solo limpieza e inspección visual de ventosas y eyectores.
- El diseño del brazo mecánico cumple con las exigencia de trabajo, con desplazamientos aproximados de 570cm en el eje horizontal (eje X), 600cm en el eje horizontal en dirección perpendicular al anterior (eje Y), 80cm en el eje vertical (eje Z) y un giro de manipulación aproximado de 360º (con respecto al eje vertical), haciendo que el proceso de instalación de puertas sea efectivo en cuanto a ergonomía, calidad y tiempo de ejecución de la operación.
- Los elementos que componen el diseño del brazo mecánico son capaces de trabajar, en perfecto estado, bajo las condiciones de operación actual y con puertas de 17kg.
- El operario debe ser capaz de utilizar el brazo mecánico, con una breve explicación cualquier, esto debido a que el modo de operación del mismo es bastante sencillo, gracias al sistema de control diseñado que es el principal responsable de producir en el brazo mecánico el efecto conocido como “Gravedad Cero”, que es el gran atractivo de este trabajo, permitiendo obtener mejoras ergonómicas en el puesto de trabajo.
- El sistema de rieles seleccionado es fundamental para este trabajo, pues la baja fricción que estos oponen hace que el operador se esfuerce

- menos a la hora de operar el equipo, a demás los grados de libertad que permiten son claves para que sea posible cumplir con los requerimientos de instalación de puertas.
- El dispositivo requiere de mantenimiento básico, solo inspección para la magnitud de la presión, funcionamiento de cilindros, válvulas y unidad de mantenimiento; y reemplazo para los sellos de cilindros y válvulas.
  - El hecho de que el diseño del brazo mecánico se hiciera seleccionando mayormente materiales disponibles en planta disminuye los costos de fabricación del mismo.
  - La fabricación del brazo mecánico para la instalación de puertas en vehículos siguiendo el diseño de este trabajo es más económico que adquirir un equipo de características similares en el mercado.

## **5.2. RECOMENDACIONES.**

- Construir un prototipo del brazo mecánico y probarlo en la estación de trabajo para comprobar que el dispositivo funciona correctamente.
- Adiestrar al personal de producción de latonería sobre la utilización del brazo mecánico para optimizar el rendimiento del mismo.
- Utilizar la guía de operación y mantenimiento para garantizar el buen funcionamiento del brazo, calidad de operación y seguridad del operario.
- Estudiar la posibilidad de utilizar solo una válvula reguladora de presión para suministrar la señal a la reguladora de presión de precisión pilotada, ya que es posible que la diferencia de presiones, en cuanto al modelo de puertas, puede ser despreciable, lo cual se pudiera comprobar empíricamente debido a que analíticamente tiene gran complejidad.
- Rediseñar el manubrio de agarre para mejorar la apariencia y comodidad.

# CAPÍTULO 1

## *Introducción*

---

---

### **1.1 INTRODUCCIÓN.**

La realización de este trabajo especial de grado tiene como finalidad diseñar un brazo mecánico para la instalación de puertas en vehículos en la línea de latonería de la empresa Chrysler de Venezuela, con la finalidad de mejorar las condiciones de ergonomía y seguridad en ese puesto de trabajo.

Para lograr la realización de este diseño, es necesario establecer las condiciones iniciales del puesto de trabajo, definir los desplazamientos y grados de libertad necesarios para que el dispositivo logre realizar el proceso de instalación de puertas, diseñar un sistema de agarre de puertas seguro y fácil de emplear así como también diseñar el mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico y su estructura de soporte, de manera tal que éste sea capaz de aguantar el peso de la puerta sin fallar y al mismo tiempo permita al operario realizar los movimientos necesarios para hacer el proceso de instalación de una forma segura, fácil de manejar y cómoda.

### **1.2 SITUACIÓN PROBLEMÁTICA.**

La empresa CHRYSLER de Venezuela es una ensambladora automotriz ubicada en la zona industrial norte en Valencia edo Carabobo. Actualmente se están ensamblando cuatro tipos de vehículos: Cherokee, Grand Cherokee, Caliber y camiones utilitarios Mercedes-Benz. En la empresa hay tres grandes áreas de producción, las cuales son: carrocería, pintura, y una línea conocida dentro de la planta como TCF, que comprende los procesos de tapicería, chasis y línea final. Dentro de cada área de producción hay procesos que se desarrollan de manera manual y otros de forma automatizada.

El área de carrocería está conformada por la parte de electro punto y una parte conocida como Panel Line. En la parte de electro punto se aplica soldadura a las carrocerías, y hay 4 líneas de producción, una para cada modelo. En la parte de Panel Line se colocan las puertas y las compuertas de los vehículos, hay una sola línea de producción, por donde pasan todos los modelos. El área de pintura está conformada por la parte de latonería y la parte de pintura. El vehículo viene de carrocería, hay una sola línea por donde pasan todos los modelos, pasando primero por latonería para corregir imperfecciones, luego va a pintura donde se lija, se limpian, se pinta y se seca.

El área TCF está conformada por la parte de tapicería, chasis y línea final, en las cuales hay una sola línea de producción. El vehículo viene de pintura, pasando por tapicería, donde se incorporan los asientos, vidrios, etc. Luego va a chasis, donde se incorpora el chasis, motor, caja, etc. Y por último va a línea final donde se incorporan los fluidos y los últimos detalles. Al salir de esta última etapa el vehículo queda listo y va al patio de almacén. En el área de carrocería, el proceso de instalación de las puertas y compuertas en los vehículos, se efectúa de manera manual por un operario, quien realiza un esfuerzo físico para levantar la puerta y sacarla del lugar donde están almacenadas, la traslada hasta el sitio de instalación y luego realiza la instalación aun sosteniéndola manualmente. El mismo procedimiento ocurre para cada una de las puertas y compuertas que lleva cada vehículo. El proceso descrito genera consecuencias como: riesgo de accidentes tanto para las puertas y compuertas como para el operario, retraso en el tiempo de producción, errores de instalación, entre otras.

Por todo lo anterior se requiere colocar un equipo para la instalación de puertas y compuertas, asistido por el mismo operador, que haga menos riesgoso el proceso tanto para el operario como para el producto y disminuya el tiempo de producción correspondiente a la instalación. De manera tal que, se obtenga un producto de mejor calidad, en menor tiempo, sin necesidad de eliminar al operario de su puesto de trabajo y lo más importante mejorando sus condiciones de trabajo garantizando su salud, y seguridad laboral.

## **1.3 OBJETIVOS.**

### **1.3.1 Objetivo General.**

*Diseñar un brazo mecánico para la instalación de puertas en vehículos en la línea de carrocería para una ensambladora automotriz.*

### **1.3.2 Objetivos Específicos.**

- Diagnosticar el proceso de ensamblaje de puertas actual.
- Determinar las condiciones de operación de un brazo mecánico.
- Diseñar el sistema de agarre para las puertas.
- Diseñar el mecanismo para el funcionamiento del brazo mecánico.

- Diseñar la estructura de soporte del brazo mecánico.
- Elaborar una guía de procedimientos para la operación y mantenimiento del brazo mecánico.
- Determinar los costos de fabricación del sistema y comparar con una unidad comercial.

## **1.4 JUSTIFICACIÓN.**

El proceso de ensamble de puertas actual en esta empresa, va en contra de la ergonomía del trabajador, presentando condiciones de riesgo para su seguridad y atentando con la calidad del producto. A pesar de que se ha hecho uso de recursos disponibles en la empresa, tales como grúas, el proceso no ha sido eficiente, puesto que hace mucho más difícil para el trabajador la manipulación de las puertas, incrementando el tiempo y los errores de instalación.

Todo lo anterior ha generado costos en reparaciones para la empresa, además de afectar la calidad del producto y exponer al trabajador a condiciones desfavorables. El diseño, construcción e implantación, de un sistema automatizado, es sin duda una necesidad para que Chrysler de Venezuela pueda garantizar eficiencia, ergonomía y seguridad al operador.

## **1.5 ALCANCE.**

Este proyecto abarca el diseño y selección de equipos que conforman el sistema, planos de detalle, costos de fabricación y todo lo correspondiente al diseño del dispositivo mecánico; la construcción y aplicación de este queda de parte de la empresa.

## **1.6 LIMITACIONES.**

Para la construcción y aplicación de este proyecto, el presupuesto total debe ser menor al costo de adquisición de una unidad comercial con características similares, lo que repercute en el diseño y selección de los componentes del sistema.

El espacio disponible para la instalación del sistema a diseñar es limitado, debe operar en un área de 30m<sup>2</sup>, por lo tanto debe tener dimensiones adaptables a ese espacio e igualmente cumplir con las funciones y especificaciones requeridas.

La empresa exige que el sistema para instalación de puertas sea mediante un brazo mecánico, manipulado por un operario y debe ser de accionamiento neumático.

# CAPÍTULO 2

## *Marco Teórico*

---

---

### **2.1 ANTECEDENTES.**

La Universidad de Carabobo ha desarrollado importantes trabajos en el área de diseño, automatización y robótica. La fuente de investigación principal de estos proyectos es la Facultad de Ingeniería de esta casa de estudio y se pueden encontrar diversos estudios que son bases fundamentales para los siguientes trabajos e investigaciones.

#### **2.1.1 Diseño de un brazo mecánico de tres grados de libertad.**

Para el año 2004 los estudiantes, de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo, Jesús Otero y Sagid Rodríguez presentaron el desarrollo del diseño de un brazo mecánico de tres grados de libertad, dicho brazo estaba conformado por dos movimientos angulares y uno rotacional, este diseño tuvo como objetivo principal permitir la elaboración de un prototipo del brazo, para beneficio directo en el área de investigación de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo. El desarrollo de este Proyecto de Grado se realizó aplicando los fundamentos básicos de la robótica, lo cual permitió analizar los movimientos y posiciones del brazo mecánico.

En el diseño realizado se logró obtener una estructura que cumple con todas las condiciones operativas requeridas para llevarlo a un nivel de robot industrial con capacidad para transportar cargas de 5 Kg., una configuración de alta capacidad de manipulación de objetos con un sistema de control por computadora para el brazo mecánico. Adicionalmente concluyeron que la robótica es una disciplina que abarca varias ciencias, que vinculada con el diseño mecánico encuentran gran versatilidad en diversos campos empresariales y de investigación ya que se puede notar la importancia en el avance tecnológico mundial. Como recomendación final expresaron que debe fomentarse el desarrollo de la evolución de la tecnología y acrecentar los vínculos existentes entre el sector empresarial y la Universidad de Carabobo.

### **2.1.2 Diseño de un sistema para el manejo, subensamble y ensamble de puertas de vehículos para una empresa automotriz**

Este trabajo fue desarrollado por los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo, Raúl Colmenares y Mary Padrón desarrollaron el “Diseño de un sistema para el manejo, subensamble y ensamble de puertas para una empresa automotriz”, el cual fue presentado como trabajo de grado en Mayo de 2006. Este trabajo abarcó el desmontaje de la puerta de la unidad, el transporte, el subensamble y el montaje o ensambles de nuevo a la unidad. El objetivo principal fue diseñar el sistema para mejorar el antiguo sistema del proceso completo en la empresa el cual era deficiente en el área de ergonomía y calidad del producto. Las etapas que llevaron a cabo para lograr el diseño fueron: estudio profundo de la situación para ese momento, análisis y formulación de los requerimientos de diseño, selección y diseño de los diferentes dispositivos que conforman el sistema y diseño de la lógica de funcionamiento de cada elemento y del sistema en general.

Como resultado del proyecto lograron obtener un sistema más eficiente que mejora en gran medida las condiciones iniciales desfavorables de ergonomía, calidad de los productos y procesos de producción, logrando todas las funciones requeridas: montaje y desmontaje de puertas, soporte de la carga originada por el peso de la puerta, y transporte de las mismas. Además realizaron un estudio ergonómico con datos de la empresa, concluyendo que el sistema posee factibilidad de aplicación, ya que los riesgos laborales de la instalación inicial eran de importancia considerable y por esto la empresa podía obtener problemas de carácter legal.

### **2.1.3 Rediseño de un brazo ergonómico semiautomático de instalación de panel de instrumento para vehículos.**

En Noviembre de 2006 se presentó este trabajo de grado de la Universidad de Carabobo, realizado por los estudiantes de la escuela de ingeniería mecánica, Rodolfo Gil y Miguel Sánchez. El objetivo principal de dicho trabajo fue rediseñar un brazo robótico a partir de uno ya existente perteneciente a la empresa. El rediseño lo llevaron a cabo mediante el análisis de los componentes del brazo existente, la recopilación de información de dichos componentes, diagnóstico de los elementos presentes en el proceso de instalación del panel de instrumentos, diseño del sistema neumático y formulación de instrucciones de manejo del brazo ergonómico semiautomático.

En este proyecto se planteó finalmente obtener la reducción de la cantidad de operarios necesarios para instalación del panel de instrumentos, lograr condiciones ergonómicas favorables, además se definieron condiciones de operación del brazo semiautomático para garantizar un óptimo funcionamiento. Se

recomendó el adiestramiento del personal involucrado en la operación del brazo semiautomático, supervisores y jefes de mantenimiento, al igual que el empleo del manual de mantenimiento diseñado para ello.

## 2.2 BASES TEÓRICAS.

### 2.2.1 Brazo Mecánico [referencia 12].

#### 2.2.1.1 Definición.

Un manipulador industrial o brazo mecánico está compuesto por varias articulaciones y sus elementos; éstos últimos corresponden al brazo, el antebrazo y la mano o efector final; las articulaciones corresponden al hombro y la muñeca. Estas denominaciones deben su nombre a que un manipulador industrial es una estructura antropomorfa, esto es, tiene características humanas; en este caso, se asemeja a la forma y movimiento de un brazo humano completo. Los movimientos de un brazo mecánico están relacionados con los grados de libertad que posea.

#### 2.2.1.2 Estructura de un brazo mecánico o manipulador industrial.

Un manipulador industrial está formado por los siguientes elementos: estructura mecánica, transmisiones, actuadores, sensores, elementos terminales y controlador. Aunque los elementos empleados en estos dispositivos no son exclusivos de estos (máquinas herramientas y otras muchas máquinas emplean tecnologías semejantes), las altas prestaciones que se exigen han motivado que en ellos se empleen elementos con características específicas.

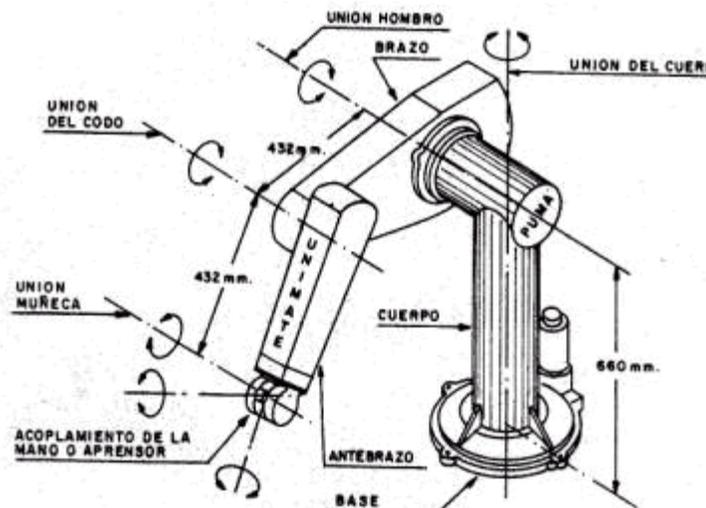


Figura 2.1 Componentes de un brazo industrial (Sandin, 2005).

La constitución física de la mayor parte de los manipuladores o robots industriales guarda cierta similitud con la anatomía de las extremidades superiores

del cuerpo humano (ver figura 2.1), por lo que, para hacer referencia a los distintos elementos que componen el manipulador, se usan términos como cintura, hombro, brazo, codo, muñeca, etc.

### 2.2.1.3 Tipos de configuraciones morfológicas.

La configuración de un manipulador o robot industrial, se refiere a la forma física que se le ha dado al brazo. La estructura del manipulador y la relación entre sus elementos proporcionan una configuración mecánica, que da origen al establecimiento de los parámetros que hay que conocer para definir la posición y orientación del elemento terminal. Fundamentalmente, existen cuatro estructuras clásicas en los manipuladores, que se relacionan con los correspondientes modelos de coordenadas en el espacio y que se citan a continuación: cartesianas, cilíndricas, esféricas o polar, angulares.

#### a) Configuración cartesiana.

Este tipo de configuración tiene tres movimientos lineales, es decir, tiene tres grados de libertad, los que corresponden a los movimientos localizados en los ejes X, Y y Z.

Cuando este brazo realiza movimientos entre un punto y otro lo hace con base en interpolaciones lineales. Interpolación que es el tipo de trayectoria que realiza el manipulador cuando se desplaza entre un punto y otro (ver figura 2.2).

A la trayectoria realizada en línea recta se le conoce como interpolación lineal y a la trayectoria hecha de acuerdo con el tipo de movimientos que tienen sus articulaciones se le llama interpolación por articulación.

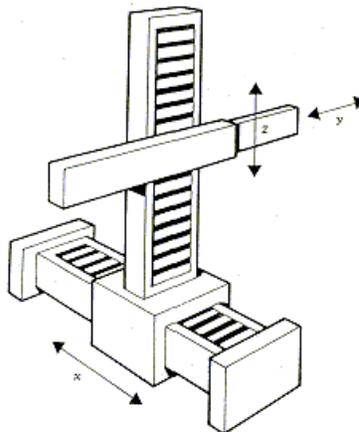


Figura 2.2 Configuración cartesiana de un brazo mecánico (Sandin, 2005).

### b) Configuración cilíndrica.

El brazo tiene un movimiento de rotación sobre una base, una articulación prismática para la altura, y una prismática para el radio puede realizar dos movimientos lineales y uno rotacional, o sea, que presenta tres grados de libertad (ver figura 2.3).

El robot de configuración cilíndrica está diseñado para ejecutar los movimientos conocidos como interpolación lineal e interpolación por articulación.

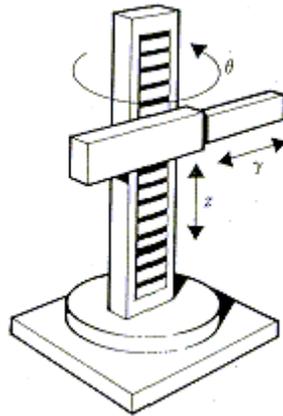


Figura 2.3 Configuración cilíndrica de un brazo mecánico (Sandin, 2005).

La interpolación por articulación se lleva a cabo por medio de la primera articulación, ya que ésta puede realizar un movimiento rotacional.

### c) Configuración polar.

Dos articulaciones de rotación y una prismática (lineal) permiten al robot apuntar en muchas direcciones, y extender la mano a un poco de distancia radial. Cada articulación puede realizar un movimiento distinto: rotacional, angular y lineal. Este robot utiliza la interpolación por articulación para moverse en sus dos primeras articulaciones y la interpolación lineal para la extensión y retracción (ver figura 2.4).

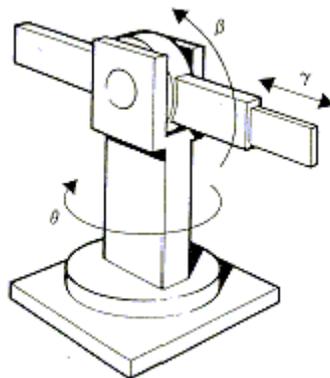


Figura 2.4 Configuración polar de un brazo mecánico (Sandin, 2005).

**d) Configuración angular (o de brazo articulado).**

Generalmente, el volumen de trabajo es esférico. Estos tipos de robot se parecen al brazo humano, con una cintura, el hombro, el codo, la muñeca (ver figura 2.5).

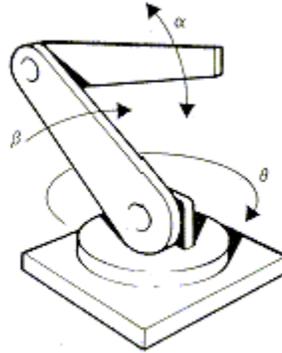


Figura 2.5 Configuración angular de un brazo mecánico (Sandin, 2005).

Presenta una articulación con movimiento rotacional y dos angulares. Aunque el brazo articulado puede realizar el movimiento llamado interpolación lineal (para lo cual requiere mover simultáneamente dos o tres de sus articulaciones), el movimiento natural es el de interpolación por articulación, tanto rotacional como angular.

Además de las cuatro configuraciones clásicas mencionadas, existen otras configuraciones llamadas no clásicas. El ejemplo más común de una configuración no clásica lo representa el robot tipo **SCARA** (ver figura 2.6), cuyas siglas significan: Selective appliance arm robot for assembly. Este brazo puede realizar movimientos horizontales de mayor alcance debido a sus dos articulaciones rotacionales. El robot de configuración SCARA también puede hacer un movimiento lineal (mediante su tercera articulación).

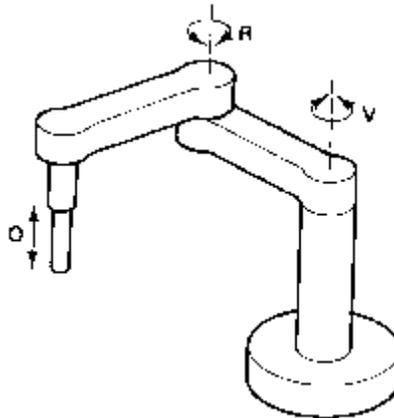


Figura 2.6 Configuración SCARA de un brazo mecánico (Sandin, 2005).

#### **2.2.1.4 Actuador o Efector Final.**

El efector final es un dispositivo que se une a la muñeca del brazo del manipulador con la finalidad de activarlo para la realización de una tarea específica. La razón por la que existen distintos tipos de efectores finales es, precisamente, por las funciones que realizan. Los diversos tipos podemos dividirlos en dos grandes categorías: pinzas y herramientas. Las pinzas han sido diseñadas para que el robot cargue y descargue objetos, transporte materiales y ensamble piezas.

Los tipos de pinzas más comunes pertenecen al tipo llamado pivotante, donde los dedos de la pinza giran en relación con los puntos fijos del pivote. De esta manera, la pinza se abre y se cierra. Otro tipo de pinzas se denominan de movimiento lineal. En este caso, los dedos se abren y se cierran ejecutando un movimiento paralelo entre sí.

#### **2.2.1.5 Grado de libertad.**

Un grado de libertad es uno de los varios componentes ortogonales que se pueden usar para caracterizar completamente el movimiento (ver figura 2.7). Por ejemplo, un objeto libre en el espacio tiene seis grados de libertad diferentes: se puede trasladar en tres direcciones mutuamente perpendiculares (x, y, z).

El grado de libertad es una de las principales características que definen a los manipuladores o robots industriales. Hablar de esto equivale a decir el número y tipo de movimientos del manipulador. Grado de libertad es cada uno de los movimientos independientes (giros y desplazamientos) que puede realizar cada articulación con respecto a la anterior.

El número de grados de libertad del brazo mecánico viene dado por la suma de los GDL de las articulaciones que lo componen. Puesto que las articulaciones empleadas suelen ser únicamente de rotación y prismáticas, con un solo grado de libertad cada una, el número de GDL del robot suele coincidir con el número de articulaciones que lo componen. Por lo general, tanto en el brazo como en la muñeca, se encuentra una variación que va desde uno hasta los tres grados de libertad.

A la muñeca de un manipulador le corresponden los siguientes movimientos o grados de libertad: giro (*hand rotate*), elevación (*wrist flex*) y desviación (*wrist rotate*) como lo muestra en la figura 1.5.1.

Cabe hacer notar que existen muñecas que no pueden realizar los tres tipos de movimiento. Los grados de libertad del brazo de un manipulador están directamente relacionados con su configuración.

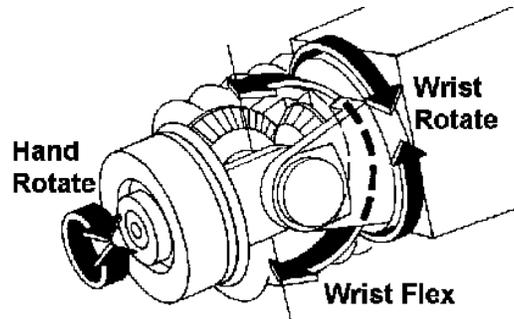


Figura 2.7 Modelo de una muñeca de un manipulador (Sandin, 2005).

### 2.2.1.6 Volumen de trabajo

Para acercarnos más al conocimiento de los manipuladores industriales, es preciso tocar el tema que se refiere al volumen de trabajo y la precisión de movimiento.

Entre las características que identifican a un robot o manipulador mecánico se encuentran su volumen de trabajo y ciertos parámetros como el control de resolución, la exactitud y la repetibilidad.

El volumen de trabajo de un robot (ver figura 2.8) se refiere únicamente al espacio dentro del cual puede desplazarse el extremo de su muñeca. Para determinar el volumen de trabajo no se toma en cuenta el efecto final. La razón de ello es que a la muñeca del robot se le pueden adaptar grippers de distintos tamaños. Para ilustrar lo que se conoce como volumen de trabajo regular y volumen de trabajo irregular, tomaremos como modelos varias configuraciones de manipuladores o robots.

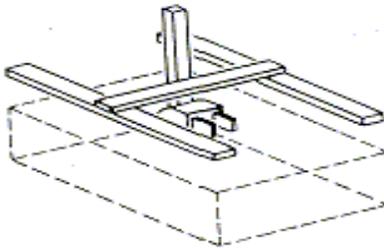


Figura 2.8 Volumen de trabajo de un manipulador de configuración cartesiana (Sandin, 2005).

El brazo de configuración cartesiana (ver figura 2.8) y de configuración cilíndrica presenta volúmenes de trabajo regulares. El robot cartesiano genera una figura cúbica.

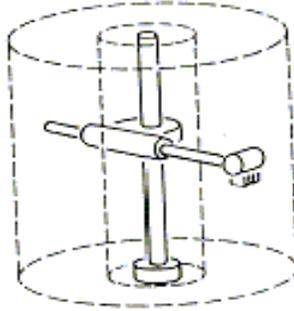


Figura 2.9 Volumen de trabajo de un manipulador de configuración cilíndrica (Sandin, 2005).

El brazo de configuración cilíndrica (ver figura 2.9) presenta un volumen de trabajo parecido a un cilindro (normalmente este brazo no tiene una rotación de 360°).

Por su parte, los robots que poseen una configuración polar, los de brazo articulado y los modelos SCARA presentan un volumen de trabajo irregular (ver figura 2.10)

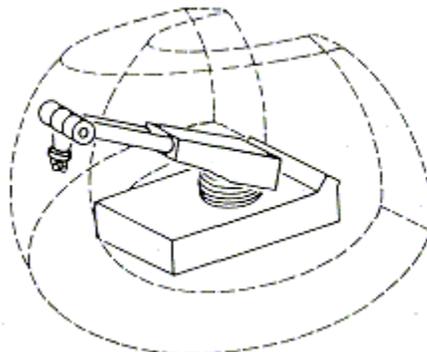


Figura 2.10 Volumen de trabajo de un manipulador de configuración polar (Sandin, 2005).

### 2.2.1.7 Capacidad de carga

El peso, en kilogramos, que puede transportar la garra del manipulador recibe el nombre de capacidad de carga. A veces, este dato lo proporcionan los fabricantes, incluyendo el peso de la propia garra.

En modelos de robots industriales, la capacidad de carga de la garra, puede oscilar de entre 205kg. Y 0.9Kg. La capacidad de carga es una de las características que más se tienen en cuenta en la selección de un robot, según la tarea a la que se destine. En soldadura y mecanizado es común precisar capacidades de carga superiores a los 50kg.

### **2.2.1.8 Tipo de actuadores**

Los elementos motrices que generan el movimiento de las articulaciones pueden ser, según la energía que consuman, de tipo oleohidráulico, neumático o eléctrico.

Los actuadores de tipo oleohidráulico se destinan a tareas que requieren una gran potencia y grandes capacidades de carga. Dado el tipo de energía que emplean, se construyen con mecánica de precisión y su coste es elevado. Los robots hidráulicos se diseñan formando un conjunto compacto la central hidráulica, la cabina electrónica de control y el brazo del manipulador.

La energía neumática dota a sus actuadores de una gran velocidad de respuesta junto a un bajo coste, pero su empleo está siendo sustituido por elementos eléctricos. Los motores eléctricos, que cubren la gama de media y baja potencia, acaparan el campo de la Robótica, por su gran precisión en el control de su movimiento y las ventajas inherentes a la energía eléctrica que consumen.

## **2.2.2 Principio de manejo de materiales [referencia 13].**

### **2.2.2.1 Riesgos de un manejo ineficiente de materiales.**

#### **a) Sobrestadías.**

Las firmas dedicadas a embarcar por ferrocarril corren el riesgo de elevados cargos por sobrestadía. La sobrestadía es un pago de multa exigido a una compañía si no carga o descarga los carros del ferrocarril dentro de un periodo de tiempo determinado.

#### **b) Desperdicio de tiempo de máquina.**

Una máquina gana dinero para una firma cuando está produciendo, no cuando está ociosa: si se mantiene ociosa una máquina debido a la falta de suministros y productos, habrá ineficiencia y desperdicio. En forma similar los empleados producen dinero para una firma cuando estén trabajando.

#### **c) Lento movimiento de los materiales por la planta.**

Si los materiales se mueven con lentitud, o si se encuentran provisionalmente almacenados durante mucho tiempo, pueden acumularse inventarios excesivos.

#### **d) Pérdidas.**

En los sistemas de producción por lote de trabajo, las partes, los productos e incluso las materias primas pueden estar mal colocados. Cuando esto ocurre, la

producción de éstos se inmoviliza. O incluso los productos que se han terminado no pueden encontrarse cuando el cliente llega a recogerlos.

**e) Daños a partes y productos.**

Algunos materiales necesitan almacenarse en condiciones específicas (papel y azúcar en un lugar cálido, leche y queso en lugares frescos y húmedos). Si el sistema no proporciona estas condiciones. O si un mal manejo de materiales permite negligencia en el cumplimiento de estas normas, pueden resultar grandes pérdidas, así como también pueden resultar daños por un manejo descuidado.

**f) Dislocación de los programas de producción.**

Es los sistemas de producción en masa, si solo a una parte de la línea de montaje le faltaran materiales, se detendrá toda la línea.

**g) Clientes inconformes.**

Puesto que el éxito de un negocio radica en satisfacer las necesidades de los clientes, es indispensable que haya un buen manejo de materiales para evitar las causas de las inconformidades.

**h) Seguridad de los trabajadores.**

Desde el punto de vista de las relaciones con los trabajadores se deben de eliminar las situaciones de peligro para el trabajador a través de un buen manejo de materiales.

**i) Costo.**

El manejo de materiales, es si, representa un costo que no es recuperable. Si un producto se daña en la producción, puede recuperarse algo de su valor volviéndolo hacer. Pero el dinero gastado en el manejo de materiales no puede ser recuperado.

**2.2.2.2 Beneficios del manejo de materiales.**

- Reducción de costos.
- Aumento de capacidad.
- Mejor distribución.

**2.2.2.3 Principios del manejo de materiales.**

Los principios deben de tratarse como una guía o como razonamientos que pueden conducir a una mayor eficiencia.

**a) Simplificar.**

Si no es posible eliminar, se deben hacer las distancias del transporte tan cortas como sea posible. Debido a que los movimientos más cortos requieren de menos tiempo y dinero que los movimientos largos.

**b) Mantener el movimiento.**

Si no es posible se debe de reducir el tiempo de permanencia en las terminales de una ruta tanto como se pueda.

**c) Emplear patrones simples.**

Si no es posible, se deben de reducir los cruces y otros patrones que conducen a una congestión, tanto como lo permitan las instalaciones.

**d) Transportar cargas en ambos sentidos.**

Si no es posible transportar cargas en ambos sentidos, se debe de minimizar el tiempo que se emplea en "transporte vacío". Pueden lograrse sustanciales ahorros si se pueden diseñar sistemas para el manejo de materiales que solucionen el problema de ir o regresar sin una carga útil.

**e) Transportar cargas completas.**

Si no es posible transportar cargas completas, se debe de considerar un aumento en la magnitud de las cargas unitarias disminuyendo la capacidad de carga, reduciendo la velocidad o adquiriendo un equipo más versátil.

**f) Emplear la gravedad.**

Si no es posible tratar de encontrar otra fuente de potencia que sea igualmente confiable y barata.

**g) Evítese el manejo manual.**

Cuando se disponga de medios mecánicos que puedan hacer el trabajo en formas más efectiva.

**h) Etiquetar los materiales.**

Sin esto es fácil colocar mal o perder los artículos. Existen aspectos muy importantes del manejo de materiales, además de la geometría y herramientas. Entre estas consideraciones se incluyen el movimiento de hombres, máquinas, herramientas e información. El sistema de flujo debe de apoyar los objetivos de la recepción, la selección, la inspección, el inventario. La contabilidad, el empaque, el ensamble y otras funciones de la producción. Se necesita una decisión muy

juiciosa acerca del sistema, seguida por una diplomacia adecuada, para establecer un plan del movimiento de materiales que se ajuste a las necesidades del servicio sin subordinar la seguridad y la economía.

## **2.2.3 Principios ergonómicos para el diseño [Referencia 13].**

### **2.2.3.1 Ergonomía.**

La Ergonomía es una ciencia que estudia las características, necesidades, capacidades y habilidades de los seres humanos, analizando aquellos aspectos que afectan al entorno artificial construido por el hombre relacionado directamente con los actos y gestos involucrados en toda actividad de éste. A nivel laboral, es la disciplina que tiene como meta primordial la de medir las capacidades del hombre y ajustar el ambiente para ellas. La ergonomía intenta ajustar el trabajo al hombre, pero no ajustar al hombre al trabajo

### **2.2.3.2 Sistema hombre-máquina.**

Es el objeto de estudio de la Ergonomía formado por el hombre y su puesto de trabajo, la unidad dentro de la que se establece una relación mutua entre ambos elementos. Esta relación puede ser visual, auditiva, táctil y postural.

### **2.2.3.3 Antropometría.**

Es la disciplina que se encarga de estudiar y medir las dimensiones físicas y funcionales del cuerpo humano, tomando como referencia distintas estructuras anatómicas, y sirve de herramienta a la ergonomía con objeto de adaptar el entorno a las personas.

### **2.2.3.4 Diseño ergonómico y antropométrico.**

A la hora de diseñar antropométricamente un mueble, una máquina, una herramienta, un puesto de trabajo, controles, etc., se deben tomar en cuenta los siguientes supuestos básicos:

#### **a) Principio de diseño para extremos.**

En ciertos casos, se tiene que diseñar para una medida extrema de la población. Los requerimientos dependerán del uso y propósito del elemento en cuestión. Por ejemplo: “Una entrada deberá ser lo suficientemente alta para acomodar a la persona de más elevada estatura que la utilice, así cualquiera que tenga una estatura menor podrá utilizarla sin el riesgo de una lesión”.

### **b) Principio de diseño para un intervalo ajustable.**

En algunas aplicaciones, un rango de dimensiones del ser humano deberá acomodarse. Por ejemplo: una forma de reducir el estrés relacionado con el levantamiento. Arreglará la distribución de la estación de trabajo de tal manera que los trabajadores no tengan que levantar o depositar objetos pesados en lugares más altos que sus hombros o más bajos que sus rodillas. Esto disminuye el tener que doblarse por la cintura y el estrés en los hombros. Este diseño es idóneo porque el operario ajusta el objeto a su medida, a sus necesidades, pero el más caro por los mecanismos de ajuste. El objetivo es decidir los límites del intervalo.

### **c) Principio del diseño para el promedio.**

Solo se utiliza en contadas situaciones, cuando la precisión de la dimensión tiene poca importancia o su frecuencia de uso es muy baja. La situación se complica cuando la población es numerosa, para ello se necesita una muestra representativa. Es un error frecuente el diseñar para la persona promedio, ya que las personas más grandes o pequeñas no podrán acomodarse. Esto es lo que puede suceder: Si una entrada se diseña para la altura promedio, ¡La mitad de las personas que la utilicen se golpearán la cabeza!

#### **2.2.3.5 Dimensiones antropométricas para diseñar puestos de trabajo.**

Las dimensiones del cuerpo humano son numerosas pero a la hora de diseñar un puesto de trabajo solo se deben tomar en cuenta las necesarias para el mismo. Por ejemplo para diseñar un puesto de trabajo de un operador que maneja una computadora sentado no se debe tomar en cuenta en ningún momento la estatura, por lo que sería un absurdo perder tiempo y dinero realizando esta medición, pero si es necesario por ejemplo la altura entre los hombros y el suelo del trabajador para que este pueda manejar de una manera adecuada el teclado.

Es por ello que antes de comenzar a realizar mediciones se debe analizar con rigor cuales son las medidas necesarias a tomar en cuenta, pues la cantidad de estas juega un papel importante en la factibilidad económica del estudio, mientras que si se obvia una medida relevante para un diseño, su carencia hará imposible una solución satisfactoria.

Es importante tomar en cuenta la edad, sexo, peso y superficie corporal del trabajador a la hora de diseñar un puesto de trabajo, a demás de la siguiente relación de medidas antropométricas:

#### ➤ Posición sentado:

- (AP) Altura poplítea.
- (SP) Distancia sacro-poplítea.
- (SR) Distancia sacro-rótula.
- (MA) Altura del muslo desde el asiento.

- (MS) Altura del muslo desde el suelo.
- (CA) Altura del codo desde el asiento.
- (AmínB) Alcance mínimo del brazo.
- (AmáxB) Alcance máximo del brazo.
- (AOs) Altura de los ojos desde el suelo.
- (ACs) Anchura de caderas sentado.
- (CC) Anchura de codo a codo.
- (RP) Distancia respaldo-pecho.
- (RA) Distancia respaldo-abdomen.

➤ Posición de pié:

- (E) Estatura.
- (CSp) Altura de codos de pié.
- (AOp) Altura de ojos de pié.
- (Anhh) Anchura de hombro a hombro.

# CAPÍTULO 3

## *Marco Metodológico*

---

---

En atención a la problemática planteada, en cuanto al diseño del brazo mecánico para la instalación de puertas en vehículos para la empresa Chrysler de Venezuela, se realizan una serie de actividades para el logro de los objetivos específicos, lo que permite realizar un procedimiento en forma organizada y detallada. De esta manera el proyecto se puede desarrollar en las siguientes fases:

### **3.1 RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN DEL PROCESO DE ENSAMBLAJE ACTUAL.**

En esta fase se realiza un estudio de las condiciones laborales actuales, estableciendo conversación con los operarios involucrados en este puesto de trabajo, y mediante técnicas de observación directa de cómo se realiza el proceso actualmente.

En esta fase también se determinan las condiciones de operación del brazo mecánico, estableciendo los tipos de puerta que debe manejar, midiendo el peso de las puertas, las dimensiones de la estación de trabajo y los desplazamientos que debe hacer en el proceso de ensamblaje, para calcular el área de trabajo del dispositivo y estimar los grados de libertad que requiere.

De esta manera se logra cumplir con los objetivos específicos N° 1 y 2.

### **3.2 DISEÑO DEL BRAZO MECÁNICO.**

Esta fase comprende todo lo relacionado al diseño de los componentes necesarios para el funcionamiento del brazo mecánico, y se puede desglosar de la siguiente forma:

- Diseño del sistema de agarre de las puertas.

- Diseño del mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico.
- Diseño del sistema de accionamiento neumático.
- Diseño de la estructura de soporte del brazo mecánico.

### **3.2.1 Diseño del sistema de agarre de puertas.**

Para realizar este diseño, se utiliza la metodología de diseño del Profesor Nelson Vílchez de la Universidad de Carabobo, la cual consiste en:

- a) Estructurar y clasificar la información necesaria para generar posibles soluciones a las necesidades planteadas.
- b) Formular las restricciones y criterios necesarios para asegurar el funcionamiento apropiado del sistema a diseñar.
- c) Generar soluciones evaluando las posibles soluciones en base a los criterios.
- d) Evaluar las soluciones mediante una ponderación de criterios.
- e) Seleccionar la mejor solución.

Al tener seleccionada la mejor solución se procede a realizar las especificaciones de diseño, que comprende los cálculos necesarios para el diseño o selección de los elementos que componen cada uno de los sistemas a diseñar, siguiendo los lineamientos requeridos para asegurar su funcionamiento. De esta manera se obtienen las dimensiones definitivas de los componentes del sistema, y se realizan los planos necesarios para su construcción e instalación, que comprende los planos de disposición en planta, planos detallados (mecánicos y eléctricos) y planos en explosión.

### **3.2.2 Diseño del mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico.**

Para realizar este diseño se hace un proceso de recopilación de información de sistemas similares con la intención de generar por analogía una posible solución, a la cual se le va dando forma incorporándole los elementos necesarios para que el brazo mecánico pueda cumplir con los requerimientos en cuanto al proceso de instalación, es decir, cumpla con los grados de libertad necesarios.

Una vez obtenido el diseño conceptual que cumpla con los requerimientos para el proceso de instalación se procede a determinar mediante el cálculo resistente los elementos que conforman a dicho mecanismo, teniendo como criterio que esos elementos, en lo posible, deben encontrarse disponibles en planta, y en caso de no ser posible diseñar en base que tengan disponible proveedores de la empresa.

### **3.2.3 Diseño del sistema de accionamiento neumático.**

Se hace un proceso de recopilación de información de sistemas controlados neumáticamente y algunos que funcionen con el principio conocido como

“Gravedad Cero”. Se genera una solución por analogía y se le da forma teniendo como criterio el accionamiento de cada uno de los componentes del sistema debe ser neumático por ser la energía disponible en la estación de trabajo y además que el operario debe accionar el menor número de válvulas posibles

### **3.2.4 Diseño de la estructura de soporte del brazo mecánico.**

Para realizar este diseño se genera una solución con lo disponible en planta, mediante cálculo resistente se determina si lo disponible es capaz de soportar las condiciones de trabajo. En caso de determinar que lo disponible en planta no soporta las condiciones de trabajo, se procede a utilizar una metodología como la utilizada para el “*Diseño del mecanismo de funcionamiento del brazo mecánico*”.

De esta manera se logra cumplir con los objetivos específicos N° 3,4 y 5.

## **3.3 ELABORACIÓN DE LA GUÍA DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.**

En esta fase se busca delimitar las condiciones a las que debe ser sometido el sistema operando, el modo adecuado de operación y el mantenimiento que debe ser aplicado al sistema. Todo con la finalidad de aumentar la vida útil de la máquina y aprovechar al máximo sus beneficios.

Para cumplir con este objetivo, se hace necesario tomar nota de todas las suposiciones y criterios que se establecen en la parte de diseño, con esa información, algunas referencias bibliográficas, los lineamientos de mantenimiento y seguridad de la planta, además de la información de operación y mantenimiento de que se obtiene de algunos equipos con características similares dentro de la planta, como por ejemplo un manipulador para instalar los tableros, se realiza la guía de operación y mantenimiento del equipo.

De esta manera se logra cumplir con el objetivo específico N° 6.

## **3.4 DETERMINACIÓN DE COSTOS.**

En esta fase se busca obtener los costos de fabricación del brazo mecánico diseñado, el costo de adquisición de una unidad comercial que cumpla con la misma función y hacer una comparación entre ambos equipos, para determinar cual de las dos opciones es más factible para la empresa.

En la parte de diseño se determina cuales son los elementos del sistema que pueden ser adquiridos en el mercado, se piden por medio de la empresa, las cotizaciones de cada uno de estos elementos, de igual forma se pide la cotización de una unidad comercial y se hace la comparación.

De esta manera se logra cumplir con el objetivo específico N° 7.

# Referencias

---

- [1] Shigley JE, Mitchel L. D. (1985). **Diseño en ingeniería mecánica** (4ta Ed.). México: McGraw-Hill.
- [2] Schmalz. **Componentes de vacío**. En: SCHMALZ Homepage [En línea]. [Citado Jul-2009] Disponible en Internet: <http://www.schmalz.com/np/pg/services/beratung/kataloge>
- [3] Serway R. (1996). **Física**, Tomo I (4ta Ed.). México: McGraw-Hill.
- [4] Festo. **Catálogo de Productos FESTO**. En: Festo Venezuela Homepage. [Citado Ago-2009] Disponible en Internet: [http://www.festo.com/INetDomino/coorp\\_sites/es/160666a440269f51c1256b82004afc70.htm](http://www.festo.com/INetDomino/coorp_sites/es/160666a440269f51c1256b82004afc70.htm)
- [5] ControlAir Inc. **Precision Air Relay**. En: Control Air Home page. [Citado Ago-2009]. Disponible en Internet: [http://www.controlair.com/downloads/200\\_spec.pdf](http://www.controlair.com/downloads/200_spec.pdf)
- [6] Norton R. L. (1999). **DISEÑO DE MÁQUINAS** (1era Ed.). México: Prentice Hall.
- [7] Sumindu S.A. **ACEROS ESPECIALES E INOXIDABLES**. Venezuela: SUMINDU S.A.
- [8] C.A. Conduven (2001). **CATÁLOGO GENERAL DE PRODUCTOS**. Venezuela. [Citado Ago-2009]. Disponible en Internet: <http://prof.usb.ve/orlandop/pdf/mc2143/TEMA%2004%20cat%20PERFILES%20CONDUVEN.pdf>
- [9] Singer FL, Pytel A (1980). **Resistencia de Materiales**, (3ra Ed.). México: Harla. ME.
- [10] Skf. **Catálogo de productos en línea**. En SKF Homepage. [Citado Ago-2009]. Disponible en Internet: <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=firs&lang=es>

- [11] Ingersoll Rand (2007). **Z Rail Aluminum and Steel Overhead Rail System**, Product Information (3ra Ed.). En: irtools Homepage. [Citado Ago-2009]. Disponible en Internet: [www.ingersollrandproducts.com/lifting/catalogs/IRIT8068\\_Ergo\\_RailSystems\\_F.pdf](http://www.ingersollrandproducts.com/lifting/catalogs/IRIT8068_Ergo_RailSystems_F.pdf) - 2009-08-04
- [12] Sandi P. E. (2003). **Robot Mechanisms and Mechanical Devices Illustrated**. New York: McGraw-Hill.
- [13] Mondelo p. R., Gregori E. (1999). **Ergonomía 3 Diseño de puestos de trabajo**, (2da Ed.). España: Mutua Universal.

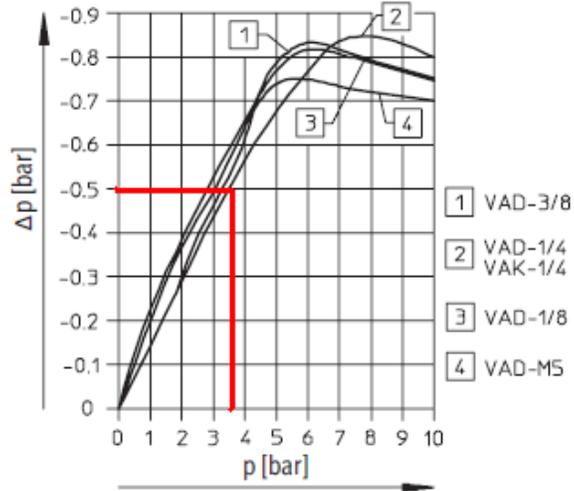
AneXOS

## Anexo A: Catálogo de Festo de generadores de vacío VAD/VAK

### Generadores de vacío VAD/VAK

Hoja de datos

Vacío  $\Delta p$  en función de la presión de funcionamiento

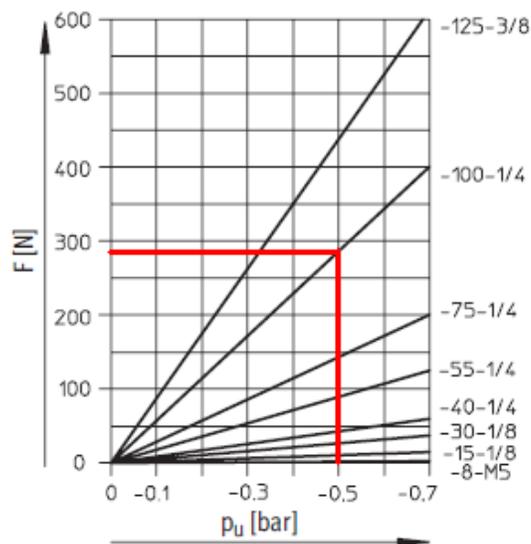


## Anexo B: catálogo de Festo Ventosas VAS/VASB

### Ventosas de fuelle VASB

Hoja de datos

Fuerza teórica de aspiración  $F$  en función del vacío  $p_u$



# Anexo C: Cilindros normalizados DNC, catálogo de Productos Festo. Hoja de datos.

## Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

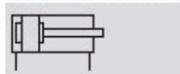
FESTO

Hoja de datos

Funcionamiento

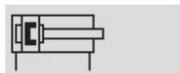
DNC-...

Sin detección de posiciones



DNC-...-A-...

Con detección de posiciones



⌀ Diámetro  
32 ... 125 mm

┆ Cámara  
10 ... 2 000 mm

www.festo.com

Juegos de piezas de repuesto  
→ 22



- Cilindros según la norma ISO 15552 (corresponde a las normas anteriores ISO 6431, DIN ISO 6431, VDMA 24 562, NFE 49 003.1 y UNI 10290)



DIN



Datos técnicos generales								
Diámetro del émbolo		32	40	50	63	80	100	125
Conexión neumática		G3/8	G3/4	G3/4	G3/8	G3/8	G3/2	G3/2
Rosca del vástago		M10x1,25	M12x1,25	M16x1,5	M16x1,5	M20x1,5	M20x1,5	M27x2
	K3	M6	M8	M10	M10	M12	M12	M16
	K5	M10	M12	M16	M16	M20	M20	M27
Construcción		Émbolo						
		Vástago						
		Tubo perfilado						
Holgura máxima de giro del vástago [°]	Q	±0,65	±0,6	±0,45	±0,45	±0,45	±0,45	-
Amortiguación		Anillos y discos elásticos en ambos lados						
		Amortiguación neumática regulable en ambos lados						
Cámara de amortiguación PPV [mm]		20	20	22	22	32	32	42
Detección de posiciones		Para detectores de posición						
Tipo de fijación		Con rosca interior						
		Con accesorios						
Posición de montaje		Indistinta						

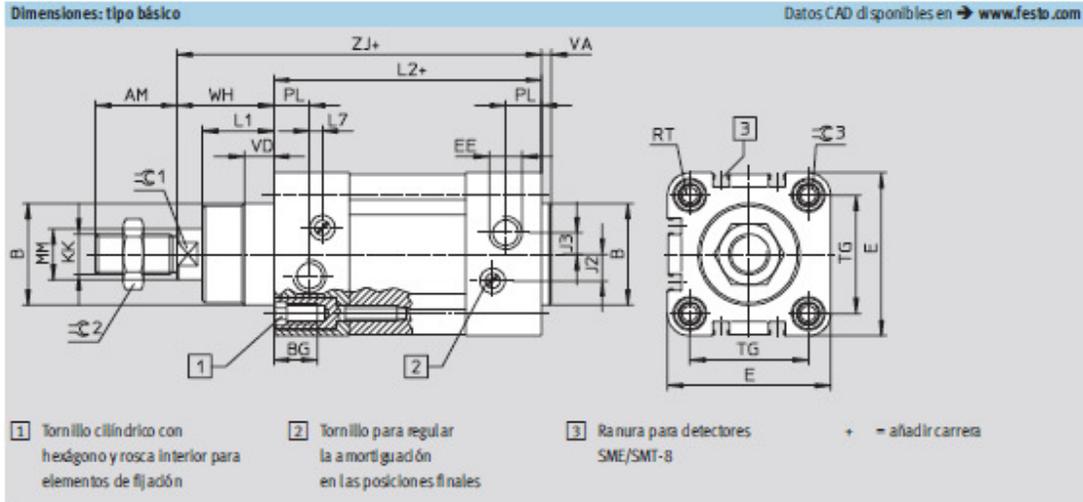
! Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1.

# Anexo D: dimensiones del cilindro normalizado DNC

## Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

Hoja de datos

FESTO



∅ [mm]	AM	B ∅ d11	BG	E	EE	J2		J3	KK	L1	L2
							TT				
32	22	30	16	45	G3/8	6		5,2	M10x1,25	18	94
40	24	35	16	54	G3/4	8		6	M12x1,25	21,5	105
50	32	40	17	64	G3/4	10,4	11	8,5	M16x1,5	28	106
63	32	45	17	75	G3/8	12,4		10	M16x1,5	28,5	121
80	40	45	17	93	G3/8	12,5		8	M20x1,5	34,7	128
100	40	55	17	110	G1/2	12		10	M20x1,5	38,2	138
125	54	60	22	134	G1/2	13		8	M27x2	46	160

∅ [mm]	L7	MM ∅	PL	RT	TG	VA	VD	WH	ZJ	∅1	∅2	∅3
40	3,6	16	14	M6	38	4	10,5	30	135	13	18	6
50	5,1	20	14	M8	46,5	4	11,5	37	143	17	24	8
63	6,6	20	17	M8	56,5	4	15	37	158	17	24	8
80	10,5	25	16,4	M10	72	4	15,7	46	174	22	30	6
100	8	25	18,8	M10	89	4	19,2	51	189	22	30	6
125	14	32	18	M12	110	6	20,5	65	225	27	36	8

# Anexo E: Accesorios para el cilindro, Catálogo de Productos Festo.

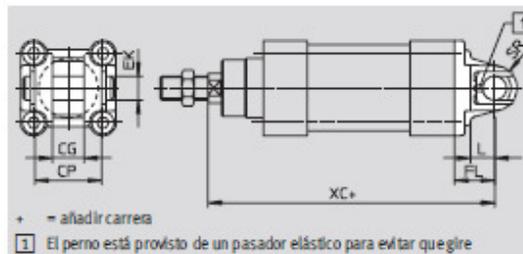
## Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

Accesorios

FESTO

### Brida basculante SNC

Materia:  
Fundición inyectada de aluminio



+ = añadir carrera

1 El perno está provisto de un pasador elástico para evitar que gire

### Dimensiones y referencias

Para diámetro [mm]	CG	CP	EK ∅	FL ±0,2	L	SR	XC		CRC <sup>1)</sup>	Peso [g]	Nº art.	Tipo
	H14	h14	H9				KP					
32	14	34	10	22	13	10	142	187	2	90	174 383	SNC-32
40	16	40	12	25	16	12	160	213	2	120	174 384	SNC-40
50	21	45	16	27	16	12	170	237	2	240	174 385	SNC-50
63	21	51	16	32	21	16	190	266	2	320	174 386	SNC-63
80	25	65	20	36	22	16	210	305	2	625	174 387	SNC-80
100	25	75	20	41	27	20	230	328	2	830	174 388	SNC-100
125	37	97	30	50	30	25	275	400	2	1 785	174 389	SNC-125

1) Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Festo 940 070

Verida para piezas expuestas a moderado peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con sustancias químicas en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, con superficies principalmente decorativas.

# Anexo E (...Continuación)

## Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

FESTO

Accesorios

Referencias: cabezales para vástagos				Hojas de datos → Internet: acoplamiento para vástagos			
Denominación	Para diámetro	Nº art.	Tipo	Denominación	Para diámetro	Nº art.	Tipo
<b>Cabeza de rótula SGS</b>				<b>Horquilla SGA</b>			
	32	9 261	SGS-M10x1,25		32	32 954	SGA-M10x1,25
	40	9 262	SGS-M12x1,25		40	10 767	SGA-M12x1,25
	50	9 263	SGS-M16x1,5		50	10 768	SGA-M16x1,5
	63				63		
	80	9 264	SGS-M20x1,5		80	10 769	SGA-M20x1,5
	100				100		
	125	10 774	SGS-M27x2		125	10 770	SGA-M27x2
<b>Horquilla SG</b>				<b>Rótula FK</b>			
	32	6 144	SG-M10x1,25		32	6 140	FK-M10x1,25
	40	6 145	SG-M12x1,25		40	6 141	FK-M12x1,25
	50	6 146	SG-M16x1,5		50	6 142	FK-M16x1,5
	63				63		
	80	6 147	SG-M20x1,5		80	6 143	FK-M20x1,5
	100				100		
	125	14 987	SG-M27x2-B		125	10 485	FK-M27x2
<b>Placa de acoplamiento KSG</b>				<b>Placa de acoplamiento KSZ</b>			
	32	32 963	KSG-M10x1,25		32	36 125	KSZ-M10x1,25
	40	32 964	KSG-M12x1,25		40	36 126	KSZ-M12x1,25
	50	32 965	KSG-M16x1,5		50	36 127	KSZ-M16x1,5
	63				63		
	80	32 966	KSG-M20x1,5		80	36 128	KSZ-M20x1,5
	100				100		
	125	32 967	KSG-M27x2		125	-	-
<b>Adaptador AD</b>							
	32	157 333	AD-M10x1,25-3/4				
		157 334	AD-M10x1,25-3/4				
	40	160 256	AD-M12x1,25-3/4				
		160 257	AD-M12x1,25-3/4				

Referencias: cabezales para vástagos, ejecución anticorrosiva				Hojas de datos → Internet: crsg			
Denominación	Para diámetro	Nº art.	Tipo	Denominación	Para diámetro	Nº art.	Tipo
<b>Cabeza de rótula CRSGS</b>				<b>Horquilla CRSG</b>			
	32	195 582	CRSGS-M10x1,25		32	13 569	CRSG-M10x1,25
	40	195 583	CRSGS-M12x1,25		40	13 570	CRSG-M12x1,25
	50	195 584	CRSGS-M16x1,5		50	13 571	CRSG-M16x1,5
	63				63		
	80	195 585	CRSGS-M20x1,5		80	13 572	CRSG-M20x1,5
	100				100		
	125	195 586	CRSGS-M27x2		125	185 361	CRSG-M27x2

# Anexo E (...Continuación)

## Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

Accesorios

FESTO

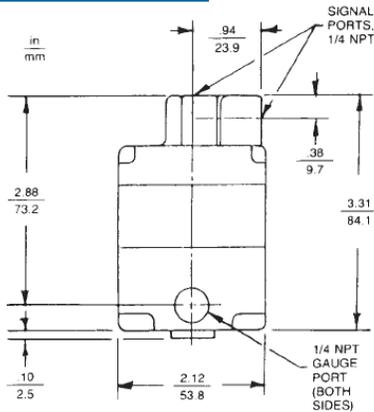
Referencias: elementos de fijación				Hojas de datos → Internet: caballete			
Denominación	Para diámetro	Nº art.	Tipo	Denominación	Para diámetro	Nº art.	Tipo
<b>Caballete LNG</b>				<b>Caballete LSN</b>			
	32	33 890	LNG-32		32	5 561	LSN-32
	40	33 891	LNG-40		40	5 562	LSN-40
	50	33 892	LNG-50		50	5 563	LSN-50
	63	33 893	LNG-63		63	5 564	LSN-63
	80	33 894	LNG-80		80	5 565	LSN-80
	100	33 895	LNG-100		100	5 566	LSN-100
	125	33 896	LNG-125		125	6 987	LSN-125
<b>Caballete LSNG</b>				<b>Caballete LSNGG</b>			
	32	31 740	LSNG-32		32	31 747	LSNGG-32
	40	31 741	LSNG-40		40	31 748	LSNGG-40
	50	31 742	LSNG-50		50	31 749	LSNGG-50
	63	31 743	LSNG-63		63	31 750	LSNGG-63
	80	31 744	LSNG-80		80	31 751	LSNGG-80
	100	31 745	LSNG-100		100	31 752	LSNGG-100
	125	31 746	LSNG-125		125	31 753	LSNGG-125
<b>Caballete LBG</b>				<b>Caballete en escuadra LQG</b>			
	32	31 761	LBG-32		32	31 768	LQG-32
	40	31 762	LBG-40		40	31 769	LQG-40
	50	31 763	LBG-50		50	31 770	LQG-50
	63	31 764	LBG-63		63	31 771	LQG-63
	80	31 765	LBG-80		80	31 772	LQG-80
	100	31 766	LBG-100		100	31 773	LQG-100
	125	31 767	LBG-125		125	31 774	LQG-125

Referencias: elementos de fijación resistentes a la corrosión				Hojas de datos → Internet: crling	
Denominación	Para diámetro	Nº art.	Tipo		
<b>Caballete CRUNG</b>					
	32			161 840	CRUNG-32
	40			161 841	CRUNG-40
	50			161 842	CRUNG-50
	63			161 843	CRUNG-63
	80			161 844	CRUNG-80
	100			161 845	CRUNG-100
	125			176 951	CRUNG-125

# Anexo F: Especificaciones, regulador de presión de precisión Type 200.

## Type 200

### Dimensions



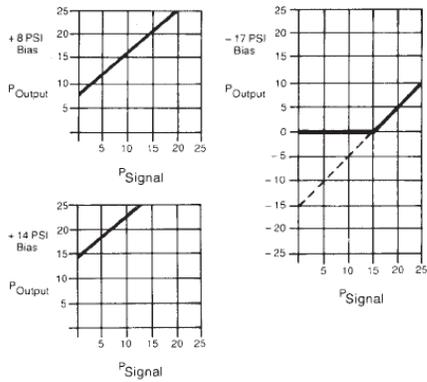
## Type 200

### Specifications

<b>Flow Capacity</b>	14 scfm (25 m <sup>3</sup> /hr) (100 psig (690 kPa) supply; 20 psig (140 kPa) signal)
<b>Exhaust Capacity</b>	<b>Type 200</b> 2 scfm (3.4 m <sup>3</sup> /hr) <b>Type 200HR</b> 10 scfm (17.0 m <sup>3</sup> /hr) (Output pressure 5 psig (35 kPa) above signal pressure, no bias)
<b>Sensitivity</b>	1/8" (3.2 mm) water
<b>Effect of Supply Pressure Variation on Output</b>	Less than .005 psig (0.03 kPa) for 25 psig (170 kPa) change
<b>Bias Range</b>	±30 psig (±210 kPa)
<b>Supply Pressure</b>	150 psig (1050 kPa) Maximum
<b>Signal Pressure</b>	120 psig (800 kPa) Maximum
<b>Weight</b>	1.4 lb (635 g)
<b>Mounting</b>	In-line (Pipe)
<b>Bleed Rate</b>	Less than 0.08 scfm (0.15 m <sup>3</sup> /hr)

## Type 200

### Biasing Characteristics



### Important Note

A minimum output pressure of 2 psi (14 kPa) is needed to provide bleed air to the pilot pressure chamber. Therefore the relay does not regulate below 2 psi (14 kPa). A start up spring maintains a minimum 2 psi (14 kPa) output pressure even without any signal pressure.

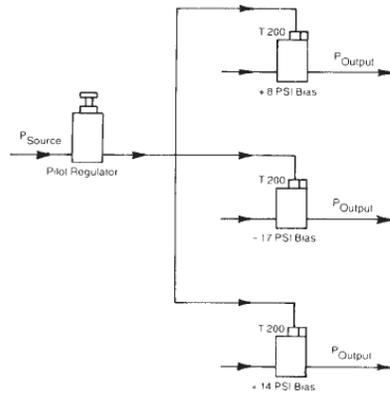
### Ordering Information

Type	Model Number	Port Size (NPT)	Output Range (psi)	Output Range (kPa)
200	200-BC	1/4"	2-120	15-800
200	200-CC	3/8"	2-120	15-800
200HR	210-BC	1/4"	2-120	15-800
200HR	210-CC	3/8"	2-120	15-800
200EB	220-BC	1/4"	2-120	15-800
200EB	220-CC	3/8"	2-120	15-800
200EB/HR	230-BC	1/4"	2-120	15-800
200EB/HR	230-CC	3/8"	2-120	15-800

### Options

Add proper letter at end of model number.

- G** - Pressure Gauge - 1/4 NPT back connection
- E** - Tapped Exhaust - 10-32 tapped exhaust vent and barbed bleed screw
- U** - BSP Porting - 1/4" BSP Porting
- Oxygen Compatible - Consult factory for ordering information



8 Columbia Drive / Amherst, NH 03031 USA  
 Website: [www.controlair.com](http://www.controlair.com)  
 Email: [sales@controlair.com](mailto:sales@controlair.com)  
 603.883.2100 FAX: 603.883.1011



# Anexo G: Hoja de Datos de válvula de selección o selector de circuito, función O.

## Bloques OS/ZK de enlaces Y/O

Hoja de datos

FESTO

Datos técnicos generales						
Tipo	Enlace O			Enlace Y		
	OS-PK-3	OS-1/8-B	OS-1/4-B	ZK-PK-3	ZK-1/8-B	
Tipo de fijación	2 taladros en el cuerpo					
Fluido	Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar					
Conexión neumática	Boquilla para tubos con diámetro nominal 3	G1/8	G1/4	Boquilla para tubos con diámetro nominal 3	G1/8	
Diámetro nominal [mm]	2,4	4	6,5	2,4	4,5	
Caudal nominal [l/min]	120	500	1170	120	500	
Peso [g]	10	45	110	10	45	
Materiales	Cuerpo	plástico, latón	Aluminio anodizado azul	Aluminio anodizado azul	plástico, latón	Aluminio anodizado azul
	Juntas	Caucho nitrílico			Caucho nitrílico	
Materiales	Sin cobre ni PTFE ni sílicona → Referencias				-	

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

Condiciones de funcionamiento y del entorno					
Tipo	Enlace O			Enlace Y	
	OS-PK-3	OS-1/8-B	OS-1/4-B	ZK-PK-3	ZK-1/8-B
Presión de funcionamiento [bar]	1,6 ... 8	1 ... 10		1,6 ... 8	1 ... 10
Temperatura ambiente [°C]	-10 ... +60			0 ... +60	

**Dimensiones** Datos CAD disponibles en → [www.festo.com](http://www.festo.com)

<p>OS-PK-3 ZK-PK-3</p> <p>1) Boquilla en chufable para tubos flexibles con diámetro nominal 3</p>	<p>OS-1/8-B ZK-1/8-B</p> <p>⚠ Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1.</p>	<p>OS-1/4-B</p> <p>⚠ Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1.</p>
---	---	--

Referencias					
Enlace O		Conexión	Nº de artículo	Tipo	
Enlace O		Boquilla para tubos con diámetro nominal 3	6 684	OS-PK-3	
		G1/8	6 681	OS-1/8-B	
			165 694	OS-1/8-B-CT <sup>1)</sup>	
		G1/4	6 682	OS-1/4-B	
			165 693	OS-1/4-B-CT <sup>1)</sup>	
Enlace Y		Boquilla para tubos con diámetro nominal 3	6 685	ZK-PK-3	
		G1/8	6 680	ZK-1/8-B	

1) Sin cobre ni PTFE ni sílicona

# Anexo H: Hoja de datos de Válvulas Normalizadas de Montaje Directo G1/4, Catálogo Festo.

## Válvulas de conexión roscada G1/4

FESTO

Hoja de datos: 3/2 vías

 Caudal  
600 l/min

 Temperatura  
-10 ... +60°C

 Presión  
-0,95 ... +10 bar

Juegos de piezas de recambio  
→ 26



Datos técnicos generales								
Tipo de accionamiento		Válvula de leva	Válvula con rodillo	Válvula con rodillo escamoteable	Válvula de palanca	Válvula de palanca manual	Válvula de pedal	Válvula de pedal con enclavamiento
Fluido		Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar Vacío <sup>1)</sup>						
Construcción		Válvula de asiento de accionamiento directo						
Tipo de fijación		Dos taladros en el cuerpo <sup>2)</sup>						
Conexión		G1/4						
Diámetro nominal		7						
Caudal normal nominal 1 > 2		600						
Presión de funcionamiento		-0,95 ... +10						
Fuerza de accionamiento a 6 bar		[N]						
Centro cerrado		37	10	15	6,7	5,5	26	45
Normalmente abierta		93	26	38	17	-	37	-
Temperatura		[°C] -10 ... +60						
Materiales		Fundición inyectada de aluminio						
Cuerpo		Fundición inyectada de aluminio						
Válvulas de pedal		Fundición inyectada de zinc						
Juntas		Caucho nitrílico						
Peso		[g]						
Válvula		130	230	250	210	320	595	1 760
Cubierta		-	-	-	-	-	1 200	660

1) Conexión de vacío en 1

2) Válvula de palanca manual apropiada para montaje en tablero frontal  
Montaje de válvulas con pedal en el cuerpo mediante bridas

# Anexo I: Hoja de datos de los reguladores de presión estándar LR, serie D.

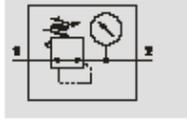
## Reguladores de presión LR/LRS, serie D, ejecución metálica

FESTO

Hoja de datos

LR/LRS-...MICRO/MINI/MIDI

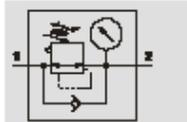
Con manómetro



LR/LRS-...I-MINI/MIDI,

LR/LRS-...MAXI

Con manómetro



• Caudal  
120 ... 12 500 l/min

• Temperatura  
-10 ... +60 °C

• Presión de entrada  
1 ... 16 bar



- Apropriada para montaje en tablero frontal
- Dos conexiones para manómetros para una instalación más versátil
- Tamaños Mini, Midi: regulador de membrana de accionamiento directo
- Tamaño Maxi: regulador de émbolo servopilotado, regulador de membrana LRS-DI
- Buenas características de regulación con baja histéresis
- Gran caudal
- Dos márgenes de regulación de la presión: 0,5 ... 7 bar y 0,5 ... 12 bar
- Aseguramiento de los valores ajustados mediante botón giratorio bloqueable
- Opción de flujo inverso para escape de salida 2 a salida 1
- Sensor de presión (opcional) → 52

Datos técnicos generales																
Tamaño	Micro					Mini			Midi				Maxi			
Conexión neumática	M5	M7	G3/8	QS4	QS6	G3/8	G1/4	G3/8	G1/4	G3/8	G1/2	G3/4	G1/2	G3/4	G1	
Fluido	Aire comprimido					Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación, grado de filtración 40 µm										
Construcción	Regulador de membrana, de accionamiento directo					Regulador de membrana, de accionamiento directo							Válvula servopilotada, reguladora del émbolo			
													Regulador de membrana, de accionamiento directo			
Tipo de fijación	Con accesorios															
	Montaje en línea															
	Montaje en panel frontal															
Posición de montaje	Indistinta															
Seguridad contra accionamiento involuntario	Botón giratorio con enclavamiento															
	-					Botón giratorio con cerradura integrada										
Histéresis máxima de la presión [bar]	0,3					0,2							0,4			
Presión de entrada [bar]	1 ... 10					1 ... 16										
Margen de regulación de la presión [bar]	0,5 ... 7					0,5 ... 7							0,5 ... 12			
Indicación de presión	Con manómetro															
	M5 en preparación					G3/8 en preparación			G1/4 en preparación				G3/4 en preparación			

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

Caudal nominal normal <sup>1)</sup> q <sub>N</sub> [l/min]						
Conexión	Rosca interior			Placa base		
	M5	M7		G3/8	QS4	QS6
<b>Micro</b>						
LR	120	300		450	160	450

1) Medición con p<sub>1</sub> = 10 bar, p<sub>2</sub> = 6 bar y Δp = 1 bar

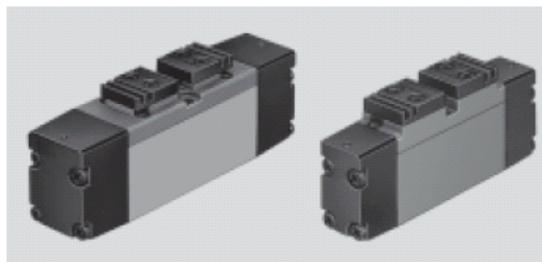
# Anexo J: Hoja de datos de Válvulas Neumáticas 5/2 vías Normalizadas, según ISO 15 407-1

Válvulas neumáticas VL, ISO 15 407-1

FESTO

Hoja de datos: válvulas de 5/2 vías

-  - Caudal  
500 ... 1 000 l/min



Datos técnicos generales		02	01
Tamaño ISO			
Función de válvula		Válvulas monoestables de 5/2 vías	
Construcción		Válvula de corredera	
Principio de estanquidad		Juntas de material sintético	
Tipo de accionamiento		Neumática	
Forma de reposición		Muelle mecánico o neumático	
Tipo de mando		Directo	
Sentido del flujo	Reposición neumática	Irreversible	
	Reposición mecánica	Reversible	
Función de escape		Con estrangulación	
Accionamiento manual auxiliar		No	
Tipo de fijación		Mediante taladros	
Posición de montaje		Indistinta	
Diámetro nominal	[mm]	6	8
Caudal nominal	[l/min]	500	1 000
Patrón	[mm]	19	27
Conexión neumática	1, 2, 3, 4, 5	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$
	12, 14	M5	M5
Peso del producto	[g]	120	230
Nivel de presión sonora	[dB (A)]	75	

Condiciones de funcionamiento y del entorno					
Tamaño ISO		02		01	
Forma de reposición		Neumática	Mecánica	Neumática	Mecánica
Fluido		Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar Vacío			
Presión de funcionamiento	[bar]	2 ... 10	-0,9 ... +10	2 ... 16	-0,9 ... +16
Presión de pilotaje	[bar]	2 ... 10	3 ... 10	2 ... 16	3 ... 16
Temperatura ambiente	[°C]	-10 ... +60			
Temperatura del fluido	[°C]	-10 ... +60			

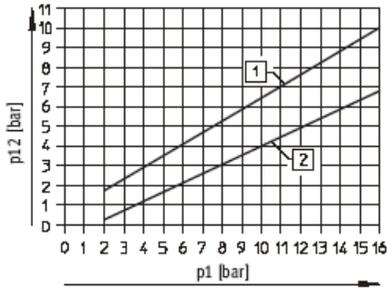
# Anexo J (...Continuación.)

## Válvulas neumáticas VL, ISO 15 407-1

Hoja de datos: válvulas de 5/2 vías, válvulas neumáticas

FESTO

### Presión de mando mínima p12 en función de la presión de funcionamiento p1 con pilotaje



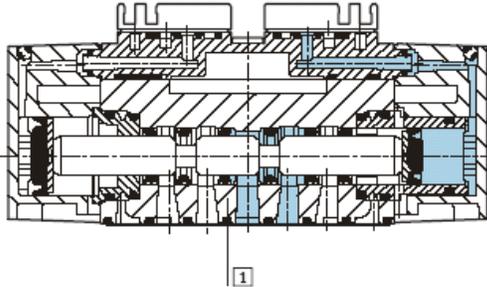
- 1 Presión de conexión
- 2 Presión de reposición

### Tiempos de respuesta de la válvula [ms]

Tamaño ISO	02		01	
Forma de reposición	Neumática	Mecánica	Neumática	Mecánica
Conexión	11	8	18	10
Desconexión	20	18	30	35

### Materiales

Vista en sección



1	Cuerpo	Fundición inyectada de aluminio, poliacetal
-	Juntas	Caucho nitrílico

# Anexo K: Hoja de datos de Válvula Neumática de accionamiento por leva G1/8, 3/2 vías.

Válvulas de conexión roscada G1/8, accionamiento indirecto

FESTO

Hoja de datos

-  Caudal  
140 l/min
-  Presión  
-0,95 ... +8 bar
-  Temperatura  
-10 ... +60°C



Datos técnicos generales: válvulas para panel frontal		
Tipo de accionamiento	Válvula de leva	Válvula con rodillo oscilante
Fluido	Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar Vacío <sup>1)</sup>	
Construcción	Válvula de asiento de accionamiento directo	
Tipo de fijación	2 taladros en el cuerpo	
Conexión neumática	G1/8	
Diámetro nominal [mm]	3,5	
Caudal normal nominal 1 > 2 [l/min]	140	
Presión de funcionamiento [bar]	-0,95 ... +8	
Fuerza de accionamiento a 6 bar [N]	28	
Temperatura [°C]	-10 ... +60	
Materiales	Cuerpo	Aluminio anodizado azul
	juntas	Caucho nitrílico
Peso [g]	90	150

<sup>1)</sup> Conexión de vacío en 1 ó 11

Datos técnicos generales: cabezales de accionamiento					
		Válvula con rodillo escamoteable	Rodillo bidireccional corto	Rodillo bidireccional largo	Varilla ajustable
Fuerza de accionamiento [N]	mín.	-	-	-	-
	máx.	10	12	7 <sup>1)</sup>	3 <sup>1)</sup>
Material		Acero cincado	Aluminio, acero	Aluminio, acero	
Peso [g]		42	52	30	35
					30

<sup>1)</sup> Depende de la altura de aproximación

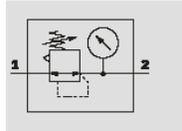
# Anexo L: Hoja de datos Reguladores de Presión Estándar LR, serie D. Catálogo Productos Festo.

## Reguladores de presión LR/LRS, serie D, ejecución metálica

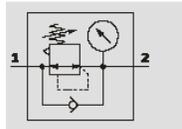
FESTO

Hoja de datos

LR/LRS-...-MICRO/MINI/MIDI  
Con manómetro



LR/LRS-...-I-MINI/MIDI,  
LR/LRS-...-MAXI  
Con manómetro



• Caudal  
120 ... 12 500 l/min

• Temperatura  
-10 ... +60 °C

• Presión de entrada  
1 ... 16 bar



- Apropia para montaje en tablero frontal
- Dos conexiones para manómetros para una instalación más versátil
- Tamaños Mini, Midi: regulador de membrana de accionamiento directo
- Tamaño Maxi: regulador de émbolo servopilotado, regulador de membrana LRS-DI
- Buenas características de regulación con baja histéresis
- Gran caudal
- Dos márgenes de regulación de la presión: 0,5 ... 7 bar y 0,5 ... 12 bar
- Aseguramiento de los valores ajustados mediante botón giratorio bloqueable
- Opción de flujo inverso para escape de salida 2 a salida 1
- Sensor de presión (opcional) → 52

Datos técnicos generales															
Tamaño	Micro					Mini			Midi			Maxi			
Conexión neumática	M5	M7	G <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	QS4	QS6	G <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	G <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	G <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	G <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	G <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	G <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	G <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	G <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	G <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	G1
Fluido	Aire comprimido					Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación, grado de filtración 40 µm									
Construcción	Regulador de membrana, de accionamiento directo					Regulador de membrana, de accionamiento directo						Válvula servopilotada, reguladora del émbolo			
												Regulador de membrana, de accionamiento directo			
Tipo de fijación	Con accesorios														
	Montaje en línea														
	Montaje en panel frontal														
Posición de montaje	Indistinta														
Seguridad contra accionamiento involuntario	Botón giratorio con enclavamiento														
	-					Botón giratorio con cerradura integrada									
Histéresis máxima de la presión [bar]	0,3					0,2					0,4				
Presión de entrada [bar]	1 ... 10					1 ... 16									
Margen de regulación de la presión [bar]	0,5 ... 7					0,5 ... 7					0,5 ... 12				
Indicación de presión	Con manómetro														
	M5 en preparación					G <sup>1</sup> / <sub>8</sub> en preparación			G <sup>1</sup> / <sub>4</sub> en preparación			G <sup>3</sup> / <sub>4</sub> en preparación			

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

Caudal nominal normal <sup>1)</sup> qnN [l/min]						
Conexión	Rosca interior			Placa base		
	M5	M7		G <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	QS4	QS6
<b>Micro</b>						
LR	120	300		450	160	450

1) Medición con p<sub>1</sub> = 10 bar, p<sub>2</sub> = 6 bar y Δp = 1 bar

# Anexo M: Hoja de Datos de Unidades de Mantenimiento MSB, serie MS. Catálogo de Productos Festo.

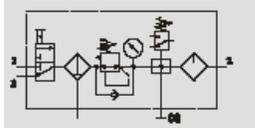
## Combinaciones de unidades de mantenimiento MSB4/MSB6, serie MS

FESTO

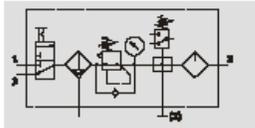
Hoja de datos – Combinación 1

### Función

Con purga de condensado  
Manual con giro



Con purga de condensado  
Automática



- Válvula de cierre MS...EM1 de accionamiento manual
- Unidad de filtro y regulador MS...LFR-D7
- Módulo de derivación MS...FRM-Y con presostato sin indicación
- Lubricador MS...LOE-R
- Escuadra de fijación MS...WP

- Caudal  
900 ... 3 300 l/min
- Temperatura  
-10 ... +60 °C
- Margen de regulación de la presión  
1 ... 12 bar



- Para la alimentación de aire comprimido filtrado y lubricado
- Posibilidad de conectar y desconectar la presión de alimentación
- La presión de salida se puede regular de modo continuo dentro del margen de regulación
- Al desconectar se descarga el aire
- Control eléctrico de la presión, con presión de conmutación regulable
- Toma de aire comprimido filtrado y sin lubricar en las conexiones del módulo de derivación

Datos técnicos generales		
Tamaño	MSB4	MSB6
Conexiones neumáticas 1, 2, 3	G1/4	G1/2
Función de regulación	Con función de presión primaria	
	Con reflujo	
	Con descarga secundaria	
	Presión de salida constante	
Tipo de fijación	Con accesorios	
Posición de montaje	Vertical ±5°	
Grado de filtración [µm]	5 (clase 3.7 de pureza del aire en la salida según DIN ISO 8573-1)	
	40 (clase 5.7 de pureza del aire en la salida según DIN ISO 8573-1)	
Protección del depósito del filtro	Funda de material sintético	
Purga de condensado	Manual con giro	
	Automática	
Seguridad contra accionamiento involuntario	Botón giratorio enclavable	
	Con llave (accesorio)	
Margen de regulación de la presión [bar]	1 ... 12	
Indicación de presión	Con manómetro	

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

Caudal nominal normal qnN [l/min]		
Tamaño	MSB4	MSB6
Grado de filtración	5 µm	900
	40 µm	950
		3 200
		3 300

# Anexo N: Catálogo de Productos Festo, Válvulas de accionamiento manual.. Hoja de Datos.

## Válvulas de palanca VHER-AH

FESTO

Hoja de datos VHER con palanca metálica

-  Caudal  
600 ... 4 300 l/min
-  Presión  
-0,95 ... +10 bar
-  Temperatura  
-20 ... +80 °C



Datos técnicos generales					
Tamaño de conexión	G $\frac{1}{8}$		G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{2}$	
Función de válvula	4/3, centro cerrado o a escape				
Construcción	Válvula de cierre				
Principio de estanquidad	Junta dura				
Tipo de fijación	Montaje en panel frontal o con taladros pasantes				
Tipo de mando	Directo				
Tipo de accionamiento	Manual				
Palanca de accionamiento	Metal				
Indicación de la posición de conmutación	Con accesorios				
Posición de montaje	Indistinta				
Sentido del flujo	Reversible				
Exenta de solapamiento	Sí				
Función de escape	Con estrangulación				
Caudal nominal	Conexión lateral	[l/min]	600	1 150	3 500
	Conexión debajo	[l/min]	800	1 500	4 300
Diámetro nominal		[mm]	6	8	12
Conexiones neumáticas 1,2,3,4			G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{2}$
Momento de accionamiento con 10 bar		[Nm]	1,1	2,8	5

Condiciones de funcionamiento y del entorno		
Fluido	Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación, grado de filtración 40 $\mu$ m	
Presión de funcionamiento	[bar]	-0,95 ... 10
Temperatura ambiente	[°C]	-20 ... +80
Resistencia a la corrosión	[KBK]	2 <sup>1)</sup>

1) Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Festo 940 070

Válida para piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, con superficies principalmente decorativas.

Detector de posición para indicación del estado de conmutación			
Tamaño de conexión	Lado de conexión	Tipo	
		SME-10F-... L-...	SME-10F-... Q-...
G $\frac{1}{8}$	Debajo (DU)	■	■
	Lateral (LD)	-	■
G $\frac{1}{4}$	Debajo	■	■
	Lateral	-	■
G $\frac{1}{2}$	Debajo	■	■
	Lateral	-	■

# Anexo O: Racor rápido roscado estándar, catálogo de productos Festo. Hoja de datos.

## Racores rápidos roscados Quick Star QS

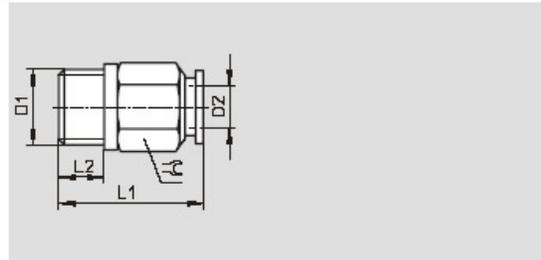
FESTO

Hoja de datos

Racor rápido roscado QS  
Rosca exterior  
con hexágono exterior



Rosca G



Dimensiones y datos para efectuar los pedidos										
Conexión	Diámetro nominal [mm]	Para tubo de diámetro exterior D2	L1	L2	⌀	Peso/unidad [g]	Nº de art.	Tipo	PE*	
<b>Rosca G con anillo de junta</b>										
G $\frac{1}{8}$	2,6	4	20,4	5,1	13	10	186095	QS-G $\frac{1}{8}$ -4	10	
	4	6	21,5	5,1	13	9,1	132036	QS-G $\frac{1}{8}$ -4-100	⊕ Nuevo	100
							186096	QS-G $\frac{1}{8}$ -6	10	
	5	8	26,7	5,1	14	14	132037	QS-G $\frac{1}{8}$ -6-100	⊕ Nuevo	100
							186098	QS-G $\frac{1}{8}$ -8	10	
132038	QS-G $\frac{1}{8}$ -8-50	⊕ Nuevo	50							
G $\frac{1}{4}$	4	6	22	5,6	17	18	186097	QS-G $\frac{1}{4}$ -6	10	
	5	8	22,7	5,6	17	16	132039	QS-G $\frac{1}{4}$ -6-100	⊕ Nuevo	100
							186099	QS-G $\frac{1}{4}$ -8	10	
	6,7	10	29,7	5,6	17	22	132040	QS-G $\frac{1}{4}$ -8-50	⊕ Nuevo	50
							186101	QS-G $\frac{1}{4}$ -10	10	
	6,3	12	34,9	5,6	21	51	132041	QS-G $\frac{1}{4}$ -10-50	⊕ Nuevo	50
186350							QS-G $\frac{1}{4}$ -12	10		
132042	QS-G $\frac{1}{4}$ -12-20	⊕ Nuevo	20							
G $\frac{3}{8}$	5	8	22,4	6,6	19	24	186100	QS-G $\frac{3}{8}$ -8	10	
	6,7	10	26,2	6,6	19	25	132043	QS-G $\frac{3}{8}$ -8-50	⊕ Nuevo	50
							186102	QS-G $\frac{3}{8}$ -10	10	
	8,7	12	32,3	6,6	21	38	132044	QS-G $\frac{3}{8}$ -10-50	⊕ Nuevo	50
							186103	QS-G $\frac{3}{8}$ -12	10	
132045	QS-G $\frac{3}{8}$ -12-20	⊕ Nuevo	20							
G $\frac{1}{2}$	10,3	16	38,3	6,6	22	49	186347	QS-G $\frac{3}{8}$ -16	1	
	8,7	12	28,8	7,6	24	46	186104	QS-G $\frac{1}{2}$ -12	1	
							132046	QS-G $\frac{1}{2}$ -12-20	⊕ Nuevo	20
12	16	36,3	7,6	24	53	186105	QS-G $\frac{1}{2}$ -16	1		
132047	QS-G $\frac{1}{2}$ -16-20	⊕ Nuevo	20							

\* Cantidad por unidad de embalaje

# Anexo O (...Continuación): Racor rápido roscado mini, catálogo de productos Festo. Hoja de datos.

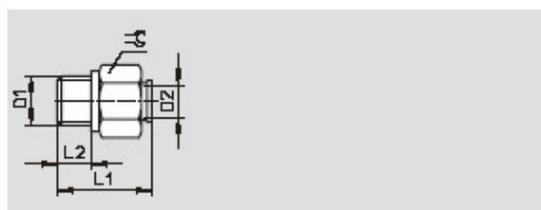
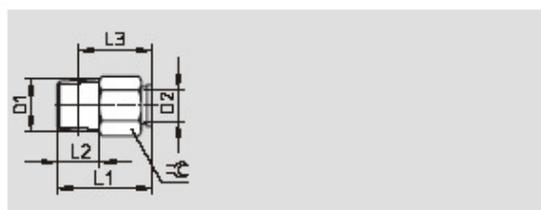
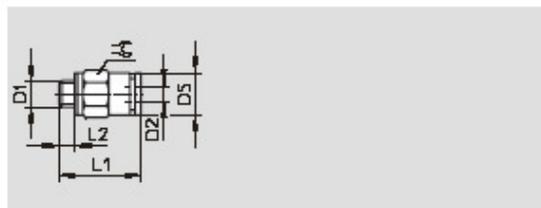
Racores rápidos roscados Quick Star QSM, Mini

FESTO

Hoja de datos

Racor rápido roscado QSM

Rosca exterior  
con hexágono exterior



Dimensiones y datos para efectuar los pedidos											
Conexión	Diámetro nominal [mm]	Para tubo de diámetro exterior D2	D5 Ø	L1	L2	L3	-C	Peso/ unidad [g]	Nº de art.	Tipo	PE*
<b>Rosca métrica con junta</b>											
M3	0,9	3	7	14	3,3	-	5,5	1,1	153301	QSM-M3-3	10
									130775	QSM-M3-3-100	100
	1,1	4	9,8	16,5	3,3	-	8	2,5	153303	QSM-M3-4	10
									130776	QSM-M3-4-100	100
M5	2	3	9,8	16,7	3,5	-	8	3,5	153302	QSM-M5-3	10
									130777	QSM-M5-3-100	100
	2,2	4	9,8	16,7	3,5	-	8	3,3	153304	QSM-M5-4	10
									130778	QSM-M5-4-100	100
	2,1	6	11,8	17,8	3,5	-	10	4,5	153306	QSM-M5-6	10
									130779	QSM-M5-6-100	100
M6	2,8	6	11,8	18,0	3,9	-	10	4,8	132600	QSM-M6-6	10 Nuevo
<b>Rosca R</b>											
R½	2,9	4	-	16	8	12	10	6	153305	QSM-R½-4	10
									130755	QSM-R½-4-100	100
	4,5	6	-	18	8	14	10	6	153307	QSM-R½-6	10
									130756	QSM-R½-6-100	100
<b>Rosca G con anillo de junta</b>											
G½	2,9	4	-	16,4	5,1	-	13	9,4	186264	QSM-G½-4	10
	2,8	6	-	18,4	5,1	-	13	11	186265	QSM-G½-6	10

# Anexo P: Silenciadores para Generadores de Vacío, Catálogo de Productos Festo. Hoja de Datos.

## Silenciadores UO

FESTO

Hoja de datos

Silenciador UO  
Para generadores de vacío  
VN-T2/T3

- Silenciador especial con taladro de salida
- Permite el funcionamiento fiable de la tobera de aspiración

Función



Datos técnicos generales			
Tamaño	M7	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{4}$
Conexión neumática	M7	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{4}$
Tipo de fijación	Conexión roscada		
Posición de montaje	Indistinta		
Peso del producto [g]	2,5	5	8

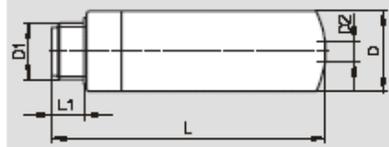
Condiciones de funcionamiento y del entorno	
Presión de funcionamiento, [bar] generador de vacío	0 ... 8
Fluido	Aire comprimido seco
Temperatura ambiente [°C]	-10 ... +60
Resistencia a la corrosión CRC <sup>1)</sup>	2

1) Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Festo 940 070

Válida para piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, o en superficies principalmente de otrotativas.

Materiales	
Núcleo del silenciador	Polietileno
Parte roscada	Polietileno
Materiales	No contiene cobre ni PTFE

Dimensiones Datos CAD disponibles en [www.festo.com](http://www.festo.com)



Conexión	D ∅	D1	D2	L	L1
M7	9,8	M7	3	36,7	5,5
G $\frac{3}{8}$	13,8	G $\frac{3}{8}$	3,5	48	6,5
G $\frac{1}{4}$	17,8	G $\frac{1}{4}$	5,3	62,3	8,5

Referencias		
Conexión neumática	Nº art.	Tipo
M7	1975 82	UO-M7
G $\frac{3}{8}$	1975 83	UO-1/8
G $\frac{1}{4}$	1975 84	UO-1/4

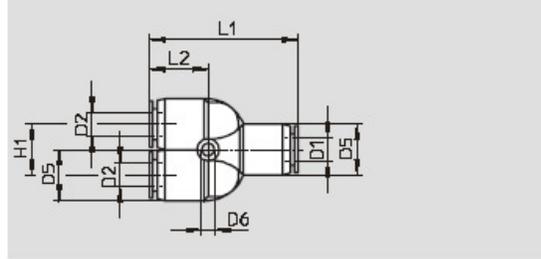
# Anexo Q: Racor rápido en Y, catálogo de productos Festo. Hoja de datos.

## Racores rápidos roscados Quick Star QS

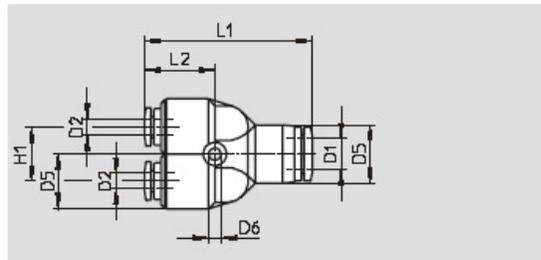
FESTO

Hoja de datos

Racor rápido en Y QSY



2 salidas reductoras



Reductor

Dimensiones y datos para efectuar los pedidos											
Para tubo de diámetro exterior D1	Diámetro nominal [mm]	Para tubo de diámetro exterior D2	D5 Ø	D6 Ø	H1	L1	L2	Peso/ unidad [g]	Nº de art.	Tipo	PE*
4	2,3	4	10	3,4	11	32,8	14,1	7,6	153148	QSY-4	10
									130807	QSY-4-100	100
6	3,6	6	12,5	3,4	12	37,7	15,8	11	153149	QSY-6	10
									130808	QSY-6-100	100
8	4,6	8	14,5	3,2	14	42,4	17,2	16	153150	QSY-8	10
									130809	QSY-8-50	50
10	5,9	10	18	4,5	18	48,4	19,5	26	153151	QSY-10	10
									130810	QSY-10-20	20
12	7	12	21	4,2	20	54,8	22,2	37	153152	QSY-12	10
									130811	QSY-12-20	20
16	8,5	16	25	4,5	24	62,2	22,1	45	130609	QSY-16	1
<b>Reductor</b>											
6	2,3	4	13	3,2	12	37,5	15	10,5	153153	QSY-6-4	10
									130812	QSY-6-4-100	100
8	2,1	4	15	3,2	14	43,3	18,2	17	130610	QSY-8-4	10
	3,6	6	15	3,2	14	42,5	17,5	14,5	153154	QSY-8-6	10
10	3,6	6	18	4,5	18	50,2	21,3	27	130611	QSY-10-6	10
									4,6	8	18
12	5,4	8	21	4,2	20	56,4	23,8	40	130612	QSY-12-8	10
									5,9	10	21
16	7,8	12	25	4,5	25	66,7	26,6	77	130815	QSY-12-10-20	20
									190708	QSY-16-12	1

# Anexo R: Racor múltiple, Catálogo de productos Festo. Hoja de datos.

## Racor múltiple Quick Star QSLV3

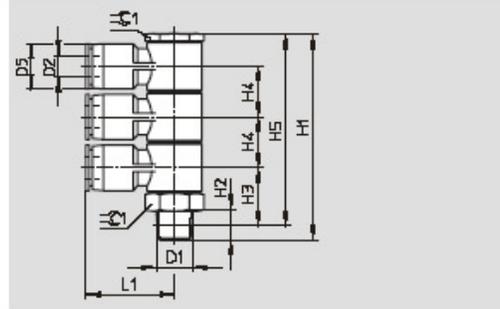


Hoja de datos

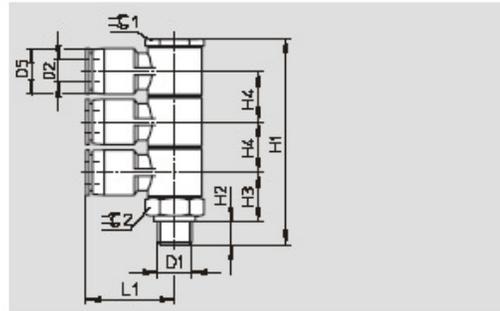
Racor múltiple QSLV3  
3 salidas  
Orientable en 360°



Rosca R



Rosca G



Dimensiones y referencias															
Conexión	Diámetro nominal [mm]	Para tubo de diámetro exterior D2	D5 Ø	H1	H2	H3	H4	H5	L1	~G1	~G2	Peso/ unidad [g]	Nº de art.	Tipo	PE*
<b>Rosca R</b>															
R <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	2,4	4	10	57,4	8	16,1	14	53,4	22,2	14	-	38	153 221	QSLV3-R <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -4	1
	3,5	6	12,5	57,4	8	16,1	14	53,4	24,2	14	-	41	153 222	QSLV3-R <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -6	1
	4,3	8	14,5	61,3	8	17,6	15	57,3	28,2	17	-	63	153 224	QSLV3-R <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -8	1
R <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3,5	6	12,5	60,4	11	17,1	14	54,4	24,2	14	-	44	153 223	QSLV3-R <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -6	1
	4,4	8	14,5	64,3	11	18,5	15	58,3	28,2	17	-	66	153 225	QSLV3-R <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -8	1
	5,3	10	18	75,8	11	22	18	69,8	32,5	22	-	114	153 227	QSLV3-R <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -10	1
R <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	4,4	8	14,5	65,3	12	19,2	15	59	28,2	17	-	70	153 226	QSLV3-R <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -8	1
	5,4	10	18	76,8	15	22,7	18	70,5	32,5	22	-	120	153 228	QSLV3-R <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -10	1
	6,2	12	21	89,5	12	27,3	21	83,2	38,2	27	-	188	153 229	QSLV3-R <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -12	1
R <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6,3	12	21	92,5	15	28,4	21	84,3	38,2	27	-	196	153 230	QSLV3-R <sup>1</sup> / <sub>2</sub> -12	1
<b>Rosca G con anillo de junta</b>															
G <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	2,4	4	10	56,2	5,1	13,9	14	-	22,2	14	14	38	186 233	QSLV3-G <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -4	1
	3,5	6	12,5	56,2	5,1	13,9	14	-	24,2	14	14	40	186 234	QSLV3-G <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -6	1
	4,3	8	14,5	59,2	5,1	15,4	15	-	28,2	17	17	62	186 236	QSLV3-G <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -8	1
G <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3,5	6	12,5	57,7	5,6	14,4	14	-	24,2	14	17	49	186 235	QSLV3-G <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -6	1
	4,4	8	14,5	59,7	5,6	15,4	15	-	28,2	17	17	63	186 237	QSLV3-G <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -8	1
	4,3	10	18	68,2	5,6	18,9	18	-	32,5	22	22	112	186 239	QSLV3-G <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -10	1
G <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	4,4	8	14,5	61,2	6,6	15,9	15	-	28,2	17	19	102	186 238	QSLV3-G <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -8	1
	5,4	10	18	69,7	6,6	19,4	18	-	32,5	22	22	117	186 240	QSLV3-G <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -10	1
	6,2	12	21	79,3	6,6	23,9	21	-	38,2	27	27	154	186 241	QSLV3-G <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -12	1
G <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6,3	12	21	80,3	7,6	23,9	21	-	38,2	27	27	188	186 242	QSLV3-G <sup>1</sup> / <sub>2</sub> -12	1

\* Cantidad por unidad de embalaje

# Anexo S: Racor rápido rosca interna, Catálogo de productos Festo. Hoja de datos.

## Racores rápidos roscados Quick Star QS

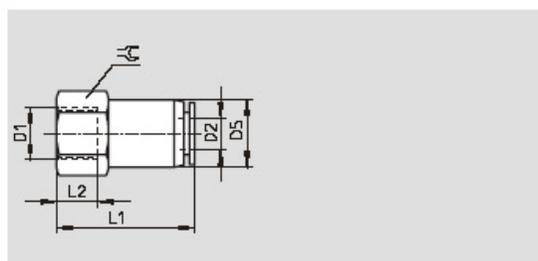
FESTO

Hoja de datos

Racor rápido roscado QS  
Rosca interior  
con hexágono exterior



Rosca G



Dimensiones y datos para efectuar los pedidos										
Conexión	Diámetro nominal	Para tubo de diámetro exterior	D5	L1	L2	~∅	Peso/ unidad	Nº de art.	Tipo	PE*
D1	[mm]	D2	∅				[g]			
Rosca G con anillo de junta										
G <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	2,6	4	11	24,4	7	14	15	153022	QSF- <sup>1</sup> / <sub>8</sub> -4-B	10
								130709	QSF- <sup>1</sup> / <sub>8</sub> -4-B-100	100
	4	6	13	26,5	7	14	18	153023	QSF- <sup>1</sup> / <sub>8</sub> -6-B	10
								130710	QSF- <sup>1</sup> / <sub>8</sub> -6-B-100	100
	5,8	8	14,5	28	7	14	19	153025	QSF- <sup>1</sup> / <sub>8</sub> -8-B	10
								130711	QSF- <sup>1</sup> / <sub>8</sub> -8-B-50	50
G <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	2,8	4	14	27,4	9	17	23	190650	QSF- <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -4-B	10
	4	6	13	29,5	9	17	24	153024	QSF- <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -6-B	10
								130712	QSF- <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -6-B-100	100
	5,8	8	15	31	9	17	27	153026	QSF- <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -8-B	10
								130713	QSF- <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -8-B-50	50
	7,4	10	17,5	33,7	9	17	32	153028	QSF- <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -10-B	10
								130714	QSF- <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -10-B-50	50
G <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	7,2	12	20,8	35,8	9	21	56	190651	QSF- <sup>1</sup> / <sub>4</sub> -12-B	10
	4,1	6	13	30,5	11	21	31	190652	QSF- <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -6-B	10
	5,8	8	15,5	32	11	21	35	153027	QSF- <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -8-B	10
								130715	QSF- <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -8-B-50	50
	7,4	10	17,5	34,7	11	21	40	153029	QSF- <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -10-B	10
								130716	QSF- <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -10-B-50	50
G <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	9,5	12	20,8	36,8	11	21	50	153030	QSF- <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -12-B	10
								130717	QSF- <sup>3</sup> / <sub>8</sub> -12-B-20	20
	9,5	12	20,8	40,8	14	24	59	190653	QSF- <sup>1</sup> / <sub>2</sub> -12-B	1
	10,6	16	25	43,8	14	25	81	190654	QSF- <sup>1</sup> / <sub>2</sub> -16-B	1

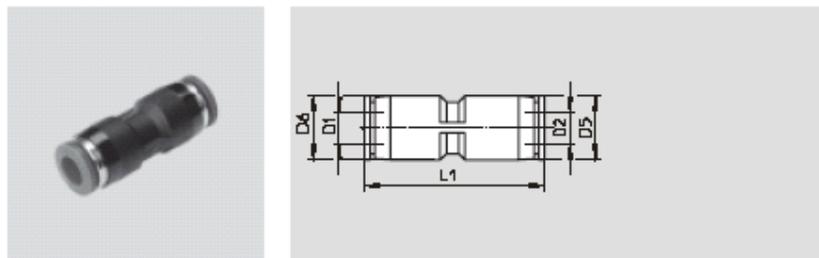
# Anexo T: Racor rápido y reductor, Catálogo de productos Festo. Hoja de datos.

## Racores rápidos roscados Quick Star QS

FESTO

Hoja de datos

Racor rápido QS



Dimensiones y datos para efectuar los pedidos								
Para tubo de diámetro exterior D1	Diámetro nominal [mm]	Para tubo de diámetro exterior D2	D5 ∅	D6	L1	Peso/ unidad [g]	Nº de art. Tipo	PE*
4	2,6	4	10	-	31	5	153031 QS-4	10
							130686 QS-4-100	100
6	4	6	12,5	-	35	6,5	153032 QS-6	10
							130687 QS-6-100	100
8	5	8	14,5	-	38	9,5	153033 QS-8	10
							130688 QS-8-50	50
10	6,7	10	17,5	-	44	16	153034 QS-10	10
							130689 QS-10-50	50
12	8,7	12	21	-	48	22	153035 QS-12	10
							130690 QS-12-20	20
16	13,7	16	25	-	50	25	153036 QS-16	1
Reductor								
6	2,6	4	12,5	12,5	34,4	6,4	153037 QS-6-4	10
							130691 QS-6-4-100	100
8	2,3	4	10,7	14,5	36,6	7,2	130606 QS-8-4	10
							153038 QS-8-6	10
	4	6	14,5	14,5	37,9	8,8	130692 QS-8-6-50	50
10	3,7	6	13	17,5	39,8	12	130607 QS-10-6	10
							153039 QS-10-8	10
	5	8	17,5	17,5	43,1	14	130693 QS-10-8-50	50
12	5,2	8	14,5	21	44	16	130608 QS-12-8	10
							153040 QS-12-10	10
	6,7	10	21	21	47,6	21	130694 QS-12-10-20	20

# Anexo U. Cojinetes de deslizamiento en seco de material compuesto (dimensiones en pulgadas)



Cojinetes de fricción de deslizamiento en seco de materiales compuestos, con dimensiones en pulgadas

Dimensiones			Capacidad de carga		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>		
mm			kN		kg	-
12,7	15,081	15,875	16	50	0,0061	PCZ 0810 B
12,7	15,081	15,875	24	50	0,0049	PCZ 0810 M
12,7	15,081	22,225	22,4	71	0,0085	PCZ 0814 B
12,7	15,081	22,225	33,4	71	0,0069	PCZ 0814 M
14,287	16,669	12,7	14,6	45,5	0,0054	PCZ 0908 B
14,287	16,669	12,7	21,6	45,5	0,0044	PCZ 0908 M
14,287	16,669	19,05	21,6	68	0,0082	PCZ 0912 B
14,287	16,669	19,05	32,5	68	0,0066	PCZ 0912 M
15,875	18,256	12,7	16	50	0,006	PCZ 1008 B
15,875	18,256	12,7	24	50	0,0049	PCZ 1008 M
15,875	18,256	15,875	20	63	0,0075	PCZ 1010 B
15,875	18,256	15,875	30	63	0,0061	PCZ 1010 M
15,875	18,256	19,05	24	75	0,009	PCZ 1012 B
15,875	18,256	19,05	36	75	0,0073	PCZ 1012 M
15,875	18,256	22,225	28	88	0,011	PCZ 1014 B
15,875	18,256	22,225	42,5	88	0,0085	PCZ 1014 M
17,462	19,844	22,225	31	96,5	0,011	PCZ 1114 B
17,462	19,844	22,225	46,5	96,5	0,0093	PCZ 1114 M
19,05	22,225	12,7	18,3	56	0,0098	PCZ 1208 B
19,05	22,225	12,7	27	56	0,0084	PCZ 1208 M
19,05	22,225	19,05	28	86,5	0,015	PCZ 1212 B
19,05	22,225	19,05	41,5	86,5	0,013	PCZ 1212 M
19,05	22,225	25,4	37,5	118	0,02	PCZ 1216 B
19,05	22,225	25,4	56	118	0,017	PCZ 1216 M
22,225	25,4	19,05	32,5	102	0,017	PCZ 1412 B

## Anexo V: tolerancias de los ejes y agujeros de alojamiento para cojinetes de fricción de material compuesto, material B/E (medidas en pulgadas) (este debe ser en pulgadas)

Tabla T2: Cojinetes de fricción de materiales compuestos, material B (tamaños en pulgadas) - Tolerancias del eje y el alojamiento, juego del cojinete

Dimensiones del cojinete de fricción				Límites de diámetro						Juego de funcionamiento	
Diámetro interior	Diámetro exterior	Espesor de pared		Eje		Diámetro del agujero del alojamiento		Diámetro del agujero del cojinete de fricción montado		mín	máx
d	D	máx	mín	máx	mín	máx	mín	máx	mín	mín	máx
pulg. / mm	pulg. / mm	pulg. / mm									
$\frac{1}{8}$ 3,175	$\frac{3}{16}$ 4,763	0,0315 0,800	0,0305 0,775	0,1242 3,155	0,1236 3,139	0,1878 4,769	0,1873 4,757	0,1268 3,219	0,1243 3,157	0,0001 2	0,0032 80
$\frac{3}{16}$ 4,763	$\frac{1}{4}$ 6,350	0,0315 0,800	0,0305 0,775	0,1867 4,743	0,1858 4,719	0,2503 6,358	0,2497 6,343	0,1893 4,792	0,1867 4,743	0 0	0,0035 89
$\frac{1}{4}$ 6,35	$\frac{5}{16}$ 7,938	0,0315 0,800	0,0305 0,775	0,2490 6,325	0,2482 6,304	0,3128 7,946	0,3122 7,931	0,2518 6,396	0,2493 6,331	0,0003 6	0,0036 92
$\frac{5}{16}$ 7,938	$\frac{3}{8}$ 9,525	0,0315 0,800	0,0305 0,775	0,3115 7,913	0,3113 7,907	0,3753 9,533	0,3747 9,518	0,3143 7,983	0,3117 7,918	0,0002 5	0,0030 76
$\frac{3}{8}$ 9,525	$\frac{15}{32}$ 11,906	0,0471 1,196	0,0461 1,171	0,3740 9,500	0,3738 9,496	0,4691 11,916	0,4684 11,898	0,3769 9,574	0,3742 9,506	0,0002 6	0,0031 78
$\frac{7}{16}$ 11,113	$\frac{17}{32}$ 13,494	0,0471 1,196	0,0461 1,171	0,4363 11,081	0,4358 11,070	0,5317 13,504	0,5309 13,486	0,4394 11,162	0,4368 11,094	0,0005 13	0,0036 92
$\frac{1}{2}$ 12,7	$\frac{19}{32}$ 15,081	0,0471 1,196	0,0461 1,171	0,4987 12,668	0,4983 12,657	0,5941 15,091	0,5934 15,073	0,5019 12,749	0,4992 12,681	0,0005 13	0,0036 92
$\frac{9}{16}$ 14,288	$\frac{21}{32}$ 16,669	0,0471 1,196	0,0461 1,171	0,5613 14,256	0,5608 14,245	0,6566 16,679	0,6559 16,661	0,5644 14,337	0,5618 14,269	0,0005 13	0,0036 92
$\frac{5}{8}$ 15,875	$\frac{23}{32}$ 18,256	0,0471 1,196	0,0461 1,171	0,6237 15,843	0,6233 15,832	0,7192 18,268	0,7184 18,247	0,6270 15,926	0,6242 15,855	0,0005 12	0,0037 94
$\frac{11}{16}$ 17,463	$\frac{25}{32}$ 19,844	0,0471 1,196	0,0461 1,171	0,6863 17,431	0,6858 17,420	0,7817 19,856	0,7809 19,833	0,6895 17,514	0,6867 17,441	0,0005 10	0,0036 94
$\frac{3}{4}$ 19,05	$\frac{7}{8}$ 22,225	0,0627 1,592	0,0615 1,562	0,7484 19,010	0,7479 18,997	0,8755 22,237	0,8747 22,216	0,7525 19,113	0,7493 19,032	0,0009 22	0,0046 116
$\frac{7}{8}$ 22,225	1 25,4	0,0627 1,592	0,0615 1,562	0,8734 22,185	0,8729 22,172	1,0005 25,412	0,9997 25,391	0,8775 22,288	0,8743 22,207	0,0009 22	0,0046 116
1 25,4	$1\frac{1}{8}$ 28,575	0,0627 1,592	0,0615 1,562	0,9984 25,360	0,9979 25,347	1,1255 28,587	1,1246 28,566	1,0025 25,463	0,9993 25,382	0,0009 22	0,0046 116

## Anexo W. tolerancias de los ejes y agujeros de alojamiento para cojinetes de fricción de material compuesto, material B/E (medidas en milímetros)

Tabla T1: Cojinetes de fricción de materiales compuestos, material B/E (tamaños métricos) - Tolerancias del eje y del alojamiento, juego del cojinete

Dimensiones del cojinete de fricción				Límites de diámetro				Diámetro del agujero de fricción montado		Juego de funcionamiento	
Diámetro exterior del agujero	Diámetro de pared	Espesor		Eje		Diámetro del agujero del alojamiento		Diámetro del agujero de fricción montado		mín	máx
d	D	máx	mín	(f7 para d ≤ 75 mm) (h8 para d > 75 mm) (H7)		(H7)		máx	mín	μm	
mm				mm		máx	mín				
3	4,5	0,750	0,730	3,000(h6)	2,994(h6)	4,508(H6)	4,500(H6)	3,048	3,000	0	54
4	5,5	0,750	0,730	4,000(h6)	3,992(h6)	5,508(H6)	5,500(H6)	4,048	4,000	0	56
5	7	1,005	0,980	4,990	4,978	7,015	7,000	5,055	4,990	0	77
6	8	1,005	0,980	5,990	5,978	8,015	8,000	6,055	5,990	0	77
7	9	1,005	0,980	6,987	6,972	9,015	9,000	7,055	6,990	3	83
8	10	1,005	0,980	7,987	7,972	10,015	10,000	8,055	7,990	3	83
10	12	1,005	0,980	9,987	9,972	12,018	12,000	10,058	9,990	3	86
12	14	1,005	0,980	11,984	11,966	14,018	14,000	12,058	11,990	6	92
13	15	1,005	0,980	12,984	12,966	15,018	15,000	13,058	12,990	6	92
14	16	1,005	0,980	13,984	13,966	16,018	16,000	14,058	13,990	6	92
15	17	1,005	0,980	14,984	14,966	17,018	17,000	15,058	14,990	6	92
16	18	1,005	0,980	15,984	15,966	18,018	18,000	16,058	15,990	6	92
17	19	1,005	0,980	16,984	16,966	19,021	19,000	17,061	16,990	6	95
18	20	1,005	0,980	17,984	17,966	20,021	20,000	18,061	17,990	6	95
20	23	1,505	1,475	19,980	19,959	23,021	23,000	20,071	19,990	10	112
22	25	1,505	1,475	21,980	21,959	25,021	25,000	22,071	21,990	10	112
24	27	1,505	1,475	23,980	23,959	27,021	27,000	24,071	23,990	10	112
25	28	1,505	1,475	24,980	24,959	28,021	28,000	25,071	24,990	10	112
28	32	2,005	1,970	27,980	27,959	32,025	32,000	28,085	27,990	10	126
30	34	2,005	1,970	29,980	29,959	34,025	34,000	30,085	29,990	10	126
32	36	2,005	1,970	31,975	31,950	36,025	36,000	32,085	31,990	15	135
35	39	2,005	1,970	34,975	34,950	39,025	39,000	35,085	34,990	15	135
37	40	1,505	1,475	36,975	36,950	40,025	40,000	37,075	36,990	15	125
40	44	2,005	1,970	39,975	39,950	44,025	44,000	40,085	39,990	15	135

## Anexo X: cojinetes de deslizamiento en seco con pestañas de material compuesto (dimensiones en milímetros).

Cojinetes de fricción de deslizamiento en seco, con pestañas, de materiales compuestos



Dimensiones					Capacidades de carga				Masa	Designación
d	D	D <sub>1</sub>	B	B <sub>1</sub>	radial dinámica C	estática C <sub>0</sub>	axial dinámica C <sub>a</sub>	estática C <sub>0</sub>	kg	-
mm					KN					
12	14	20	15	1	12,5	39	9,15	28,5	0,0061	PCMF 121415 E
12	14	20	17	1	14,3	45	9,15	28,5	0,0066	PCMF 121417 B
12	14	20	17	1	14,3	45	9,15	28,5	0,0066	PCMF 121417 E
14	16	22	12	1	11	34,5	10	31,5	0,0058	PCMF 141612 B
14	16	22	12	1	11	34,5	10	31,5	0,0058	PCMF 141612 E
14	16	22	17	1	16,6	52	10	31,5	0,0075	PCMF 141617 B
14	16	22	17	1	16,6	52	10	31,5	0,0075	PCMF 141617 E
15	17	23	9	1	8,3	26	10,4	32,5	0,0051	PCMF 151709 B
15	17	23	9	1	8,3	26	10,4	32,5	0,0051	PCMF 151709 E
15	17	23	12	1	12	37,5	10,4	32,5	0,0062	PCMF 151712 B
15	17	23	12	1	12	37,5	10,4	32,5	0,0062	PCMF 151712 E
15	17	23	17	1	18	56	10,4	32,5	0,0076	PCMF 151717 B
15	17	23	17	1	18	56	10,4	32,5	0,0076	PCMF 151717 E
16	18	24	12	1	12,2	38	8,5	26,5	0,0062	PCMF 161812 B
16	18	24	12	1	12,2	38	8,5	26,5	0,0062	PCMF 161812 E
16	18	24	17	1	18,6	58,5	8,5	26,5	0,0081	PCMF 161817 B
16	18	24	17	1	18,6	58,5	8,5	26,5	0,0081	PCMF 161817 E
18	20	26	12	1	13,7	42,5	9,3	29	0,0073	PCMF 182012 B
18	20	26	12	1	13,7	42,5	9,3	29	0,0073	PCMF 182012 E
18	20	26	17	1	20,8	65,5	9,3	29	0,0095	PCMF 182017 B
18	20	26	17	1	20,8	65,5	9,3	29	0,0095	PCMF 182017 E
18	20	26	22	1	28	88	9,3	29	0,012	PCMF 182022 B
18	20	26	22	1	28	88	9,3	29	0,012	PCMF 182022 E
20	23	30	11,5	1,5	14,3	45	17,3	54	0,013	PCMF 202311.5 B
20	23	30	11,5	1,5	14,3	45	17,3	54	0,013	PCMF 202311.5 E

## Anexo Y Cojinetes de deslizamiento en seco de material compuesto (dimensiones en pulgadas)

Cojinetes de fricción de deslizamiento en seco de materiales compuestos, con dimensiones en pulgadas



Dimensiones			Capacidad de carga		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	kg	-
mm			KN			
22,225	25,4	19,05	49	102	0,015	PCZ 1412 M
22,225	25,4	22,225	38	120	0,02	PCZ 1414 B
22,225	25,4	22,225	57	120	0,017	PCZ 1414 M
22,225	25,4	25,4	44	137	0,023	PCZ 1416 B
22,225	25,4	25,4	65,5	137	0,019	PCZ 1416 M
25,4	28,575	19,05	37,5	116	0,019	PCZ 1612 B
25,4	28,575	19,05	56	116	0,017	PCZ 1612 M
25,4	28,575	25,4	50	156	0,026	PCZ 1616 B
25,4	28,575	25,4	75	156	0,022	PCZ 1616 M
25,4	28,575	38,1	76,5	236	0,038	PCZ 1624 B
25,4	28,575	38,1	115	236	0,033	PCZ 1624 M
28,575	32,544	19,05	415	129	0,027	PCZ 1812 B
28,575	32,544	19,05	63	129	0,024	PCZ 1812 M
28,575	32,544	25,4	56	176	0,036	PCZ 1816 B
28,575	32,544	25,4	85	176	0,032	PCZ 1816 M
31,75	35,719	19,05	46,5	146	0,03	PCZ 2012 B
31,75	35,719	19,05	69,5	146	0,027	PCZ 2012 M
31,75	35,719	25,4	64	196	0,04	PCZ 2016 B
31,75	35,719	25,4	93	196	0,036	PCZ 2016 M
31,75	35,719	31,75	78	245	0,05	PCZ 2020 B
31,75	35,719	31,75	118	245	0,045	PCZ 2020 M
31,75	35,719	44,45	110	345	0,071	PCZ 2028 B
31,75	35,719	44,45	166	345	0,063	PCZ 2028 M
34,925	38,894	25,4	68	216	0,044	PCZ 2216 B
34,925	38,894	25,4	104	216	0,039	PCZ 2216 M

# Anexo Z Cojinetes antifriction de bolas.



Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
25	52	9	10,6	6,55	0,28	28000	18000	0,078	98205
25	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	18000	0,13	6205 *
25	52	15	17,8	9,8	0,4	28000	18000	0,12	6205 ETN9
25	52	15	14,8	7,8	0,335	-	8500	0,13	6205-2RSH *
25	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	14000	0,13	6205-2RSL *
25	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	14000	0,13	6205-ZZ *
25	52	15	14,8	7,8	0,335	-	8500	0,13	6205-RSH *
25	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	18000	0,13	6205-RSL *
25	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	18000	0,13	6205-Z *
25	52	18	14	7,8	0,335	-	8500	0,15	62205-2RS1
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	16000	0,23	6305 *
25	62	17	26	13,4	0,57	24000	16000	0,21	6305 ETN9
25	62	17	23,4	11,6	0,49	-	7500	0,23	6305-2RS1 *
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	13000	0,23	6305-2RZ *
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	13000	0,23	6305-ZZ *
25	62	17	23,4	11,6	0,49	-	7500	0,23	6305-RS1 *
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	16000	0,23	6305-RZ *
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	16000	0,23	6305-Z *
25	62	24	22,5	11,6	0,49	-	7500	0,32	62305-2RS1
25	80	21	35,8	19,3	0,815	20000	13000	0,53	6405
25,4	57,15	15,875	17,8	9,65	0,405	24000	17000	0,17	RLS 8
25,4	57,15	15,875	17,8	9,65	0,405	-	8000	0,17	RLS 8-2RS1
25,4	57,15	15,875	17,8	9,65	0,405	24000	12000	0,17	RLS 8-2Z
25,4	63,5	19,05	22,5	11,6	0,49	22000	16000	0,23	RMS 8
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26000	16000	0,18	62/28

Sólo proveedores de recambios  
Sólo proveedores de recambios  
Sólo proveedores de recambios  
Sólo proveedores de recambios

## Anexo AA: Juego radial interno de los Cojinetes antifricción rígidos de bolas.

Tabla 3: Juego radial interno de los rodamientos rígidos de bolas



Diámetro del agujero d más de incl. mm	Juego radial interno										
	C2		Normal		C3		C4		C5		
	mín	máx	mín	máx	mín	máx	mín	máx	mín	máx	
		6	0	7	2	13	8	23	-	-	
<b>6</b>	<b>10</b>	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
<b>10</b>	<b>18</b>	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
<b>18</b>	<b>24</b>	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
<b>24</b>	<b>30</b>	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
<b>30</b>	<b>40</b>	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
<b>40</b>	<b>50</b>	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
<b>50</b>	<b>65</b>	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
<b>65</b>	<b>80</b>	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
<b>80</b>	<b>100</b>	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
<b>100</b>	<b>120</b>	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140
<b>120</b>	<b>140</b>	2	23	18	48	41	81	71	114	105	160
<b>140</b>	<b>160</b>	2	23	18	53	46	91	81	130	120	180
<b>160</b>	<b>180</b>	2	25	20	61	53	102	91	147	135	200
<b>180</b>	<b>200</b>	2	30	25	71	63	117	107	163	150	230
<b>200</b>	<b>225</b>	4	32	28	82	73	132	120	187	175	255
<b>225</b>	<b>250</b>	4	36	31	92	87	152	140	217	205	290
<b>250</b>	<b>280</b>	4	39	36	97	97	162	152	237	255	320
<b>280</b>	<b>315</b>	8	45	42	110	110	180	175	260	260	360
<b>315</b>	<b>355</b>	8	50	50	120	120	200	200	290	290	405
<b>355</b>	<b>400</b>	8	60	60	140	140	230	230	330	330	460
<b>400</b>	<b>450</b>	10	70	70	160	160	260	260	370	370	520
<b>450</b>	<b>500</b>	10	80	80	180	180	290	290	410	410	570
<b>500</b>	<b>560</b>	20	90	90	200	200	320	320	460	460	630
<b>560</b>	<b>630</b>	20	100	100	220	220	350	350	510	510	700
<b>630</b>	<b>710</b>	30	120	120	250	250	390	390	560	560	780
<b>710</b>	<b>800</b>	30	130	130	280	280	440	440	620	620	860
<b>800</b>	<b>900</b>	30	150	150	310	310	490	490	690	690	960
<b>900</b>	<b>1 000</b>	40	160	160	340	340	540	540	760	760	1 040
<b>1 000</b>	<b>1 120</b>	40	170	170	370	370	590	590	840	840	1 120

## Anexo AB: Catálogo rieles Zimmerman.

### CAPACIDADES DE CARGA (CONTINUACIÓN)

Part No. 30500/ZRS2 - Deflecciones de carga en vivo

Tramo de riel/puente				Límites de deflexión						Carga puntual					
ft	in.	m	mm	L/450 in.	L/450 mm	L/550 in.	L/550 mm	L/600 in.	L/600 mm	L/450 lbs	L/450 kg	L/550 lbs	L/550 kg	L/600 lbs	L/600 kg
4	48	1.22	1219.2	0.107	2.7	0.087	2.2	0.080	2.0	2850	1293	2850	1293	2850	1293
5	60	1.52	1524.0	0.133	3.4	0.109	2.8	0.100	2.5	2850	1293	2850	1293	2850	1293
6	72	1.83	1828.8	0.160	4.1	0.131	3.3	0.120	3.0	2850	1293	2850	1293	2850	1293
7	84	2.13	2133.6	0.187	4.7	0.153	3.9	0.140	3.6	2826	1282	2826	1282	2772	1258
8	96	2.44	2438.4	0.213	5.4	0.175	4.4	0.160	4.1	2473	1122	2316	1050	2123	963
9	108	2.74	2743.2	0.240	6.1	0.196	5.0	0.180	4.6	2198	997	1830	830	1677	761
10	120	3.05	3048.0	0.267	6.8	0.218	5.5	0.200	5.1	1811	822	1482	672	1358	616
11	132	3.35	3352.8	0.293	7.5	0.240	6.1	0.220	5.6	1497	679	1225	556	1123	509
12	144	3.66	3657.6	0.320	8.1	0.262	6.7	0.240	6.1	1258	571	1029	467	943	428
13	156	3.96	3962.4	0.347	8.8	0.284	7.2	0.260	6.6	1072	486	877	398	804	365
14	168	4.27	4267.2	0.373	9.5	0.305	7.8	0.280	7.1	924	419	756	343	693	314
15	180	4.57	4572.0	0.400	10.2	0.327	8.3	0.300	7.6	805	365	659	299	604	274
16	192	4.88	4876.8	0.427	10.8	0.349	8.9	0.320	8.1	708	321	579	263	531	241
17	204	5.18	5181.6	0.453	11.5	0.371	9.4	0.340	8.6	627	284	513	233	470	213
18	216	5.49	5486.4	0.480	12.2	0.393	10.0	0.360	9.1	559	244	457	207	419	190
19	228	5.79	5791.2	0.507	12.9	0.415	10.5	0.380	9.7	502	228	411	186	376	171
20	240	6.10	6096.0	0.533	13.5	0.436	11.1	0.400	10.2	453	205	370	168	340	154
21	252	6.40	6400.8	0.560	14.2	0.458	11.6	0.420	10.7	411	186	336	152	308	140

## Anexo AC: Técnica de Vacío, Catálogo Schmalz componentes de vacío.

### Técnica de vacío

#### Dimensionamiento de sistemas

Ejemplo de cálculo



#### Caso de carga II – Ventosa horizontal, fuerza horizontal

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

$F_{TH}$  = Fuerza de retención teórica [N]

$F_a$  = Fuerza de aceleración =  $m \cdot a$

$m$  = Masa [kg]

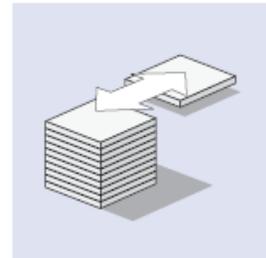
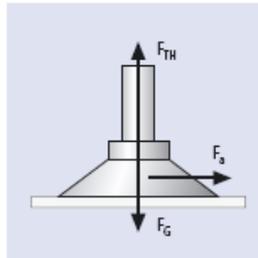
$g$  = Aceleración terrestre [9,81 m/s<sup>2</sup>]

$a$  = Aceleración [m/s<sup>2</sup>] de la instalación (¡obsérvese la situación de parada de emergencia!)

$\mu$  = Coef. de fricción = 0,1 para superficies aceadas  
 = 0,2 ... 0,3 para superficies mojadas  
 = 0,5 para madera, metal, cristal, piedra, ...  
 = 0,6 para superficies rugosas

¡Atención! ¡Los coeficientes de fricción indicados son valores medios y se deben comprobar para cada pieza!

$S$  = Seguridad (valor mínimo 1,5 veces de seguridad, en el caso de piezas críticas, heterogéneas o porosas, o bien en el caso de superficies rugosas, 2,0 ó mayor)



Las ventosas se colocan horizontalmente sobre una pieza que deba ser desplazada lateralmente.

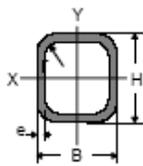
## Anexo AD: Tubo estructural de sección cuadrada, Catálogo General de Productos CONDUVEN.

### Tubo Estructural CONDUVEN ECO

#### Sección Cuadrada

Al igual que la sección circular la compresión axial es muy eficiente, teniendo un  $F_y=3.515$  Kg/cm<sup>2</sup> y un  $F_b=0,69 \times F_y$ . Es recomendado su uso común como columna, para cargas axiales grandes, momentos moderados y (KL) grandes.

#### DIMENSIONES Y PROPIEDADES ESTATICAS



DIMENSIONES			Sección	Peso	Propiedades Estáticas		
H x B	mm		A		I	S	r
mm	e	r	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
60X60	2,25	3,38	5,02	3,94	27,40	9,13	2,34
70X70	2,25	3,38	5,92	4,65	44,60	12,74	2,74
90X90	2,50	3,75	8,54	6,70	107,46	23,88	3,55
100X100	3,00	4,50	11,33	8,89	175,10	35,02	3,93
110X110	3,40	5,10	14,10	11,07	263,04	47,82	4,32
120X120	4,00	6,00	18,01	14,14	397,30	66,22	4,70
135X135	4,30	6,45	21,85	17,15	612,27	90,71	5,29
155X155	4,50	6,75	26,39	20,72	982,43	126,77	6,10
175X175	5,50	8,25	36,25	28,46	1.709,23	195,34	6,87
200X200	5,50	8,25	41,75	32,77	2.597,67	259,77	7,89
200X200	7,00	10,50	62,36	41,10	3.194,10	319,41	7,81
220X220	7,00	10,50	67,96	45,50	4.314,30	392,21	8,63
220X220	9,00	13,50	73,18	57,45	6.317,27	483,39	8,52
260X260	9,00	13,50	87,58	68,75	9.038,52	695,27	10,16

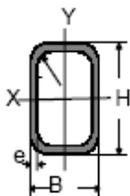
## Anexo AE: Tubo estructural de sección rectangular, Catálogo General de Productos CONDUVEN.

### Tubo Estructural CONDUVEN ECO

#### Sección Rectangular

Los tubos de sección rectangular son muy resistentes a la flexión, permitiendo un mejor uso del material, con un esfuerzo de fluencia de  $F_y=3.515$  Kg/cm<sup>2</sup> y un  $F_b=0,72 \times F_y$ . Igualmente, son muy eficientes a la compresión axial y son recomendados como vigas, para momentos grandes, cargas axiales moderadas y valores (KL) pequeños.

#### DIMENSIONES Y PROPIEDADES ESTATICAS



DIMENSIONES			Sección	Peso	Propiedades Estáticas					
H x B	mm		A		I <sub>x</sub>	S <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	S <sub>y</sub>	r <sub>y</sub>	
mm	e	r	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>3</sup>	cm	
80x40	2,25	3,38	5,02	3,94	40,61	10,15	2,84	13,84	6,92	1,66
100x40	2,25	3,38	5,92	4,65	71,37	14,27	3,47	17,05	8,53	1,70
120x60	2,50	3,75	8,54	6,70	159,29	26,55	4,32	54,67	18,22	2,53
140x60	3,00	4,50	11,33	8,89	274,27	39,18	4,92	73,46	24,49	2,55
160x65	3,40	5,10	14,44	11,34	449,65	56,21	5,58	110,41	33,97	2,77
180x65	4,00	6,00	18,41	14,45	697,99	77,55	6,15	140,88	43,35	2,77
200x70	4,30	6,45	21,85	17,15	1.016,19	101,62	6,82	194,94	55,70	2,99
220x90	4,50	6,75	26,39	20,72	1.561,83	141,98	7,69	388,34	86,30	3,84
260x90	6,50	8,25	36,25	28,46	2.844,82	218,83	8,85	536,10	119,13	3,85
300x100	6,50	8,25	41,75	32,77	4.366,42	291,09	10,23	777,00	155,40	4,31
300x100	7,00	10,50	62,36	41,10	5.360,46	357,36	10,12	943,51	188,72	4,25
320x120	7,00	10,50	67,96	45,50	7.032,23	439,51	11,02	1.512,24	252,04	5,11
320x120	9,00	13,50	73,18	57,45	8.654,16	540,89	10,87	1.841,31	306,88	5,02
350x170	9,00	13,50	87,58	68,75	13.546,10	774,06	12,44	4.418,30	519,80	7,10