



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO DE UN DISPOSITIVO DE ALIMENTACIÓN AUTOMÁTICO  
PARA EL TORNEADO DE BARRAS DE ACERO.**

**DE ORNELAS C, JOSÉ M.**  
**REYES B, ADOLFO A.**

**VALENCIA, AGOSTO DE 2009**



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO DE UN DISPOSITIVO DE ALIMENTACIÓN AUTOMÁTICO  
PARA EL TORNEADO DE BARRAS DE ACERO.**

**Trabajo Especial de Grado, presentado ante la ilustre Universidad de Carabobo  
para optar al Título de Ingeniero Mecánico**

**DE ORNELAS C, JOSÉ M.  
REYES B, ADOLFO A.**

**VALENCIA, AGOSTO DE 2009**



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



## CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de Grado titulado: **“DISEÑO DE UN DISPOSITIVO DE ALIMENTACIÓN AUTOMÁTICO PARA EL TORNEADO DE BARRAS DE ACERO”**, realizado por los bachilleres: **De Ornelas José**, cédula de identidad N° 16.449.363, y **Reyes Adolfo**, cédula de identidad N° 16.555.924, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho Trabajo.

---

Prof. Luís Escalona

Tutor

---

Prof. Adriana Herrera

Jurado

---

Prof. Víctor Carrera

Jurado

VALENCIA, AGOSTO DE 2009

## **DEDICATORIA**

A mis padres José Norberto y Rita María por su gran apoyo incondicional, por darme fuerza en los momentos más difíciles para hacer de esta meta una realidad, por darme siempre su cariño y confianza en todo momento, por sus consejos y sobre todo por la formación que he tenido a través de mis años de vida, por todo eso muchas gracias, los quiero mucho.

A mis hermanos por su paciencia y atención en momentos difíciles y los buenos consejos recibidos de su parte, siempre estaré agradecido con ustedes.

Y a todos aquellos familiares, amistades y compañeros de estudio que me ofrecieron su ayuda y consuelo en los momentos difíciles.

*José M. De Ornelas C.*

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios por guiarme y enfrentarme a los obstáculos puestos durante mi carrera de estudio.

A mi amigo y compañero de elaboración de este trabajo de grado por toda su amistad y confianza brindada en el transcurso de nuestra carrera.

A la empresa DANA Traction Technologies, quien nos abrió sus puertas y permitió el desarrollo de este Trabajo Especial de Grado.

En especial mi más sincero agradecimiento al Ing. Luis Escalona, Tutor Académico del Proyecto de Grado, quien nos guió en la realización de este proyecto.

A todas aquellas personas que de una forma u otra colaboraron en la realización de este Trabajo Especial de Grado.

*José M. De Ornelas C.*

## **RESUMEN**

El presente trabajo de investigación tiene como finalidad el diseño de un dispositivo de alimentación automático para el torneado de barras de acero en una empresa fabricante de componentes para la industria automotriz, ya que actualmente en la línea de producción de satélites para engranajes diferenciales se ha venido presentando una creciente demanda en la elaboración de estas piezas, generando con ello problemas en el proceso.

Para el desarrollo de la investigación se plantearon objetivos tales como el análisis del funcionamiento actual en el proceso de alimentación de los tornos, con el cual se logró además definir los parámetros de operación del mismo, como lo son el tiempo de alimentación, las dimensiones del área de trabajo, y las dimensiones de las barras a ser torneadas.

Se procedió a buscar alternativas de diseño mecánico que pudieran solventar la situación. El dispositivo seleccionado se basó en un banco alimentador, el cual puede contener una gran cantidad de barras, además seleccionará individualmente cada barra para ser acopladas al torno; por otra parte dicho banco estará colocado sobre rieles para permitir que se traslade por cada uno de los tornos. El sistema completo está controlado mediante lógica programada o PLC, teniendo la opción de trabajar en modo manual basado en lógica cableada (Relé).

Por último, el proyecto resultó económicamente rentable porque pudo demostrarse que la inversión puede ser recuperada en un período menor a tres años.

## ÍNDICE GENERAL

	<b>Pag.</b>
INTRODUCCIÓN	1
<b>CAPÍTULO I. EL PROBLEMA</b>	<b>3</b>
1.1. Planteamiento del Problema	3
1.2. Objetivos	5
1.2.1. Objetivo General	5
1.2.2. Objetivos Específicos	5
1.3. Justificación	5
1.4. Limitaciones	6
1.5. Delimitaciones	6
<b>CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO</b>	<b>7</b>
2.1. Antecedentes de la Investigación	7
2.2 Fundamentos Teóricos	8
2.2.1. Torneado	8
2.2.2. Tornos	10
2.2.3. Máquinas Automáticas de Husillos Múltiples	10
2.2.4. Tren de Engranés Epicloidal	11
2.2.5. Transmisión	12
2.2.6. Satélite	12
2.2.7. Vigas	12
2.2.8. Columnas	13
2.2.9. Uniones Atornilladas	14
2.2.10. Uniones Soldadas	15
2.2.11. Rodamientos	16

2.2.12. Sistemas Hidráulicos	17
2.2.13. Estructura de un sistema oleohidráulico.	18
2.2.13.1. Bombas hidráulicas.	18
2.2.13.2. Elementos de regulación y control.	19
Válvulas de dirección o distribuidores.	19
Válvulas anti retorno.	19
Válvulas de regulación de presión y caudal.	20
2.2.13.3. Elementos actuadores o de trabajo.	20
Cilindros.	20
Motores.	21
2.2.13.4. Fluido.	21
2.2.13.5. Acondicionadores y accesorios.	21
2.2.14. Controlador Lógico Programable.	21
<b>CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO</b>	<b>23</b>
3.1. Nivel de la investigación	23
3.2. Diseño de la investigación	24
3.3. Técnicas e instrumentos de recopilación de datos	25
3.3.1. Técnicas	25
3.3.2. Instrumentos de recolección de datos	26
<b>CAPÍTULO IV. DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN</b>	<b>27</b>
4.1. Descripción de la situación actual	27
4.2. Planteamiento de las posibles soluciones	28
4.2.1. Alternativa de solución #1.	28
4.2.2. Alternativa de solución #2.	31
4.2.3. Alternativa de solución #3.	34
4.3. Selección de la mejor solución	37

4.3.1. Restricciones	37
4.3.2. Criterios	37
Aplicación de restricciones a posibles soluciones	38
Aplicación de criterios a posibles soluciones	38
4.4. Diseño, cálculo y selección de elementos mecánicos	40
4.4.1. Diseño de la estructura de la plataforma inclinada	40
4.4.1.1. Diseño de las vigas de la plataforma	42
4.4.1.2. Diseño de las columnas de la estructura	50
4.4.1.3. Cálculo del cordón de soldadura	53
4.4.2. Diseño de la estructura contenedora de barras (tolva)	57
4.4.2.1. Diseño de las vigas de la tolva	57
4.4.2.2. Diseño del pasador	64
4.4.2.3. Diseño del eslabón- horquilla	65
4.4.2.4. Diseño del eje que soporta la estructura contenedora de barras	68
4.4.2.5. Selección de los cilindros oleohidráulicos de elevación de la tolva	71
4.4.3. Diseño del sistema uñas- pistón	75
4.4.3.1. Diseño del eje de apoyo de la uña	75
4.4.3.2. Diseño del eje de apoyo del pistón	78
4.4.3.3. Diseño de la uña	80
4.4.3.4. Selección de los cilindros oleohidráulicos de elevación de las uñas	83
4.4.4. Diseño del sistema de transporte de barras	86
4.4.4.1. Selección del motor impulsor	86
4.4.4.2. Selección de la cadena	92
4.4.4.3. Cilindro de acople de la barra a la mordaza del torno	94
4.4.4.4. Selección del cilindro de elevación del mecanismo de	

acople	95
4.4.5. Diseño del sistema de traslado del banco alimentador	97
4.4.5.1. Diseño de las vigas de estructura del sistema de traslado	98
4.4.5.2. Diseño de los ejes de las ruedas del sistema de traslado	104
4.4.5.3. Selección de las ruedas y rieles del sistema de traslado	108
4.4.5.4. Selección de las chumaceras	108
4.4.5.5. Selección del motor impulsor	109
4.4.5.6. Selección de la cadena	113
4.4.6. Calculo de volcamiento	116
4.5. Diseño del sistema automatizado	118
4.5.1. Memoria descriptiva	118
Sistema alimentador	118
Sistema de traslado	119
Sistema en modo manual	120
4.5.2. Descripción del sistema de control	125
4.5.3. Selección del sistema de control	126
4.5.4. Selección de los componentes del sistema oleohidráulico	126
4.5.4.1. Pulsadores sin retención	127
4.5.4.2. Pulsadores con retención	127
4.5.4.3. Selectores multi- posición	127
4.5.4.4. Sensores	128
4.5.4.5. Válvulas direccionales	129
4.5.4.6. Válvulas reguladoras de caudal	131
4.5.4.7. Controlador lógico programable	131
4.5.5. Diseño del panel de control	132
4.5.6. Diagrama del sistema hidráulico	134
4.5.7. Diagramas de potencia de los motores eléctricos	135

4.5.8. Diagrama de conexiones eléctricas de entrada y salida del PLC	136
4.5.9. Direccionamiento de las señales de entrada y salida del PLC	137
4.5.10. Diagramas funcionales	139
4.6. Estudio de factibilidad económica	142
<b>CAPÍTULO V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	147
CONCLUSIONES	147
RECOMENDACIONES	149
BIBLIOGRAFÍA	151
APENDICES	
ANEXOS	

## ÍNDICE DE FIGURAS

	<b>Pag.</b>
Figura 1.1. Gancho.	4
Figura 1.2. Banco cargador actual.	4
Figura 1.3. Torno tipo revolver sin cargador.	4
Figura 2.1. Mandriles de tres quijadas	10
Figura 2.2. Boquilla sujetadora.	10
Figura 2.3. Máquina automática de husillos múltiples.	11
Figura 2.4. Viga sometida a flexión.	13
Figura 2.5. Pernos.	15
Figura 2.6. Uniones soldadas.	16
Figura 2.7. Rodamiento.	17
Figura 2.8. Sistema hidráulico.	18
Figura 4.1. Alternativa de Solución #1.	29
Figura 4.2. Alternativa de Solución #1.Detalle uñas- pistón.	30
Figura 4.3. Alternativa de Solución #1.Detalle del sistema de pistones para acople de barra en mordaza.	30
Figura 4.4. Alternativa de solución #2.	32
Figura 4.5. Alternativa de solución #2. Detalle uñas- pistón.	33
Figura 4.6. Alternativa de solución #2. Vista Frontal.	33
Figura 4.7. Alternativa de solución #3.	35
Figura 4.8. Alternativa de solución #3. Vista lateral.	36
Figura 4.9. Alternativa de solución #3. Detalle del sistema brazo- pistón	36
Figura 4.10. Plataforma inclinada contenedora de barras.	42
Figura 4.11. Diagrama de cuerpo libre de la viga de la plataforma en el plano XY.	43
Figura 4.12. Diagrama de cuerpo libre de la viga actuando solo R2.	44

Figura 4.13. Diagrama de cuerpo libre de la viga actuando solo $W_{\text{Diseño}}$ .	45
Figura 4.14. Diagrama de corte de la viga.	47
Figura 4.15. Diagrama de momento de la viga.	47
Figura 4.16. Diagrama de cuerpo libre de la columna.	50
Figura 4.17. Vista lateral de los cordones de soldadura en la plataforma.	53
Figura 4.18. Estructura contenedora de barras.	58
Figura 4.19. Vista lateral de la estructura contenedora de barras.	59
Figura 4.20. Diagrama de cuerpo libre de la estructura contenedora de barras	60
Figura 4.21. Diagrama de corte de la estructura contenedora de barras.	62
Figura 4.22. Diagrama de momento de la estructura contenedora de barras.	62
Figura 4.23. Pasador de la estructura contenedora de barras.	64
Figura 4.24. Conjunto eslabón- horquilla.	65
Figura 4.25. Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XY.	69
Figura 4.26. Diagrama de corte del eje.	69
Figura 4.27. Diagrama de momento del eje.	70
Figura 4.28. Sistema uñas- pistón.	75
Figura 4.29. Diagrama de cuerpo libre del eje de apoyo de la uña.	76
Figura 4.30. Diagrama de corte del eje de apoyo de la uña.	76
Figura 4.31. Diagrama de momento del eje de apoyo de la uña.	77
Figura 4.32. Diagrama de cuerpo libre del eje de apoyo del pistón.	78
Figura 4.33. Diagrama de corte del eje de apoyo del pistón.	79
Figura 4.34. Diagrama de momento del eje de apoyo del pistón.	79
Figura 4.35. Diseño de la uña de selección de barras.	80
Figura 4.36. Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre la uña.	81
Figura 4.37. Diagrama de corte de la uña.	81
Figura 4.38. Diagrama de momento de la uña.	82

Figura 4.39. Rodillos usados actualmente para trasladar las barras al torno.	86
Figura 4.40. Diagrama de cuerpo libre del rodillo.	88
Figura 4.41. Diagrama de cuerpo libre de la barra.	88
Figura 4.42. Cilindro oleohidráulico empleado actualmente para acoplar la barra a la mordaza del torno.	95
Figura 4.43. Sistema de traslado del banco alimentador.	98
Figura 4.44. Diagrama de cuerpo libre de la viga del sistema de traslado en el plano XY.	102
Figura 4.45. Diagrama de corte de la viga del sistema de traslado.	102
Figura 4.46. Diagrama de momento de la viga del sistema de traslado.	103
Figura 4.47. Diagrama de cuerpo libre del eje de las ruedas del sistema de traslado.	106
Figura 4.48. Diagrama de corte del eje de las ruedas del sistema de traslado.	106
Figura 4.49. Diagrama de momento del eje de las ruedas del sistema de traslado.	107
Figura 4.50. Diagrama de cuerpo libre de la rueda.	110
Figura 4.51. Ubicación de los centros de gravedad de la tolva y plataforma (vista lateral).	116
Figura 4.52. Ubicación de los centros de gravedad (vista superior)	116
Figura 4.53. Ubicación de los elementos de control (vista lateral).	123
Figura 4.54. Ubicación de los elementos de control (Detalle uñas-pistón).	124
Figura 4.55. Ubicación de los elementos de control (Detalle del sistema de pistones para acople de barra en mordaza).	124
Figura 4.56. Panel de control.	133
Figura 4.57. Diagrama hidráulico.	134
Figura 4.58. Diagrama de potencia del motor eléctrico 1.	135
Figura 4.59. Diagrama de potencia del motor eléctrico 2.	135

Figura 4.60. Diagrama de conexiones eléctricas del PLC.	136
Figura 4.61. Diagrama funcional del sistema de elevación de la tolva.	140
Figura 4.62. Diagrama funcional del sistema de alimentación.	140
Figura 4.63. Diagrama funcional del sistema de traslado del banco.	141

## ÍNDICE DE TABLAS

	<b>Pag.</b>
Tabla 4.1. Aplicación de restricciones a probables soluciones.	38
Tabla 4.2. Ponderación de criterios.	38
Tabla 4.3. Ponderación de soluciones de acuerdo a cada criterio.	39
Tabla 4.4. Especificaciones de las barras.	40
Tabla 4.5. Especificaciones del cilindro oleohidráulico de elevación de la tolva.	74
Tabla 4.6. Especificaciones de los cilindros de elevación de las uñas.	85
Tabla 4.7. Características del motor-reductor del sistema de transporte de barras seleccionado.	92
Tabla 4.8. Especificaciones del cilindro oleohidráulico de elevación del mecanismo de acople.	96
Tabla 4.9. Características del motor-reductor seleccionado para el sistema de traslado del banco.	112
Tabla 4.10. Elementos empleados en el dispositivo.	120
Tabla 4.11. Direccionamiento de entradas y salidas del PLC.	137
Tabla 4.12. Inversión Inicial.	144



### INTRODUCCIÓN

La alta competitividad del mercado de la industria automotriz demanda de sus participantes la búsqueda de soluciones y propuestas innovadoras que le permitan mantener y atraer una mayor cantidad de clientes. C.A. DANA de Venezuela (DANAVEN) mantiene una constante evolución sobre sus procesos de producción para ofrecer a sus clientes mayores niveles de calidad, además de implementar nuevas tecnologías que le permitan administrar de una manera más eficiente sus recursos humanos y financieros.

En la línea de producción de satélites para engranajes diferenciales, se presentan dificultades a la hora de alimentar los tornos (tipo revolver) marca ACME GRIDLEY. Esto trae como consecuencia una gran pérdida de tiempo y un aumento en los costos de producción.

El presente trabajo especial de grado titulado “Diseño de un Dispositivo de Alimentación Automático para el Torneado de Barras de Acero”, tiene como finalidad una solución factible, tanto técnica como económica a un problema planteado en DANAVEN división Ejes y Cardanes, específicamente en la línea de producción de satélites.

Con relación a la estructura del trabajo de grado, el cual está constituido de cinco capítulos, donde, el primer capítulo presenta el planteamiento y formulación del problema, los objetivos general y específicos, la justificación de la investigación, las limitaciones y las delimitaciones.

En el segundo capítulo se presentan el marco teórico, donde se hace la revisión bibliográfica utilizada para el desarrollo de los objetivos planteados.



---

En el tercer capítulo se explica detalladamente el marco metodológico, para la realización del diseño del sistema automatizado.

El cuarto capítulo comprende el desarrollo de la investigación, que inicia con la selección de la mejor solución que atacará el problema, atendiendo las necesidades y objetivos específicos descritos en el primer capítulo, luego se presenta el diseño mecánico y automático de los componentes del sistema a diseñar, así como la exposición de sus características. Posteriormente se realizará el estudio económico para determinar la factibilidad de aplicar el proyecto.

Por último, en el quinto capítulo se presentan las conclusiones y recomendaciones, que resultaron del proyecto.



## **CAPÍTULO I**

### **EL PROBLEMA**

#### **1.1. Planteamiento del Problema.**

En el año 1968, fue fundada la empresa C.A. DANA de Venezuela (DANAVEN), la cual está ubicada en la Zona Industrial Sur II, en Valencia - Estado Carabobo. Actualmente cuenta con cuatro divisiones en su organización: Soluciones Estructurales, Sistema Modulares Automotrices, Ejes y Cardanes, y SH Fundiciones. La División Ejes y Cardanes se dedica a la fabricación de autopartes, específicamente partes de transmisión, tales como: tubos forjados, Puntas de eje, ejes diferenciales, cardanes, conjuntos de engranaje piñón/corona, yugos, correderas y mangas maquinadas.

Entre las estrategias que se plantea DANAVEN para el periodo (2004-2009); se encuentra la de incrementar la penetración en el mercado local, aumentar la exportación en los mercados, reducir costos laborales y los costos de producción y de servicios. Esto conlleva a que la empresa establezca procesos de producción continua, óptimos y eficientes, que permitan reducir costos y satisfacer la demanda de sus productos.

En la línea de producción de satélites para engranajes diferenciales, se presentan dificultades a la hora de alimentar los tornos (tipo revolver) marca ACME GRIDLEY.

Para elevar las barras de acero se emplea un puente grúa el cual cuenta con unos ganchos para sostener las barras (ver figura N° 1.1), dichos ganchos no cuentan con un dispositivo que asegure el material para su traslado, esto trae como



consecuencia que los operarios tengan que maniobrar con estos ganchos de una manera insegura permaneciendo siempre cerca de ellos a la hora de trasladar y montar las barras en el cargador. Una vez ubicadas las barras sobre el cargador (ver figura N° 1.2), los operarios deben introducirlas al torno y golpearlas con un mazo por un extremo hasta que se acoplen a las mordazas. La planta cuenta con un solo banco cargador, para seis (6) tornos (ver figura N° 1.3), por tal razón utiliza un montacargas que traslada dicho banco hacia cada torno de esta línea de producción. Además este banco presenta fallas en el sistema hidráulico que lo imposibilita operar bajo los requerimientos de esta línea de producción. Todo lo anterior trae como consecuencia una gran pérdida de tiempo y un aumento en los costos de producción.



**Figura 1.1.** Gancho.



**Figura 1.2.**

Banco cargador actual.



**Figura 1.3.**

Tornos tipo revolver sin Cargador.



La empresa DANAVEN se plantea la posibilidad de agilizar el proceso de alimentación de los tornos y con ello se busca que esta etapa no se realice de modo manual, sino automatizada donde un dispositivo coloque las barras directamente en las mordazas del torno, disminuyendo el contacto del operario en el proceso de fabricación y por ende reduciendo los costos de producción.

## **1.2. Objetivos.**

### **1.2.1. Objetivo General.**

Diseñar un dispositivo de alimentación automática para máquinas de torneado de barras de acero para una empresa de autopartes.

### **1.2.2. Objetivos Específicos:**

- Estudiar y evaluar el proceso de fabricación de los satélites.
- Diseñar el sistema mecánico de alimentación de barras de acero para los tornos (tipo revolver).
- Diseñar el dispositivo automatizado de alimentación de barras de acero para los tornos.
- Realizar el estudio de la factibilidad económica del dispositivo.

## **1.3. Justificación.**

La empresa DANAVEN (división ejes y cardanes) actualmente para las líneas de producción de satélites tiene una jornada de trabajo de 8 horas diarias, debido a la alta demanda que ha tenido la empresa se hace necesaria la implementación de otro turno de trabajo para la fabricación de satélites. Es por ello que se plantea aumentar la producción, disminuir la presencia de operarios en la misma y agilizar las etapas del proceso de alimentación de barras en los tornos, los cuales se hacen en su mayoría



---

manualmente (selección, traslado, posicionamiento y acople), demorando la salida del producto terminado.

A través de esta investigación se realizará el diseño de un dispositivo automático, con lo cual se logrará satisfacer los requerimientos de la empresa puesto que se mejorará su competitividad frente a otras empresas del sector y permitirá que se ponga en práctica los conocimientos adquiridos en la universidad en el campo laboral.

Con la implementación de un dispositivo adecuado para la alimentación de los tornos de mecanizado de satélites, la producción se incrementará, disminuyendo los costos y el tiempo de ocio entre los operarios

#### **1.4. Limitaciones.**

- Acceso a información confidencial de la empresa.
- Tiempo disponible por parte del tutor empresarial.
- Tiempo pautado por la empresa para la realización de este proyecto.

#### **1.5. Delimitaciones.**

- En este proyecto se realizará el diseño de un alimentador automático de barras de acero que sirva para los seis (6) tornos multi- husillo de la empresa DANAVEN División Ejes y Cardanes.
- Solo se realizará el diseño del sistema sin llegar a su construcción y puesta en funcionamiento.
- Este proyecto va a ser realizado en la empresa DANAVEN; lo cual implica que debe ser desarrollado según los requerimientos que establezca dicha empresa.



## **CAPITULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1. Antecedentes de la Investigación.**

Para mayor comprensión del tema y desarrollo de la presente investigación es necesario hacer referencia a trabajos o proyectos de investigación realizados con anterioridad que ayudan a sustentar la importancia del trabajo por lo que a continuación se muestran los siguientes antecedentes.

Durán y Sánchez (2004). Diseñaron un Alimentador Automático para una Cortadora de Barras de Acero, el cual fue elaborado en el área de forja de la empresa C.A. DANAVEN, tomando en consideración que se debía de aprovechar la capacidad máxima de dicha máquina y obtener la misma producción en el menor tiempo posible. Para solucionar este problema se establecieron, en primer lugar, los criterios y restricciones, luego fueron planteadas tres posibles soluciones que se adaptaran a las condiciones de la máquina y se obtuvo una solución definitiva a la cual se le realizó un estudio económico. Entre las conclusiones mas significativas están, que el diseño logró el total aprovechamiento del área de corte de la máquina y la obtención del mayor número de piezas cortadas en una sola carga.

Fuentes y Mora (2007). Diseñaron de un sistema automatizado de posicionamiento de botellas en una línea de decorado de envases de vidrio, en la empresa OWENS ILLINOIS. Teniendo en cuenta las condiciones operacionales de la máquina decoradora Kart Strutz, la cual presentaba problemas por diversas fallas en el sistema de posicionamiento de botellas a la hora de su decoración; para lo cual se realizaron estudios y análisis, y se planteó una propuesta de solución la cual se fundamentó en el diseño y el dimensionamiento de los elementos pertenecientes al



---

sistema mecánico y selección de los elementos del sistema de control. El sistema diseñado cumplió con los requerimientos mínimos de diseño, por lo que las piezas no fallarán desde el punto de vista resistivo, cumplirá con los requerimientos de posicionamiento de la botella en lo que respecta a tiempo de respuesta y será rentable desde el punto de vista económico.

Pérez y Salcedo (2006). Realizaron el Rediseño y Automatización del Sistema de Traslado de las Cabinas de Vehículos de Carga en una Empresa Automotriz, de forma tal que la automatización del sistema de traslado fue parcial ya que dicho traslado solo se haría de modo automático desde la línea final de vestidura hasta la línea final de ensamblaje de la empresa Ford Motor de Venezuela. Para lograr los objetivos propuestos fue necesario esquematizarlos en varias fases, la primera comprende la exploración y documentación de la situación problemática, haciendo énfasis en las causas que la originan. La segunda fase consistió en generar las alternativas de solución adaptados a los requerimientos de la problemática. La última fase se adoptó el diseño del sistema mecánico. Finalmente se realizó la factibilidad económica del sistema, cuyo resultado fue que la recuperación de la inversión se haría en un corto periodo de tiempo.

## **2.2. Fundamentos Teóricos.**

### **2.2.1. Torneado:**

La máquina herramienta que se utiliza más ampliamente es el torno mecánico, que proporciona un movimiento rotatorio primario mientras a la herramienta se le imparten movimientos apropiados de avance.

La pieza de trabajo debe sujetarse firmemente, con frecuencia en un mandril. Los mandriles de tres quijadas con ajuste simultáneo empleados en estas son



## *CAPITULO II*

---

autocentrables (ver figura N° 2.1). Otros tienen dos, tres o cuatro quijadas independientemente ajustables para sujetar piezas de trabajos que no sean redondas. Las barras también se pueden sujetar en boquillas (ver figura N° 2.2), las cuales consisten en un buje dividido empujado o halado contra una superficie cónica. Las piezas de trabajos de forma poco manejable a menudo se sujetan mediante pernos en un plato de torno.

El cabezal contiene el mecanismo de impulso, que normalmente incorpora engranajes de cambio y/o un mecanismo de velocidad variable. Las piezas de trabajo largas están soportadas en un extremo con un centro sostenido en el contrapunto. La herramienta se sujeta en una torreta que permite colocarla en un ángulo (horizontal y vertical). La torreta se monta en un carro transversal que proporciona el movimiento radial de la herramienta. El carro transversal se guía mediante un carro principal (longitudinal), que a su vez recibe soporte de las guías maquinadas en la cama que asegura rigidez y libertad contra vibraciones. Una parte sobresaliente, el mandril del carro principal, es accionado por la varilla de avance para proporcionar un movimiento continuo, o un tornillo guía para el corte de roscas. Las piezas de trabajo muy largas se aseguran contra la deflexión excesiva por medio de dos uñas de una luneta fija sujeta por pernos a la cama del torno, la luneta viajera se sujeta al carro principal.

Algunas veces la torreta se apoya en un soporte compuesto de la herramienta que incorpora un carro que se puede fijar a cualquier ángulo; así, se pueden formar superficies cónicas alimentando la herramienta a mano. Es posible girar una torreta de cuatro vías respecto a un eje vertical y permitir el camino rápido de las herramientas en posiciones prefijas, acelerando de esta manera las operaciones sucesivas.



**Figura 2.1.**

Mandriles de tres quijadas.



**Figura 2.2.**

Boquilla sujetadora.

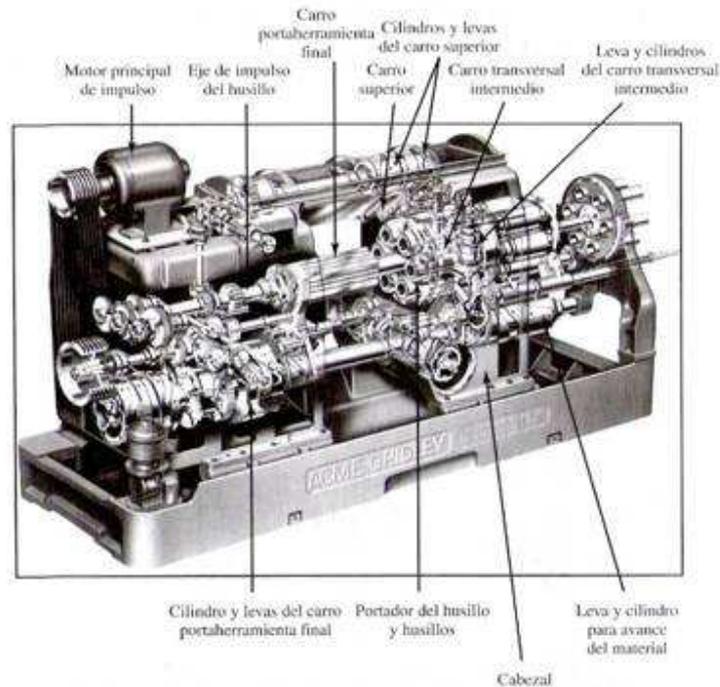
### 2.2.2. Tornos:

En su forma más sencilla y elemental es una máquina para sujetar y hacer girar una pieza contra una herramienta de corte de un solo extremo. Haciendo avanzar la herramienta de corte dentro de la pieza y a lo largo de su eje de rotación, se puede producir cualquier contorno cilíndrico deseado. El contorno cilíndrico puede generarse en el exterior de la pieza o en el interior. El roscado, taladrado, frentado, escariado, pulido y el moleteado, son otras de las funciones primarias de los tornos.

### 2.2.3. Máquinas Automáticas de Husillos Múltiples:

La productividad puede aumentar sustancialmente si todas las operaciones se realizan simultáneamente. En las máquinas automáticas de husillos múltiples (ver figura N° 2.3), el cabezal del torno se reemplaza por un portador de husillos en el que de cuatro a ocho husillos impulsados avanzan y giran un número igual de barras. El revolver se reemplaza por un carro portaherramientas, en que se monta un número apropiado de portaherramientas (algunas veces accionados separadamente). Las herramientas adicionales se activan radialmente, por medio de carros transversales; el número de estos a menudo es menor que el de los husillos, porque puede faltar espacio para ellos. El carro portaherramientas se mueve axialmente hacia delante y

los carros transversales que se mueven radialmente hacia dentro, bajo el control de una leva, completan su tarea asignada, se retiran, y el portador de husillos traslada las barras hasta la posición siguiente. Así, en cada accionamiento de las herramientas, se termina una pieza.



**Figura 2.3.** Máquina automática de husillos múltiples.

#### **2.2.4. Tren De Engranos Epicloidal:**

Este mecanismo consiste en un piñón central denominado planetario alrededor del cual y engranado con él se hallan otros tres o cuatro piñones denominados satélites los cuales giran locos con relación a los ejes montados en un soporte común a estos llamado caja o soporte de satélites y rodeando el conjunto se halla una corona dentada interiormente que engrana con los satélites.



---

### **2.2.5. Transmisión:**

Se conoce como transmisión al conjunto de engranajes, acoplamientos y/u otros dispositivos que conectan el movimiento de giro del motor con el movimiento final en las ruedas del vehículo. La fuerza y el movimiento producidos en el motor son transmitidos a las ruedas del automóvil a través de la transmisión, cuyos grupos principales son: el embrague, el cambio de velocidades, el eje de transmisión, el diferencial, y el puente trasero. La finalidad de estos grupos es la de adaptar la marcha del vehículo a las condiciones del terreno y la carga transportada.

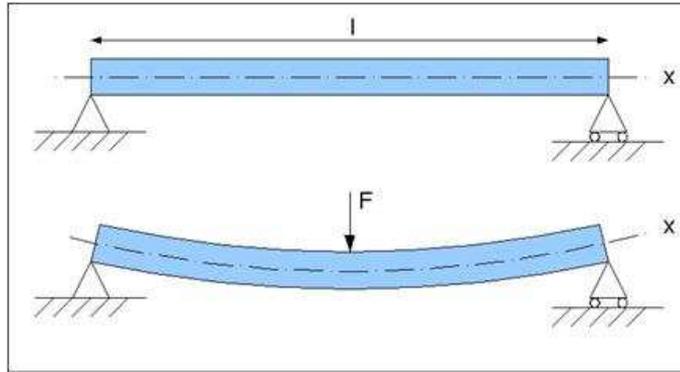
### **2.2.6. Satélite:**

Es una rueda dentada de un engranaje que gira libremente sobre un eje para transmitir el movimiento de otra rueda dentada.

### **2.2.7. Vigas:**

En ingeniería y arquitectura se denomina viga a un elemento constructivo lineal que trabaja principalmente a flexión (ver figura N° 2.4). En las vigas la longitud predomina sobre las otras dos dimensiones y suele ser horizontal.

El esfuerzo de flexión provoca tensiones de tracción y compresión, produciéndose las máximas en el cordón inferior y en el cordón superior respectivamente, las cuales se calculan relacionando el momento flector y el segundo momento de inercia. En las zonas cercanas a los apoyos se producen esfuerzos cortantes o punzonamiento. También pueden producirse tensiones por torsión, sobre todo en las vigas que forman el perímetro exterior de un forjado. Estructuralmente el comportamiento de una viga se estudia mediante un modelo de prisma mecánico.



**Figura 2.4.** Viga sometida a flexión.

A lo largo de la historia, las vigas se han realizado de diversos materiales; el más idóneo de los materiales tradicionales ha sido la madera, puesto que puede soportar grandes esfuerzos de tracción, lo que no sucede con otros materiales tradicionales pétreos y cerámicos, como el ladrillo.

A partir de la revolución industrial, las vigas se fabricaron en acero, que es un material isótropo al que puede aplicarse directamente la teoría de vigas de Euler-Bernoulli. El acero tiene la ventaja de ser un material con una relación resistencia/peso inferior a la del hormigón, además de que puede resistir tanto tracciones como compresiones mucho más elevadas.

### **2.2.8. Columnas:**

Una columna es un elemento axial sometido a compresión, lo bastante delgado respecto su longitud, para que bajo la acción de una carga gradualmente creciente se rompa por flexión lateral o pandeo y ante una carga mucho menor que la necesaria para romperlo por aplastamiento. Las columnas suelen dividirse en dos grupos: Largas e Intermedias. A veces, los elementos cortos a compresión se consideran como un tercer grupo de columnas. Las diferencias entre los tres grupos



---

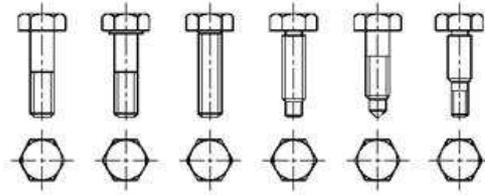
vienen determinadas por su comportamiento. Las columnas largas se rompen por pandeo o flexión lateral; las intermedias, por combinación de esfuerzos, aplastamiento y pandeo, y los postes cortos, por aplastamiento.

Una columna ideal es un elemento homogéneo, de sección recta constante, inicialmente perpendicular al eje, y sometido a compresión. Sin embargo, las columnas suelen tener siempre pequeñas imperfecciones de material y de fabricación, así como una inevitable excentricidad accidental en la aplicación de la carga. La curvatura inicial de la columna, junto con la posición de la carga, dan lugar a una excentricidad indeterminada, con respecto al centro de gravedad, en una sección cualquiera. El estado de carga en esta sección es similar al de un poste corto cargado excéntricamente, y el esfuerzo resultante estará producido por la superposición del esfuerzo directo de compresión y el esfuerzo de flexión.

### **2.2.9. Uniones Atornilladas:**

Cuando se desea que una unión o junta pueda ser desensamblada sin aplicar métodos destructivos y que sea lo suficientemente fuerte para resistir cargas externas de tensión, de flexión o de cortante, o una combinación de estas, entonces la junta atornillada simple con rondanas o arandelas templadas en el perno es una buena solución (Ver Figura N° 2.5).

El objeto del perno es aplicar y mantener la presión entre las dos o más piezas unidas. Al apretar la tuerca se tensiona el perno y ejerce así la fuerza de sujeción. Tal efecto se llama *pretensado o precarga del perno*.



**Figura 2.5.** Pernos.

### 2.2.10. Uniones Soldadas:

Se llama *soldadura* a la unión de dos piezas metálicas de igual o parecida composición (ver figura N° 2.6), de forma que la unión quede rígida.

Esto se consigue bien por el efecto de fusión que proporciona la aportación de calor, bien por la aportación de otro metal de enlace o por la combinación de ambos efectos.

Existen cerca de cuarenta sistemas de soldar, pero el más importante para las estructuras metálicas es el sistema de soldadura por fusión.

En las soldaduras por fusión el calor proporcionado funde los extremos de las piezas y al solidificar se produce la unión. Existen diferentes tipos de soldadura por fusión, pero los más utilizados son dos:

- Soldadura autógena.
- Soldadura por arco eléctrico, que es la que se utiliza en estructuras metálicas.

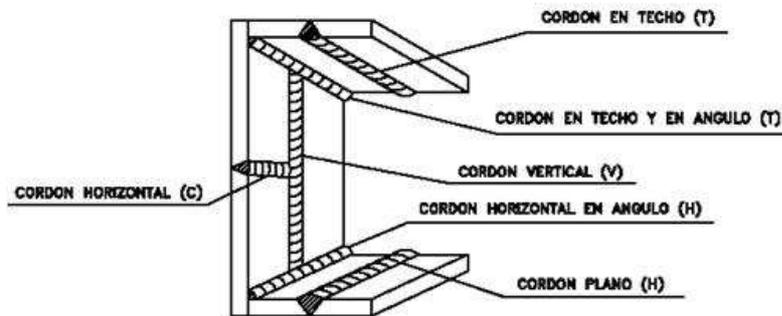


Figura 2.6. Uniones soldadas.

### 2.2.11. Rodamientos:

Un rodamiento, es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste, sirviéndole de apoyo y facilitando su desplazamiento (Ver Figura N° 2.7).

De acuerdo al tipo de contacto que exista entre las piezas, el rodamiento puede ser deslizante o lineal y rotativo.

El elemento rotativo que puede emplearse en la fabricación pueden ser: bolas, rodillos o agujas.

Los rodamientos de movimiento rotativo, según el sentido del esfuerzo que soporta, los hay axiales, radiales y axiales-radiales. Un rodamiento radial es el que soporta esfuerzos radiales, que son esfuerzos de dirección normal a la dirección que pasa por el centro de su eje, como por ejemplo una rueda, es axial si soporta esfuerzos en la dirección de su eje, ejemplo en quicio, y axial-radial si los puede soportar en los dos, de forma alternativa o combinada.

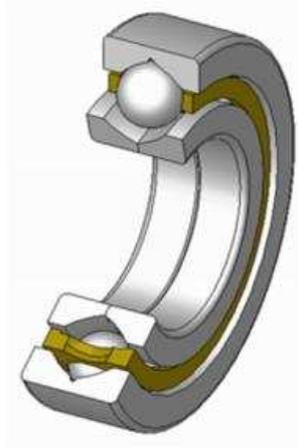


Figura 2.7. Rodamiento.

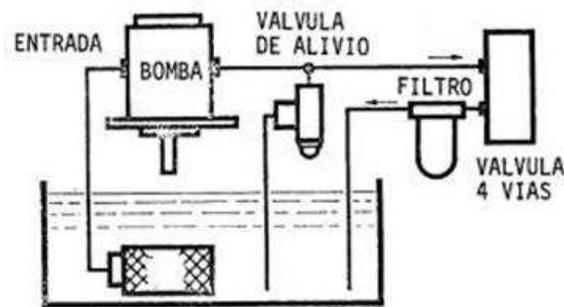
#### 2.2.12. Sistemas Hidráulicos:

La palabra "Hidráulica" proviene del griego "hydor" que significa "agua". Hoy el término hidráulica se emplea para referirse a la transmisión y control de fuerzas y movimientos por medio de líquidos (ver figura N° 2.8), es decir, se utilizan los líquidos para la transmisión de energía, en la mayoría de los casos se trata de aceites minerales pero también pueden emplearse otros fluidos, como líquidos sintéticos, agua o una emulsión agua-aceite.

En la actualidad, las aplicaciones de la oleohidráulica y neumática son muy variadas, esta amplitud en los usos se debe principalmente al diseño y fabricación de elementos de mayor precisión y con materiales de mejor calidad, acompañado además de estudios mas detallados de las materias y principios que rigen la hidráulica y neumática. Todo lo anterior se ha visto reflejado en equipos que permiten trabajos cada vez con mayor precisión y con mayores niveles de energía, lo que sin duda ha permitido un creciente desarrollo de la industria en general.



En la industria, es de primera importancia contar con maquinaria especializada para controlar, impulsar, posicionar y mecanizar elementos o materiales propios de la línea de producción, para estos efectos se utiliza con regularidad la energía proporcionada por fluidos comprimidos.



**Figura 2.8.** Sistema hidráulico.

### 2.2.13. Estructura de un sistema oleohidráulico.

Los componentes de un sistema son todos aquellos elementos que incorpora el sistema para su correcto funcionamiento, mantenimiento y control, y pueden agruparse en cinco grupos: bombas hidráulicas, elementos de regulación de control, elementos actuadores, fluidos, acondicionadores y accesorios.

#### 2.2.13.1. Bombas hidráulicas.

Es un dispositivo tal que recibiendo energía mecánica de una fuente exterior la transforma en una energía de presión transmisible de un lugar a otro de un sistema hidráulico a través de un líquido cuyas moléculas están sometidas precisamente a esa presión. Las bombas hidráulicas son los elementos encargados de impulsar el aceite o líquido hidráulico, transformando la energía mecánica rotatoria en energía hidráulica.



El propósito de una bomba hidráulica es suministrar un flujo de líquido a un sistema hidráulico. La bomba no crea la presión de sistema, puesto que la presión se puede crear solamente por una resistencia al flujo. Mientras que la bomba proporciona flujo, transmite una fuerza al líquido. Dado que el flujo del líquido encuentra resistencia, esta fuerza se vuelve una presión. La resistencia al flujo es el resultado de una restricción o de una obstrucción en la trayectoria del mismo. Esta restricción es normalmente el trabajo logrado por el sistema hidráulico, pero puede ser también debido a restricciones de líneas, de guarniciones y de válvulas dentro del sistema. Así, la presión es controlada por la carga impuesta sobre el sistema o la acción de un dispositivo regulador de presión.

#### **2.2.13.2. Elementos de regulación y control.**

Son los encargados de regular el paso del aceite desde las bombas a los elementos actuadores. Estos elementos, que se denominan válvulas, pueden ser activados de diversas formas: manualmente, por circuitos eléctricos, neumáticos, hidráulicos o mecánicos. La clasificación de estas válvulas se puede hacer en tres grandes grupos.

##### **➤ Válvulas de dirección o distribuidores:**

Estos elementos se definen por el número de orificios (vías) y las posiciones posibles, así como por su forma de activación y desactivación.

##### **➤ Válvulas antirretorno**

Permiten el paso del aceite en un determinado sentido, quedando bloqueado en sentido contrario.



---

➤ **Válvulas de regulación de presión y caudal**

Son elementos que, en una misma instalación hidráulica, nos permite disponer de diferentes presiones y caudales. Pueden ser estranguladoras, temporizadoras, etc. y se utilizan para modificar la velocidad de los elementos actuadores.

**2.2.13.3. Elementos actuadores o de trabajo.**

Son los encargados de transformar la energía oleohidráulica en otra energía, generalmente de tipo mecánica. Los podemos clasificar en dos grandes grupos: cilindros y motores.

➤ **Cilindros**

Transforman la energía oleohidráulica en energía mecánica con un movimiento rectilíneo alternativo. Los hay de dos tipos:

Cilindros de simple efecto: solo realiza trabajo útil en un sentido de desplazamiento del vástago. Para que el embolo recupere la posición de reposo se dota al cilindro de un muelle. Normalmente este muelle esta diseñado para almacenar el 6% de la fuerza de empuje, o bien, como es el caso de los elevadores hidráulicos, aprovecha la acción de la gravedad.

Cilindros de doble efecto: estos elementos pueden realizar trabajo en ambos sentidos de desplazamiento. Sin embargo hay que tener en cuenta que la fuerza de avance y retroceso es diferente, ya que en un sentido hay que tener en cuenta el diámetro del vástago.



➤ **Motores**

Son elementos que transforman la energía oleohidráulica en energía mecánica de rotación. Los hay de diversos tipos, entre los que cabe destacar: de engranajes, de pistones y rotativos de aspas.

**2.2.13.4. Fluido.**

Un fluido hidráulico de base petróleo usado en un sistema hidráulico industrial cumple muchas funciones críticas. Debe servir no sólo como un medio para la transmisión de energía, sino como lubricante, sellante, y medio de transferencia térmica. El fluido también debe maximizar la potencia y eficiencia minimizando el desgaste y la rotura del equipo.

**2.2.13.5. Acondicionadores y accesorios.**

Son el resto de elementos que configuran el sistema (filtros, depósitos, intercambiadores de calor, acumuladores de presión, manómetros, presostatos, tuberías, mangueras, etc.).

La mayoría de los sistemas oleohidráulicos incluyen los componentes mencionados, si bien algunos muy simples sólo tienen la bomba el accionador y el fluido.

**2.2.14. Controlador Lógico Programable:**

Un controlador lógico programable es un equipo electrónico de control con un cableado interno (hardware) independiente del proceso a controlar, que se adopta a dicho proceso mediante un proceso a controlar, que se adopta a dicho proceso



---

mediante un programa específico (software) que contiene la secuencia de operaciones a realizar. Esta secuencia de operaciones se define sobre señales de entrada y salida al proceso, cableados directamente en los bornes de conexión del autómeta.

Las señales de entrada pueden proceder de elementos digitales, como finales de carrera y detectores de proximidad o analógicos, como sensores de temperatura y dispositivos de salida en tensión o corrientes continuas. Las señales de salidas son órdenes digitales todo o nada o señales analógicas en tensión o corriente, que se envían a los elementos indicadores y actuadores del proceso, como lámparas, contactores, válvulas, etc.

El PLC gobierna las señales de salida según el programa de control previamente almacenado en una memoria, a partir del estado de las señales de entrada. Este programa se introduce en el controlador a través de la unidad de programación, que permite además, funciones adicionales como depuración de programas, simulación, control PLC, etc.



## CAPÍTULO III

### MARCO METODOLÓGICO

#### **3.1. Nivel de la investigación.**

Según los objetivos planteados, el presente trabajo de investigación sigue la modalidad de la investigación de campo, debido a que en su estrategia todos los datos e información de los hechos ocurridos recolectados son directamente de la realidad, es decir, del sitio de los acontecimientos que es donde se está presentando el problema. Según *Sabino (1997)* la investigación de campo “estudia una situación para diagnosticar necesidades y problemas a efectos de aplicar los conocimientos con fines prácticos, se realiza en el propio sitio donde se encuentra el objeto de estudio; permitiendo el conocimiento más a fondo del investigador”.

La aplicación de este tipo de investigación brinda un alcance positivo al objetivo deseado; en este caso se investigará sobre la situación actual que presenta la línea de producción de satélites al momento de alimentar los tornos, puesto que se trata de diseñar un dispositivo adecuado para la alimentación de los tornos de mecanizado de satélites, la investigación de campo en la empresa, permitirá estar en contacto directo con los datos a recolectar. La observación continua en el lugar específico de trabajo ayudará a la determinación de los posibles problemas que se están presentando, así mismo, permitió verificar las verdaderas condiciones en que se ha obtenido la información, lo cual facilitó su revisión o modificación en caso de surgir dudas.

En lo referente al nivel de estudio o el tipo de investigación, este se adecua, según su nivel de conocimiento a la investigación de tipo descriptiva, en el se describe el problema presentado en la línea de producción de satélites para engranajes



---

diferenciales de la empresa DANAVEN, debido a la ausencia de un dispositivo automático de alimentación de los tornos, con lo cual se pretende satisfacer los requerimientos de la empresa.

Para *Arias* (1997), una investigación descriptiva “consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno o grupo con el fin de establecer su estructura o comportamiento”. A través de la aplicación de este tipo de investigación, que utiliza el método de análisis, se logra caracterizar un objetivo de estudio o una situación concreta, señalar sus características y propiedades, combinadas con ciertos criterios de clasificación; los cuales sirven para ordenar, agrupar o sistematizar los objetivos involucrados en el trabajo indagatorio.

Un estudio descriptivo en la línea de producción de satélites de la empresa DANAVEN, permitió resaltar el análisis de los datos en los cuales se presentan los hechos, con el fin de establecer su estructura y funcionamiento, lo que representó la solución mas adecuada al problema presentado en la empresa antes mencionada.

### **3.2. Diseño de la investigación.**

Para el logro de los objetivos establecidos, se presentan a continuación una secuencia lógica de pasos que describen la metodología que se empleara:

- ✓ Fase I: En esta fase de la investigación se realizará la recolección de toda la información necesaria sobre los parámetros de funcionamiento de la máquina que alimenta los tornos. Esto se realizará a través de consultas de documentación vía Web y material bibliográfico, con el fin de conocer y dominar mejor los parámetros de funcionamiento del alimentador de barras, así se establecieron las características técnicas a través de un análisis preliminar, utilizando para ello:



- La observación directa del proceso.
  - Entrevistas no estructuradas con especialistas en el área de mecanizado de barras de acero.
  - Consulta de publicaciones especializadas en el área, con características similares de el proceso.
- ✓ Fase II: En esta etapa se seleccionó la solución del sistema mecánico compatible con las características técnicas de la máquina y del proceso, usando herramientas de diseño en ingeniería para cubrir en su totalidad los aspectos relacionados con el mismo; para ello se identificaron los parámetros más críticos sobre los cuales se basó el diseño, para así comparar soluciones y basados en el método de la mejor alternativa, decidir la mejor solución.
- ✓ Fase III: En esta etapa se desarrolló el diseño del dispositivo automatizado necesario para la operación de alimentación de los tornos. Este diseño se basó en la selección y justificación de los componentes necesarios para la optimización de una parte del sistema.
- ✓ Fase IV: En esta etapa, la investigación concluye con el desarrollo de un estudio económico, donde se tomó en cuenta todos los gastos que se generaran con relación a los beneficios de su implementación.

### **3.3. Técnicas e instrumentos de recopilación de datos**

#### **3.3.1. Técnicas.**

Para el desarrollo de la investigación, la recolección de datos se hizo mediante observación directa realizada durante las visitas a las instalaciones de la empresa,



---

practicando entrevistas, reuniones con los distintos operadores, técnicos y personal involucrado con el manejo de las máquinas del área correspondiente.

También se realizó un análisis documental, consultas y recopilación de datos referentes al funcionamiento, capacidades y limitaciones del sistema transportador y alimentador de uso actual.

Estas técnicas se utilizaron para estudiar la operación, conocer el proceso y funcionamiento del sistema.

### **3.3.2. Instrumentos de recolección de datos**

Para el desarrollo de la presente investigación se emplearon equipos para obtención de datos tales como:

- Cámara digital para registrar la ubicación y espacios de las máquinas y equipos.
- Cinta métrica para realizar las mediciones del área y de alturas necesarias.
- Computador para clasificar, organizar, procesar y estructurar la información recolectada durante la investigación.
- Cronometro para tomar los tiempos de traslado, montaje, acople de las barras de acero.
- Materiales de oficina tales como papel bond, reglas, escuadras, lápices, calculadoras, impresoras, computadoras.



## **CAPÍTULO IV**

### **DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN**

#### **4.1. Descripción de la situación actual.**

Actualmente el proceso de alimentación de los tornos de la línea de fabricación de satélites para engranajes diferenciales de la empresa DANA división ejes y cardanes, se realiza de forma manual y de manera muy insegura para los operadores de dicha línea de producción. El proceso comienza cuando el lote de barras es llevado por el montacargas hasta el banco destinado para su almacenaje, luego el operador corta las cintas de amarre del lote de barras; seguidamente se dirige al sitio donde se encuentra ubicado el mando de control del puente grúa para de esta manera trasladarlo hasta la zona donde se encuentran el conjunto de barras. Posteriormente, el operador, debe acoplar al gancho del puente grúa el sistema de sujeción de las barras (gancho).

Una vez colocado el gancho al puente grúa el operador se dirige al banco donde están el lote de barras para seleccionar y montar una barra sobre los ganchos para elevar y trasladar la barra hacia el cargador del torno, durante este proceso el operador debe manipular el mando de control del puente grúa y agarrar por un extremo la barra (de manera simultánea) para dirigirla al cargador del torno, labor esta que se realiza de forma insegura violando todas las normas de seguridad. Una vez colocada la barra sobre el cargador el operador debe trasladar el puente grúa hacia un sitio seguro (donde no interfiera con ningunos de los procesos ni con la libre circulación del personal de trabajo), para luego introducir la barra al torno, ejerciendo fuerza por uno de los extremos de dicha barra hasta que llegue a las mordazas internas de acople. Para que la barra acople a las mordazas, el operador debe utilizar un mazo y golpear en repetidas oportunidades por el extremo de la barra hasta que acople en la mordaza, además de verificar en cada golpe cuanto ha sobresalido la



---

barra en el interior del torno y no sobrepasarse de lo especificado. Una vez culminado este último paso el operador se dirige al torno para empezar con el proceso de mecanizado. Este proceso, es repetido cada vez que se requiere alimentar una barra a un torno.

#### **4.2. Planteamiento de las Posibles Soluciones.**

En la realización de este proyecto se consideraron tres (3) alternativas, las cuales surgieron como posibles soluciones de acuerdo a las necesidades del problema a desarrollar, estas se describen a continuación.

##### **4.2.1. Alternativa de solución #1.**

Teniendo como referencia las figuras 4.1, 4.2 y 4.3, el proceso comienza cuando el lote de barras (1) es colocado por un montacargas sobre la tolva (canal) de almacenamiento de las barras (2), dicha tolva será elevada por la acción de dos cilindros hidráulicos (3), una vez que se eleva la tolva, las barras se trasladan (debido a la inclinación de 5 grados de la estructura), hasta llegar al final de la plataforma (4), donde se encuentran unos topes (5) (figuras 4.1 y 4.2) que retienen las barras de acero. Con las barras al final de la plataforma, un sistema uñas-pistón (6) (ver detalle en figura 4.2), procede a levantar y colocar las barras individualmente sobre los rodillos motorizados (7) (accionadas por un motor-reductor y un sistema de transmisión por cadenas) los cuales se encargarán de mover la barra e introducirla en el túnel del husillo del torno llevando la barra al tope de la mordaza interna, y posteriormente mediante un sistema de dos cilindros oleohidráulicos (8) (ver detalle en figura 4.3) la barra será acoplada a la mordaza del torno, empezando entonces con el proceso de mecanizado.

Por otro lado la estructura completa se desplazará por cada uno de los tornos de la línea de fabricación de satélites, por lo tanto dicha estructura estará colocada



sobre un sistema de rieles (9) y ruedas (10), las cuales serán accionadas por un conjunto motor- cadena (11).

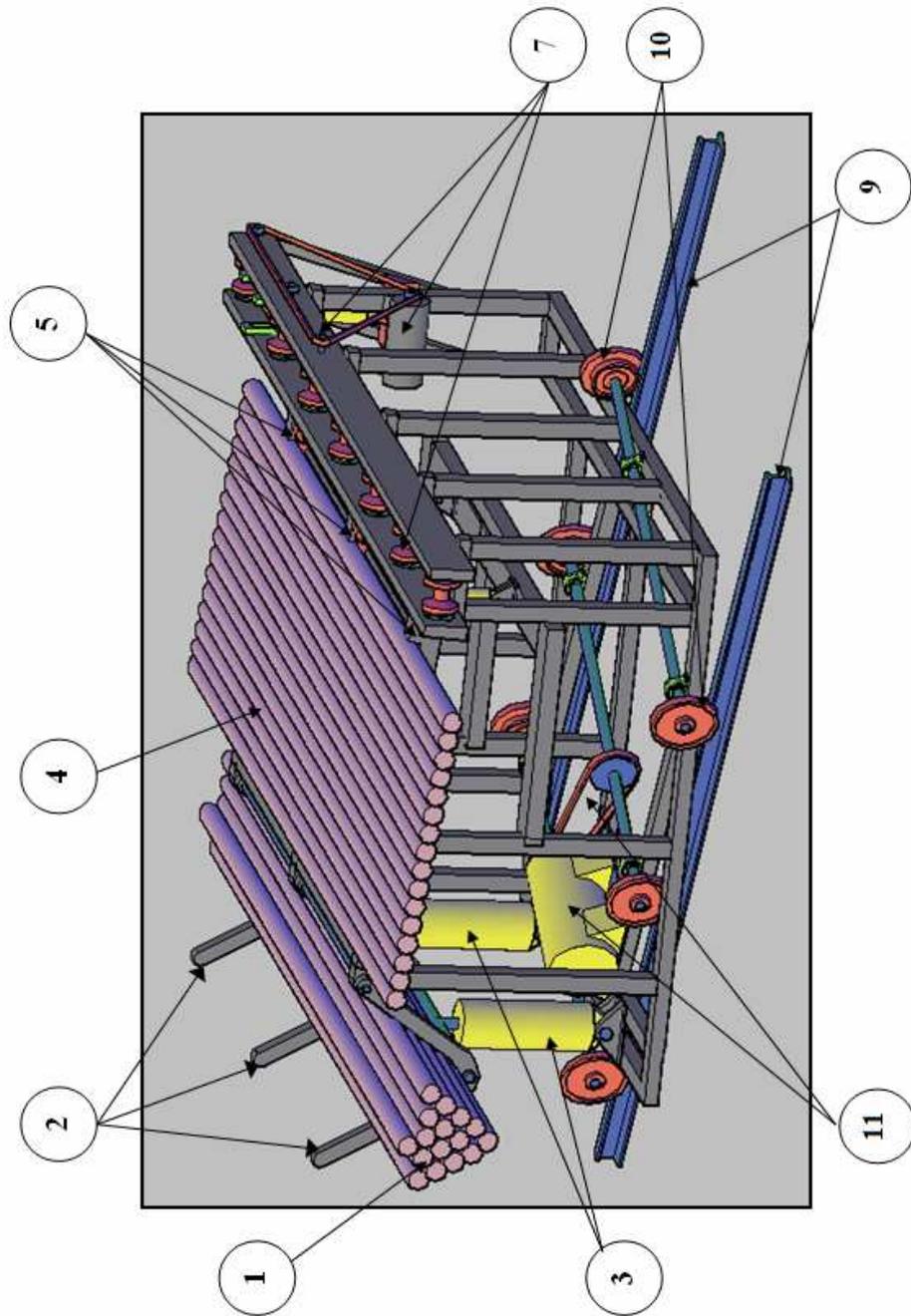
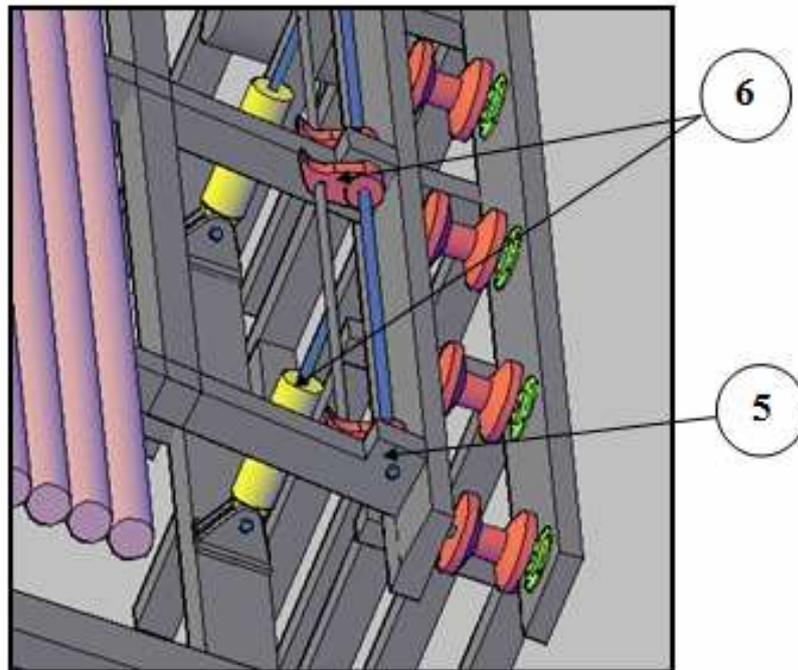
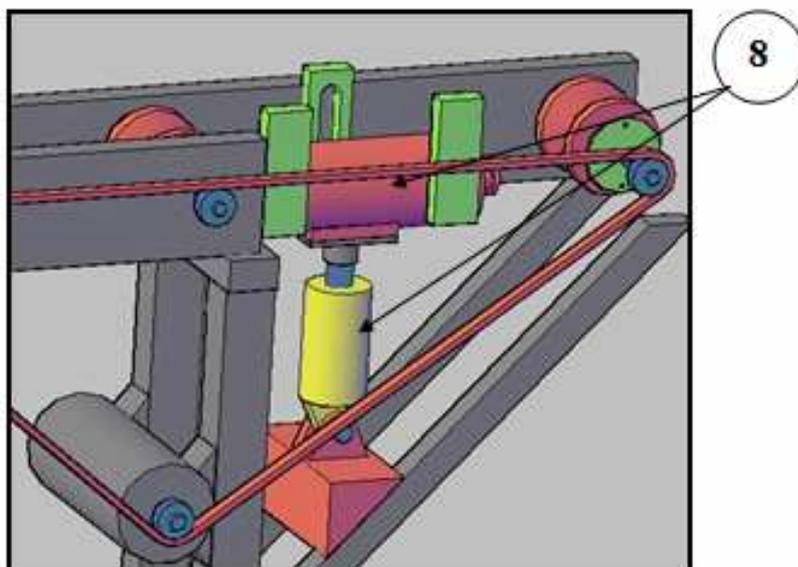


Figura 4.1. Alternativa de Solución #1.



**Figura 4.2.** Alternativa de Solución #1. Detalle uñas-pistón.



**Figura 4.3.** Alternativa de Solución #1. Detalle del sistema de pistones para acople de barra en mordaza.



**4.2.2. Alternativa de solución #2.**

Para esta solución mostrada en las figuras 4.4, 4.5 y 4.6, el lote de barras **(1)** es colocado en la tolva o canal **(2)**, que posteriormente es levantado por dos cilindros que se encuentran en la parte inferior **(3)** para de esta forma permitir que las barras salgan y se deslicen por la plataforma inclinada  $5^\circ$  **(4)**, donde son retenidas por unos topes **(5)** (figuras 4.4 y 4.5) al final de dicha plataforma, luego un sistema uñas-pistón **(6)** (ver detalle en figura 4.5) levanta las barras individualmente y las coloca sobre unos rodillos **(7)**; para continuar con el recorrido, un sistema de empuje compuesto por un cilindro oleohidráulico **(8)** (figuras 4.4 y 4.6) hace que la barra avance hacia el túnel del husillo del torno, acoplándola directamente en las mordazas del mismo, dando inicio al proceso de torneado.

Por otro lado la estructura completa se desplazará por cada uno de los tornos de la línea de fabricación de satélites, por lo tanto dicha estructura estará colocada sobre un sistema de rieles **(9)** y ruedas **(10)**, las cuales serán accionadas por un conjunto motor- cadena **(11)**.

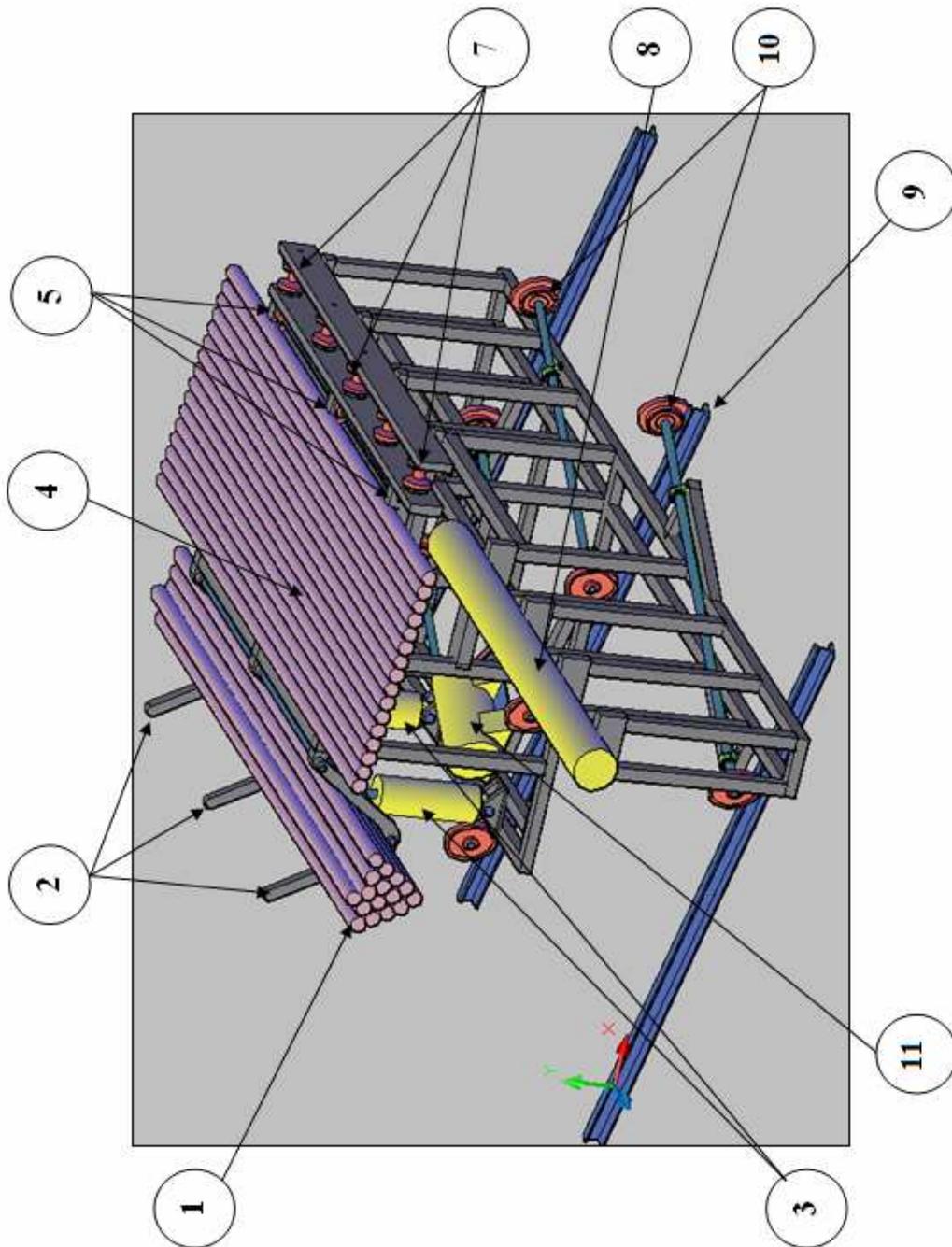


Figura 4.4. Alternativa de Solución #2.

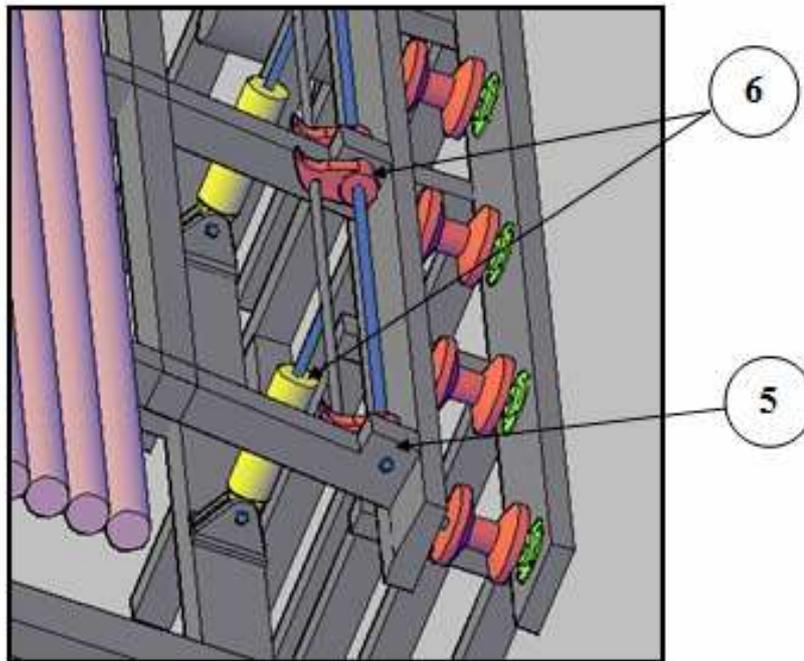


Figura 4.5. Alternativa de Solución #2. Detalle uñas-pistón.

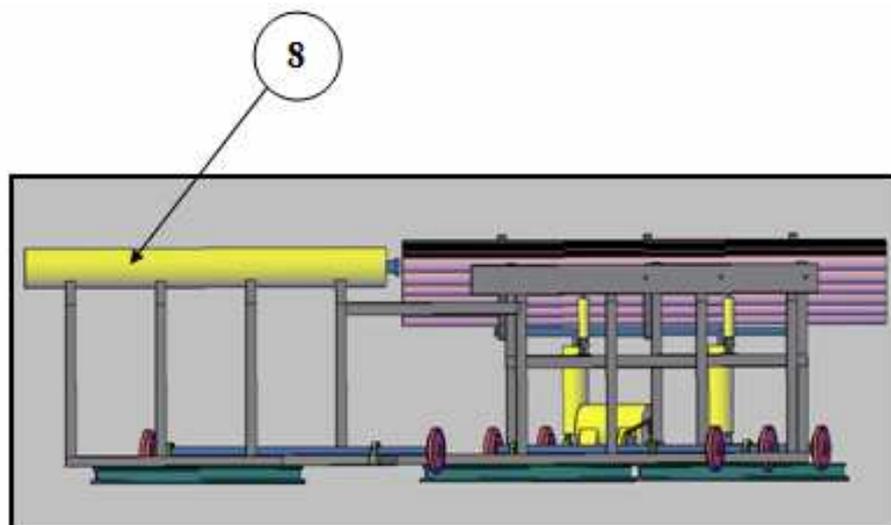


Figura 4.6. Alternativa de Solución #2. Vista Frontal.



---

### 4.2.3. Alternativa de solución #3.

Tal como se muestra en la figura 4.7, en esta solución el conjunto de barras (1) es colocado en una plataforma (2) que presenta una inclinación para mantener las barras retenidas, así un conjunto de dos cilindros oleohidráulicos (3) (figuras 4.7 y 4.8) levanta la plataforma, dejando que las barras se desplacen sobre ella, donde al final son detenidas por unos topes (4) y seleccionadas individualmente por un sistema uñas-pistón (5) (ver detalle en figura 4.8), dicho sistema coloca la barra sobre unos rodillos acanalados (6), seguidamente la barra es desplazada hacia uno de los túneles del torno por acción de los rodillos los cuales se encuentran acoplados a un motor-reductor mediante una cadena (7), cuando la barra ha llegado al tope de la mordaza del torno, entonces un sistema de brazo-pistón (8) (ver detalle en figura 4.9) es el encargado de producir la fuerza necesaria para que la barra termine acoplado totalmente en la mordaza; finalmente se da inicio al proceso de mecanizado.

Por otro lado la estructura completa se desplazará por cada uno de los tornos de la línea de fabricación de satélites, por lo tanto dicha estructura estará colocada sobre un sistema de rieles (9) y ruedas (10), los cuales serán accionados por un conjunto motor- cadena (11).

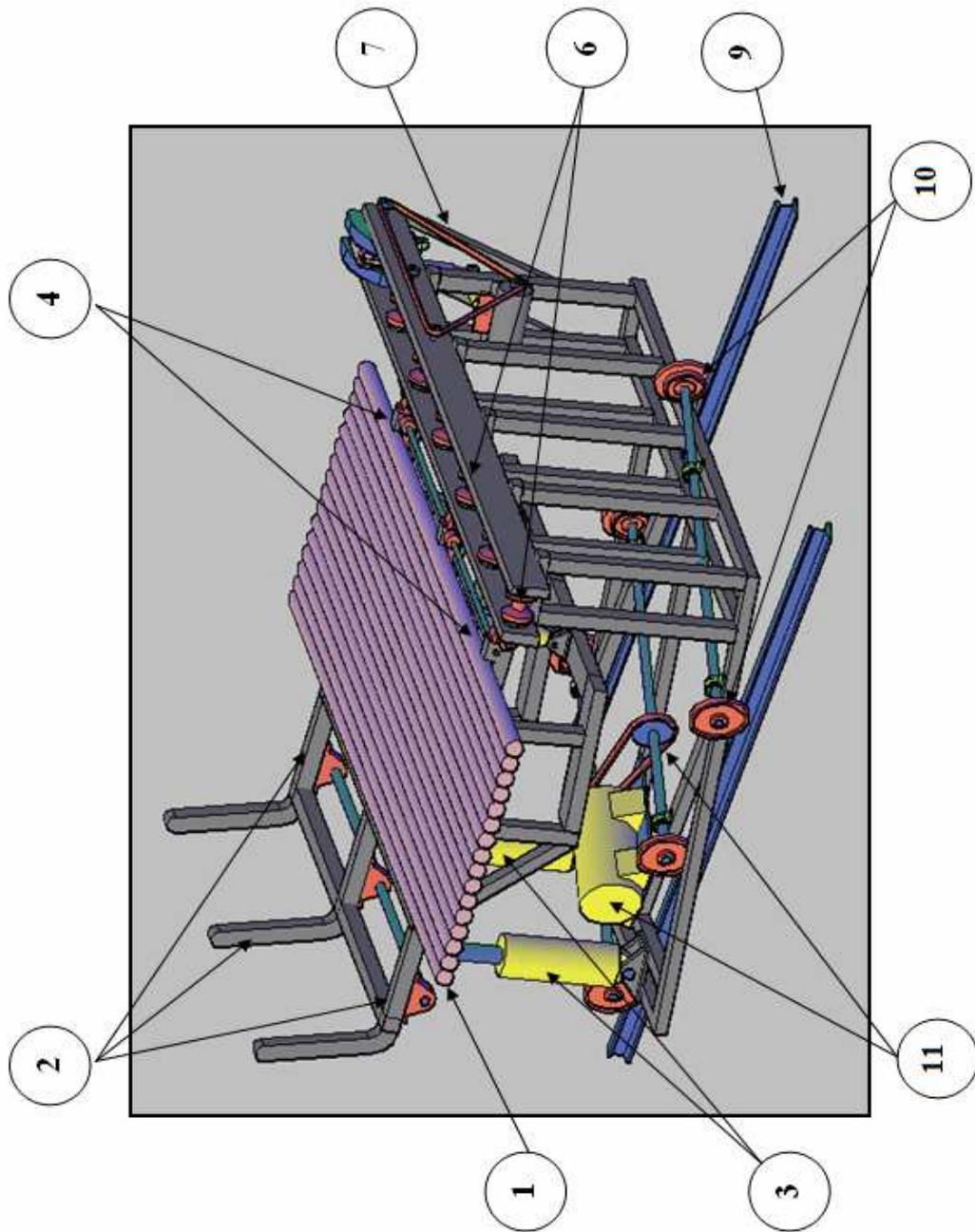
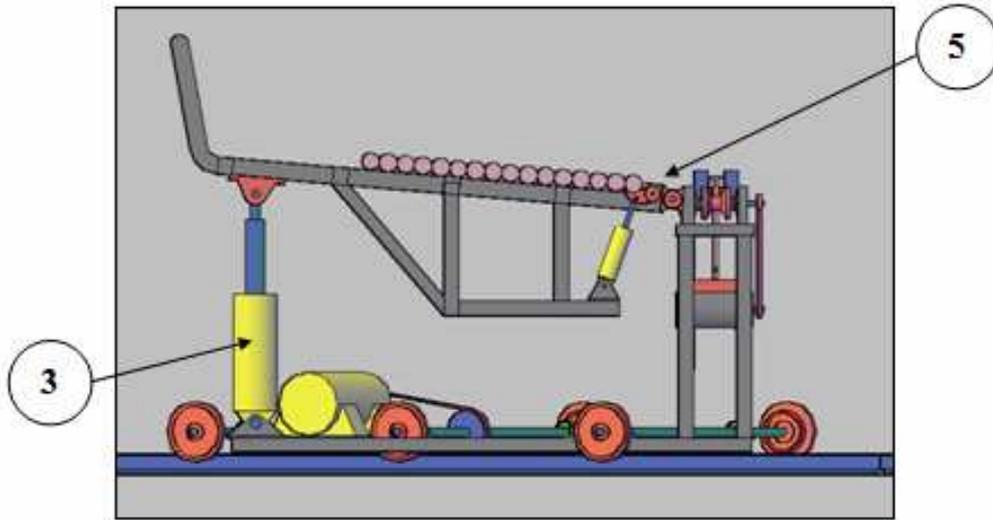
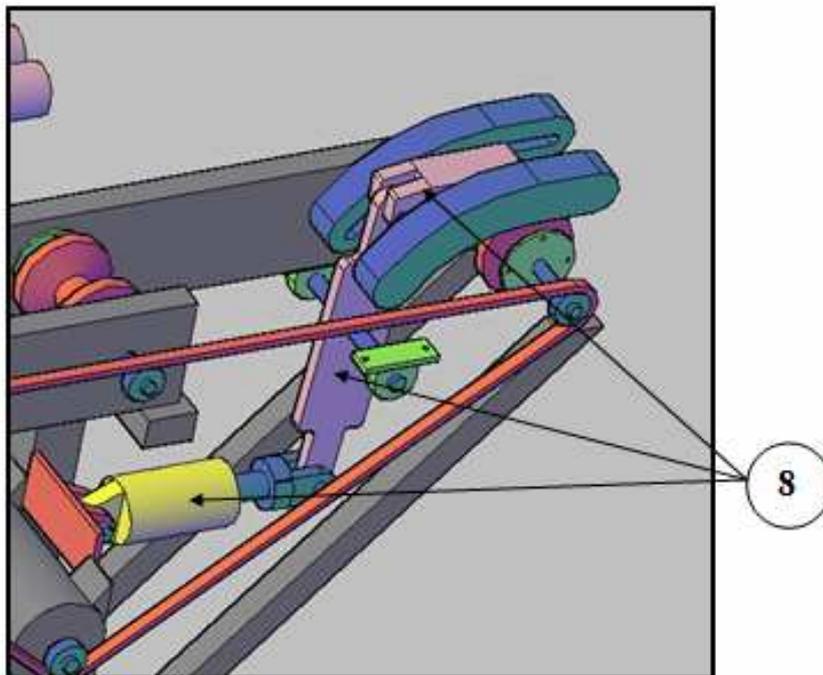


Figura 4.7. Alternativa de Solución #3.



**Figura 4.8.** Alternativa de Solución #3. Vista lateral.



**Figura 4.9.** Alternativa de Solución #3. Detalle del sistema brazo-pistón.



---

---

### 4.3. Selección de la mejor solución.

A continuación se procederá a la aplicación de restricciones y criterios para la elección de la mejor alternativa de solución.

#### 4.3.5. Restricciones:

Las restricciones son especificaciones que permitirán rechazar algunas de las probables alternativas de solución sin necesidad de compararlas con las restantes. Se han considerado las mencionadas a continuación:

1. El sistema a diseñar no debe sobrepasar las dimensiones siguientes: 4x2.5x1.2 m (R1).
2. El alimentador debe tener la capacidad de trasladar un conjunto de barras menor o igual 6.000 kg (R2).
3. El sistema a diseñar debe ser operado por un solo operario (R3).
4. El sistema a diseñar debe ser capaz de trabajar con barras cuyo máximo diámetro sea de 82 mm y largo 402 cm (R4).

#### 4.3.5. Criterios:

Los criterios son especificaciones que van a ser usadas para comparar soluciones y eventualmente decir cual de estas son viables. Se han considerado las mencionadas a continuación:

1. Menor costo del sistema a diseñar (C1).
2. Menores dimensiones del sistema (C2).
3. Facilidad de diseño y construcción (C3).
4. Desempeño en el proceso (C4).



5. Aprovechamiento de recursos existentes (C5).
6. El sistema debe poseer elementos de alta resistencia (robustez) (C6).

#### **Aplicación de restricciones a posibles soluciones:**

En este procedimiento se aplicaron restricciones a todas las probables soluciones, de esta manera la posible solución (PS), que no cumplieran con alguna de las restricciones, se desechó, y aquella que cumplió con todas las restricciones se convirtió en una solución.

**Tabla 4.1.** Aplicación de restricciones a probables soluciones.

<b>Restricción \ PS</b>	<b>PS1</b>	<b>PS2</b>	<b>PS3</b>
<b>R1</b>	Si	No	Si
<b>R2</b>	Si	Si	Si
<b>R3</b>	Si	Si	Si
<b>R4</b>	Si	Si	Si

#### **Aplicación de criterios a posibles soluciones:**

**Tabla 4.2.** Ponderación de criterios.

	<b>C1</b>	<b>C2</b>	<b>C3</b>	<b>C4</b>	<b>C5</b>	<b>C6</b>	<b>Nº de Veces</b>	<b>PCn= M+1</b>
<b>C1</b>							3	4
<b>C2</b>	C1						0	1
<b>C3</b>	C1	C3					2	3
<b>C4</b>	C4	C4	C4				5	6
<b>C5</b>	C1	C5	C3	C4			1	2
<b>C6</b>	C6	C6	C6	C4	C6		4	5

**Tabla 4.3.** Ponderación de soluciones de acuerdo a cada criterio.

Criterio \ PS	PS1	PS3
<b>C1</b>	3	4
<b>C2</b>	1	1
<b>C3</b>	3	1
<b>C4</b>	5	3
<b>C5</b>	1	1
<b>C6</b>	5	3

Luego, estas posibles soluciones se evalúan según la ecuación 4.1:

$$(PS1)_1 \times PC1 + (PS1)_2 \times PC2 + \dots + (PSk)_n \times PCn = Xk \quad (4.1)$$

Donde:

$(PSk)_n$ : Ponderación asignada a la solución  $k$ , según el valor de la restricción  $n$ .

$PCn$ : Ponderación del criterio  $n$ .

$Xk$ : Ponderación final obtenida por la solución  $k$ .

Para la posible solución 1 (PS1):

$$X1 = (PS1)_1 \times (PC1) + (PS1)_2 \times (PC2) + (PS1)_3 \times (PC3) + (PS1)_4 \times (PC4) + (PS1)_5 \times (PC5) + (PS1)_6 \times (PC6)$$

$$X1 = (3) \times (4) + (1) \times (1) + (3) \times (3) + (5) \times (6) + (1) \times (2) + (5) \times (5) = \mathbf{79}$$

Para la posible solución 3 (PS3):

$$X3 = (PS3)_1 \times (PC1) + (PS3)_2 \times (PC2) + (PS3)_3 \times (PC3) + (PS3)_4 \times (PC4) + (PS3)_5 \times (PC5) + (PS3)_6 \times (PC6)$$

$$X3 = (4) \times (4) + (1) \times (1) + (1) \times (3) + (3) \times (6) + (1) \times (2) + (3) \times (5) = \mathbf{55}$$



Comparando los valores obtenidos, se observó como resultado que la *solución N° 1* obtuvo la mayor ponderación, por lo que ésta va a ser la solución definitiva a diseñar.

#### 4.4. Diseño, cálculo y selección de elementos mecánicos:

##### 4.4.5. Diseño de la estructura de la plataforma inclinada

En el desarrollo del diseño de la plataforma (figura 4.10) se debe tener en cuenta las dimensiones de los diferentes tipos de barras que procesa el torno, la altura a la que se encuentra la zona de alimentación del torno y el área donde va a funcionar el sistema.

Del lote de barras se toma en cuenta el largo, el diámetro, peso del lote y cantidad de barras por lote. Estas características se pueden observar en las etiquetas de identificación del lote de barras (apéndice A.1) y son las presentadas en la tabla 4.4.

**Tabla 4.4.** Especificaciones de las barras.

<b>Modelo</b>	1459230	2656137
<b>Largo (mm)</b>	4.020 / 4.090	3.680 / 3.730
<b>Diámetro (mm)</b>	82,55	57,15
<b>Masa (Kg)</b>	2.770	1.902
<b>Barras/ Lote</b>	16	25
<b>Masa/ Barra (Kg)</b>	173,125	76,08



---

Para dimensionar el ancho de la plataforma se tomó como referencia el espacio máximo que ocupa cada lote de barras, y para esto se asumió que se encuentra alineado un lote de barras sobre la plataforma, por lo que el espacio ocupado por cada modelo viene dado de acuerdo a la ecuación 4.2.

$$\text{Distancia Lineal} = (\text{Barras/ Lote}) \times \text{Diámetro de barra.} \quad (4.2)$$

De esta forma se obtienen los siguientes resultados:

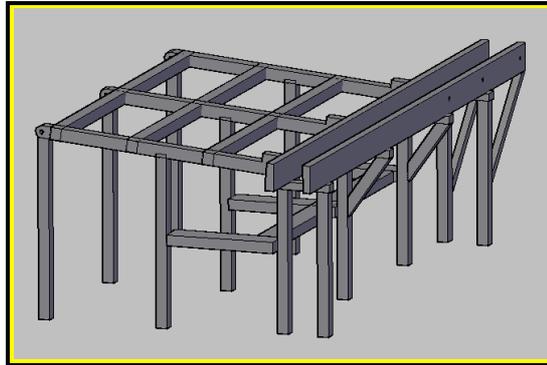
**Modelo 1459230**     $\longrightarrow$     Distancia Lineal = 1.320,80 mm

**Modelo 2656137**     $\longrightarrow$     Distancia Lineal = 1.428,75 mm

Tal como se observa el mayor espacio ocupado por las barras a lo ancho es de 1.428,75 mm por lo que se tomó 1.600 mm como ancho de la plataforma, quedando un espacio de 171,25 mm a fin de que exista lugar para el sistema de sujeción y selección de las barras.

El mayor largo de las barras es de 4.090 mm, por esta razón se tomó como largo de la plataforma 2.500 mm, dando espacio suficiente para que las barras queden sobre la plataforma sin caerse y permitiendo de esta forma que el sistema completo entre en el área donde va a funcionar.

Para garantizar que las barras lleguen a la base de la mesa por acción de la gravedad se asume un ángulo de 5 grados con respecto a la horizontal.



**Figura 4.10.** Plataforma inclinada contenedora de barra.

#### 4.4.1.1. Diseño de las vigas de la plataforma

A fin de simplificar los cálculos en el diseño de las vigas superiores que soportan el peso de las barras no se tomó en cuenta el ángulo de inclinación, ya que dicha inclinación es pequeña y no afecta considerablemente los cálculos de la carga distribuida.

De acuerdo a la ecuación 4.3 se calculó el peso de las barras:

$$W_{\text{Barras}} = m \times g \quad (4.3)$$

Donde:

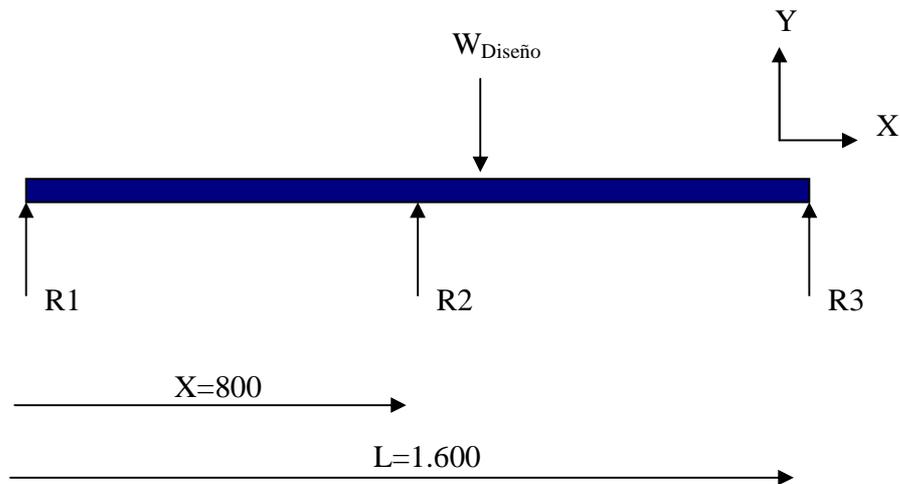
m: Masa de las barras = 2.770 Kg.

g: Gravedad = 9.81 m / s<sup>2</sup>.

W<sub>Barras</sub>: Peso de las barras = 27.173,70 N.

Al estar las barras apoyadas sobre tres vigas horizontales, la carga soportada por cada viga será igual a:

W<sub>Diseño</sub>: Peso de diseño = 9.057,90 N

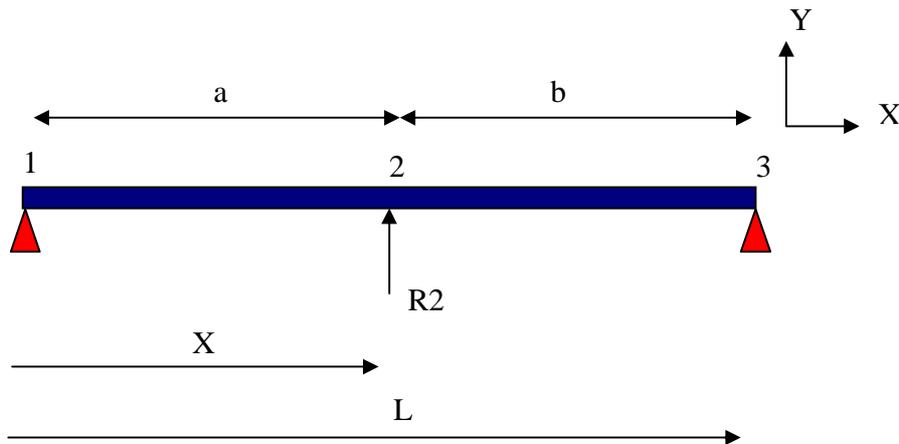


**Figura 4.11.** Diagrama de cuerpo libre de la viga de la plataforma en el plano XY.

Al observar el diagrama de cuerpo libre (figura 4.11), se puede ver que hay tres reacciones producidas por cada una de las columnas que soporta la viga, para calcular dichas reacciones se utilizó el método de la superposición, debido a que es un caso de hiperestaticidad y la utilización de las ecuaciones de equilibrio serán insuficientes por lo cual se utilizarán otras relaciones basadas en las ecuaciones para deformación elásticas de las vigas, separándola en dos casos.

- **Caso A:**

Actuando solo la reacción R2 sobre el punto 2 y dejando fijos los apoyos 1 y 3.



**Figura 4.12.** Diagrama de cuerpo libre de la viga actuando solo R2.

Se procede a calcular la deflexión de la viga en el punto 2, por ello se utiliza la ecuación de la elástica 4.4:

$$EIy_2 = \frac{P \cdot b \cdot X}{6 \cdot L} (L^2 - X^2 - b^2) \quad (4.4)$$

Donde:

X: Distancia a la cual se quiere determinar la elástica = 800 mm

L: Longitud entre los apoyos fijos = 1.600 mm

P: Fuerza que actúa sobre la viga = R2

a: Distancia entre el punto de aplicación de la fuerza y apoyo izquierdo = 800 mm

b: Distancia entre el punto de aplicación de la fuerza y apoyo derecho = 800 mm

$$EIy_2 = \frac{R2 \cdot 800mm \cdot 800mm}{6 \cdot 1600mm} ((1600mm)^2 - (800mm)^2 - (800mm)^2)$$

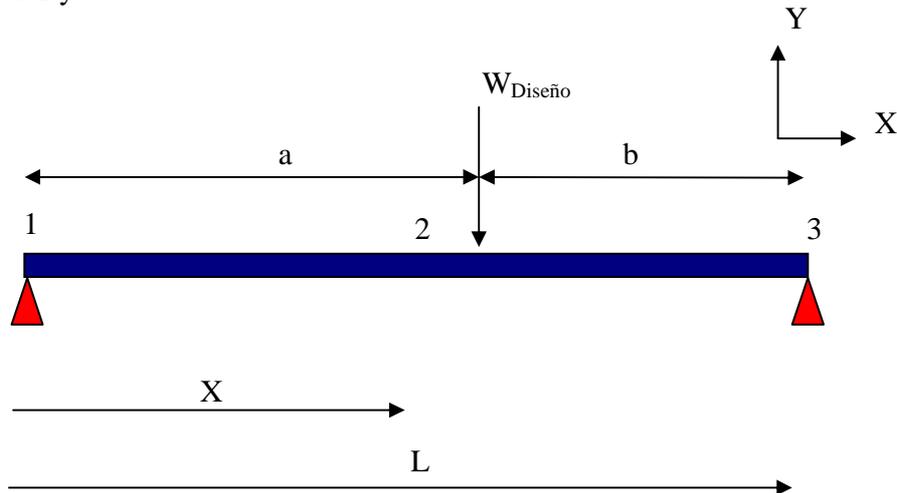
$$EIy_2 = -85333333,33mm^3 \cdot R2$$

**Nota:** El signo negativo es debido a que la fuerza R2 produce flecha hacia arriba.



- **Caso B:**

Ahora actuando el peso de diseño ( $W_{\text{Diseño}}$ ) sobre el punto 2 y dejando fijos los apoyos 1 y 3.



**Figura 4.13.** Diagrama de cuerpo libre de la viga actuando solo  $W_{\text{Diseño}}$ .

Se procede a calcular la deflexión de la viga en el punto 2, de acuerdo con la ecuación 4.4, donde:

$$X = 800 \text{ mm}$$

$$L = 1.600 \text{ mm}$$

$$P = 9.057,90 \text{ N}$$

$$a = 939,60 \text{ mm}$$

$$b = 660,40 \text{ mm}$$

$$EI_{y_2} = \frac{9057,90 \text{ N} \cdot 660,40 \text{ mm} \cdot 800 \text{ mm}}{6 \cdot 1.600 \text{ mm}} \left( (1600 \text{ mm})^2 - (800 \text{ mm})^2 - (660,40 \text{ mm})^2 \right)$$

$$EI_{y_2} = 7,396899 \times 10^{11} \text{ Nmm}^3$$



Haciendo sumatoria de deflexión en el punto 2 e igualando a cero, se tiene:

$$\sum EIy_2 = 0 \Rightarrow 7,396899 \times 10^{11} \text{ Nmm}^3 - 85.333.333,33 \text{ mm}^3 \cdot R2 = 0$$

$$R2 = 8.668,24 \text{ N}$$

Ahora se realiza la sumatoria de momentos en el apoyo 1 para obtener el valor de R3, lo que resulta:

$$\sum M_1 = 0 \Rightarrow 800 \text{ mm} \cdot (R2) - 939,6 \text{ mm} \cdot (W_{\text{Diseño}}) + 1600 \text{ mm} \cdot R3 = 0$$

Donde:

$$R2 = 8.668,24 \text{ N}$$

$$W_{\text{Diseño}} = 9057,9 \text{ N}$$

$$\Rightarrow R3 = 985,13 \text{ N}$$

Por último se hace sumatoria de fuerzas en el eje “Y” y se obtiene el valor de R1:

$$\sum Fy = 0 \Rightarrow R1 + R2 + R3 - W = 0$$

$$R1 + 8.668,24 \text{ N} + 985,13 \text{ N} - 9.057,9 \text{ N} = 0$$

$$\Rightarrow R1 = -595,47 \text{ N}$$

De esta forma se obtienen los siguientes resultados de las reacciones actuantes en la viga:

- $R1 = -595,47 \text{ N}$
- $R2 = 8.668,24 \text{ N}$
- $R3 = 985,13 \text{ N}$

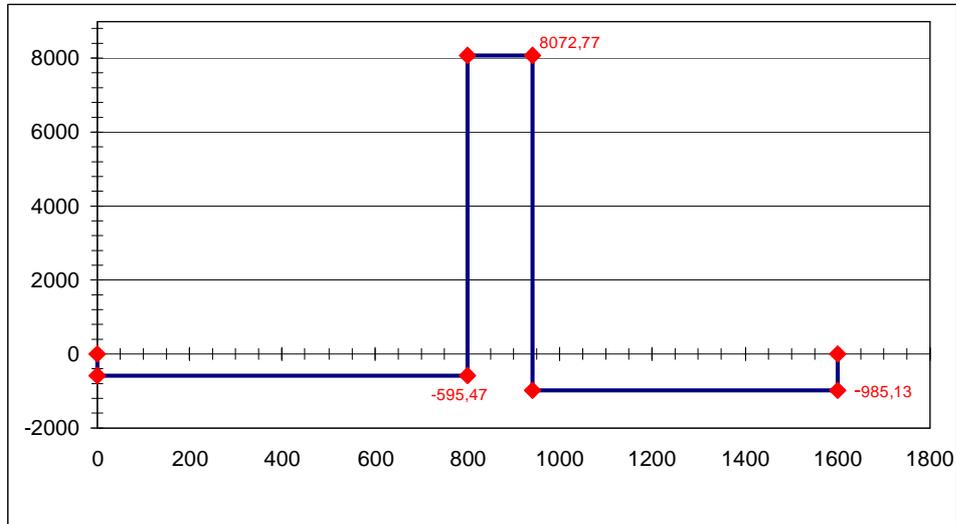


Figura 4.14. Diagrama de corte de la viga.

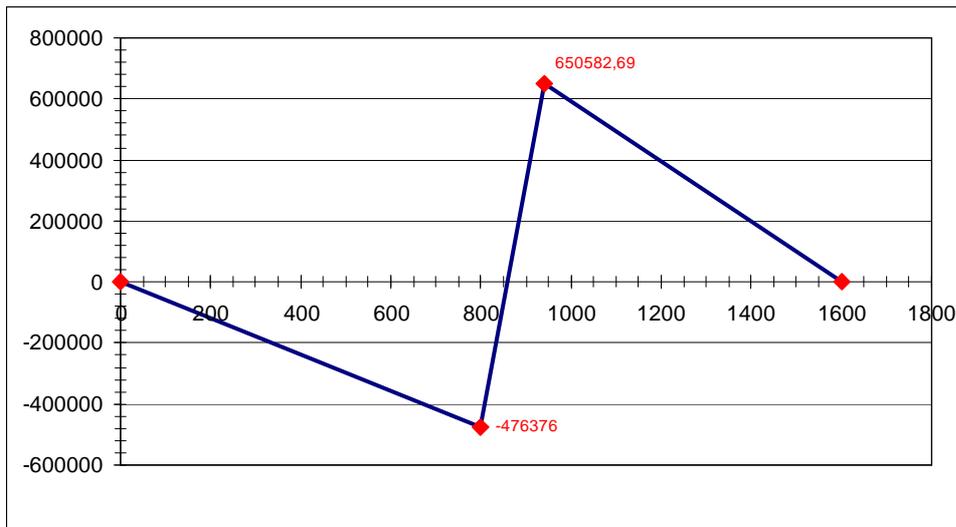


Figura 4.15. Diagrama de momento de la viga.

De los diagramas de corte y momento de las figuras 4.14 y 4.15, se obtienen los siguientes resultados:

$$V_{\max}: \text{Fuerza de corte máxima} = 8.072,77 \text{ N}$$



$M_{\max}$ : Momento flector máximo = 650.582,69  $N \cdot mm$

Para el diseño de la viga de la parte superior de la plataforma (tal como se muestra en la figura 4.10) se realizará el estudio por medio del criterio de resistencia y el criterio por corte directo, ya que es un material dúctil.

Para elegir la viga se toma en cuenta su momento de resistencia, por lo cual se utiliza la ecuación 4.5:

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{\max}}{S} \quad (4.5)$$

Donde:

S: Módulo de sección de la viga ( $m^3$ )

$M_{\max}$ : Momento flector máximo = 650.582,69  $N \cdot m$

$\sigma_{adm}$ : Esfuerzo admisible =  $0,5 \cdot S_y$  (MPa), donde el valor del esfuerzo de fluencia del material es  $S_y = 379MPa$  (ver apéndice A.2). Por lo que  $\sigma_{adm} = 189,5MPa$ .

Despejando "S" de la ecuación 4.5, se obtiene el siguiente resultado:

$$S = \frac{650.582,69Nm}{189,5MPa} = 3.433,15mm^3 \Rightarrow 3,4cm^3$$

Con el valor de módulo de sección "S" y realizando la consulta en el tabla del fabricante, se selecciona tubo estructural de sección cuadrada 60x60mm, con un  $S = 9,13cm^3$  (ver apéndice A.3).

Para que la viga seleccionada cumpla con el criterio de corte directo, se debe verificar lo planteado en la ecuación 4.6:



$$\tau_{adm} \geq \tau_{max} \quad (4.6)$$

$$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{A} \quad (4.7)$$

Donde:

$\tau_{adm}$  : Esfuerzo cortante admisible (MPa)

$\tau_{max}$  : Esfuerzo cortante máximo (MPa)

$V_{max}$ : Fuerza de corte máxima = 8.072,77 N

A: Área del perfil comercial seleccionado = 5,02 cm<sup>2</sup> = 5,02x10<sup>-4</sup>m<sup>2</sup>

De acuerdo con la ecuación 4.7 se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{8.072,77N}{5,02 \times 10^{-4} m^2} = 16.081.215,14 Pa \Rightarrow 16,08 MPa$$

Por otra parte el esfuerzo admisible se calcula de acuerdo con la ecuación:

$$\tau_{adm} = \frac{S_{ys}}{N} \quad (4.8)$$

Donde:

N: Factor de seguridad = 2

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia del material (ver apéndice A.2) = 379MPa, siendo

$$S_{ys} = 0,5 \cdot S_y \Rightarrow S_{ys} = 189,5 MPa$$

Por lo tanto, sustituyendo los valores en la ecuación 4.8, da como resultado lo siguiente:



$$\tau_{adm} = \frac{189,5MPa}{2} = 94,75MPa$$

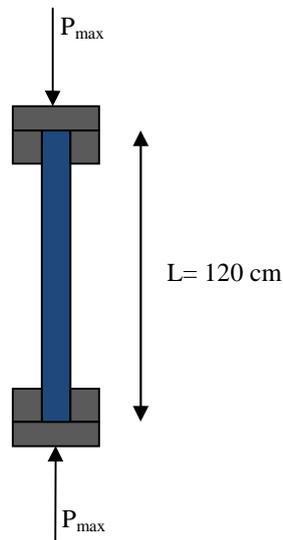
Al cumplirse que el esfuerzo cortante admisible es mayor al esfuerzo cortante máximo, la viga no falla por corte directo.

#### 4.4.1.2. Diseño de las columnas de la estructura

Para realizar el estudio de las columnas de la estructura se considerará la columna de mayor longitud, ya que esta puede fallar más por pandeo que por compresión. La longitud de la columna a estudiar es  $L= 120$  cm.

Como el diseño de la estructura de la columna es un caso de tipo empotrada-empotrada (Ver figura 4.16), la longitud equivalente teórica se calcula de acuerdo a la ecuación 4.9

$$L_{equivalente-teorica} = 0,5 \cdot L \quad (4.9)$$



**Figura 4.16.** Diagrama de cuerpo libre de la columna.



Se preselecciona el mismo tubo estructural de sección cuadrada seleccionado para diseño de las vigas de la estructura.

$$P_{crítica} \geq P_{máxima} \quad (4.10)$$

Donde:

$P_{máxima}$ : Fuerza de corte máxima = 8.072,77N

$P_{crítica}$ : Fuerza de corte crítica (N).

Ahora para el cálculo de la  $P_{crítica}$  se verifica que tipo de columna es la que se va a estudiar, usando las ecuaciones 4.11 y 4.12

$$S_r = \frac{L}{\sqrt{\frac{I}{A}}} \quad (4.11)$$

$$Srd = \Pi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E}{S_y}} \quad (4.12)$$

Donde:

$S_r$ : Razón de esbeltez.

I: Es la inercia de la sección transversal de la columna seleccionada, (Ver apéndice A.3) = 27,40 cm<sup>4</sup> = 2,74x10<sup>-7</sup>m<sup>4</sup>.

A: Área del perfil comercial seleccionado = 5,02 cm<sup>2</sup> = 5,02x10<sup>-4</sup>m<sup>2</sup>.

E: Módulo de elasticidad del material de la columna (ver apéndice A.4) = 206,8GPa = 206.800MPa.

De acuerdo con la ecuación 4.11 se tiene:



$$S_r = \frac{1,20m}{\sqrt{\frac{2,74 \times 10^{-7} m^4}{5,02 \times 10^{-4} m^2}}} = 51,36$$

De acuerdo con la ecuación 4.12 se tiene:

$$S_{rd} = \Pi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 206.800 MPa}{379 MPa}} = 103,78$$

Como  $S_r > 10$  y además  $S_{rd} > S_r$ , el tipo de columna a estudiar es intermedia, por lo cual se realizará el cálculo de la  $P_{crítica}$  de acuerdo con la ecuación 4.13.

$$\frac{P_{crítica}}{A} = S_y - \frac{1}{E} \cdot \left( \frac{S_y \cdot S_r}{2 \cdot \Pi} \right)^2 \quad (4.13)$$

Donde:

$S_r$ : Razón de esbeltez, y viene dada de acuerdo con la ecuación 4.14.

$$S_r = \frac{L_{equivalente}}{\sqrt{\frac{I}{A}}} \quad (4.14)$$

$$S_r = \frac{0,5 \cdot 120cm}{\sqrt{\frac{27,40cm^4}{5,02cm^2}}} = 25,68$$

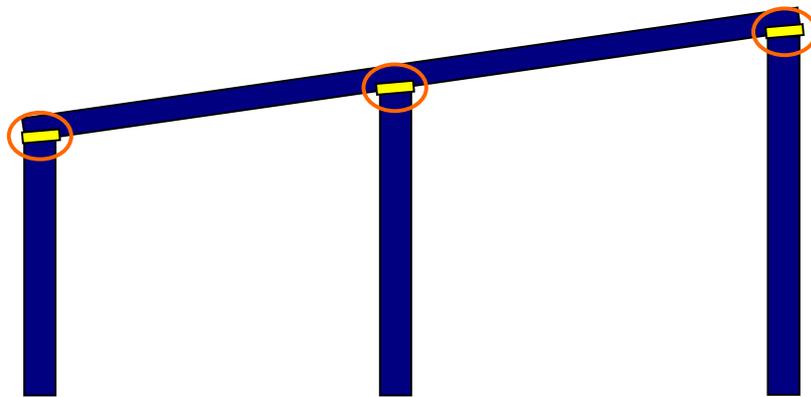
Despejando  $P_{crítica}$  y sustituyendo los valores en la ecuación 4.13:

$$P_{critica} = 502m^2 \cdot \left( 379MPa - \frac{1}{206.800MPa} \cdot \left( \frac{379MPa \cdot 25,68}{2 \cdot \Pi} \right)^2 \right) = 184.433,46N$$

De donde la relación  $P_{critica} \geq P_{m\acute{a}xima}$ ; indica que esta bien el tipo de tubo estructural usado en el dise\~no.

#### 4.4.1.3. C\~alculo del cord\~on de soldadura

Para el c\~alculo del cord\~on de soldadura se tomar\~a el punto de uni\~on m\~as cr\~itica que ser\~a la perteneciente a la uni\~on de la viga con la columna, ya que en ella se encuentran los valores de corte y momento cr\~iticos de todas las uniones soldadas, y con este valor del espesor del cord\~on de soldadura se realizar\~an las dem\~as uniones de la plataforma.



**Figura 4.17.** Vista lateral de los cordones de soldadura en la plataforma.

Se seleccion\~o un \~electrodo tipo: E- 6013 para realizar el dise\~no del cord\~on de soldadura, debido a que este electrodo cumple con las aplicaciones, caracter\~isticas de dise\~no y construcci\~on (ver ap\~ndice A.5)



Para realizar el cálculo del cordón de soldadura se emplea la ecuación 4.15:

$$W = \frac{Fr}{\tau_{adm}} \quad (4.15)$$

Donde:

W: Espesor mínimo del cordón de soldadura (m)

F<sub>r</sub>: Fuerza resultante que actúa sobre el cordón de soldadura (N/m)

$\tau_{adm}$ : Esfuerzo admisible de corte (N/m<sup>2</sup>)

Ahora para realizar el cálculo del esfuerzo admisible se tomó en cuenta su esfuerzo de resistencia última conforme al electrodo seleccionado, utilizando la ecuación 4.16:

$$W = \frac{\sigma_{elec}}{N} \quad (4.16)$$

Donde:

$\sigma_{elec}$ : Resistencia a la tracción del electrodo (ver apéndice A.5)= 414 MPa.

N: Factor de seguridad de la soldadura (ver apéndice A.6) = 1,67.

De acuerdo con la ecuación 4.16:

$$\tau_{adm} = \frac{414MPa}{1,67} = 247,90MPa = 247,90 \times 10^6 Pa$$

En la sección donde se realiza el estudio de la soldadura, se produce un momento flector y corte directo. Para calcular el esfuerzo resultante que actúa sobre el cordón de soldadura se utilizó la ecuación 4.17:



$$F_r = \sqrt{(F_v^2 + F_f^2)} \quad (4.17)$$

Donde:

$F_v$ : Esfuerzo de corte (N/m)

$F_f$ : Esfuerzo de flexión (N/m)

El esfuerzo de corte viene dada por la ecuación 4.18:

$$F_v = \frac{P}{A_w} \quad (4.18)$$

Donde:

$P$ : Carga directa de corte sobre cada cordón = 8.668,24 N

$A_w$ : Longitud del cordón de soldadura tipo cuadrado (m), cuya longitud se calcula de acuerdo con la ecuación 4.19.

$$A_w = N^{\circ}_{\text{cordones}} \cdot B \quad (4.19)$$

Donde:

$N^{\circ}_{\text{cordones}}$ : Número de cordones de soldadura = 4

$B$ : Ancho del perfil estructural seleccionado (ver apéndice A.3) = 0,06m

De acuerdo con la ecuación 4.19 se obtiene:

$$A_w = 4 \cdot 0,06m = 0,24m$$

Por lo cual el valor del esfuerzo de corte dada por la ecuación 4.18, será:



$$F_v = \frac{8.668,24N}{0,24m} = 36.117,67 \text{ N/m}$$

Ahora, el esfuerzo de flexión se calcula empleando la ecuación 4.20:

$$F_f = \frac{M_f}{Z_w} \quad (4.20)$$

Donde:

$M_f$ : Momento flector que actúa sobre la soldadura =  $8.668,24 \times 0,8 = 6.934,59 \text{ Nm}$ .

$Z_w$ : Momento de resistencia lineal a la flexión (ver apéndice A.7), el cual viene dado con la ecuación 4.21:

$$Z_w = b \cdot d + \frac{d^2}{3} \quad (4.21)$$

$$Z_w = 0,06m \cdot 0,06m + \frac{(0,06m)^2}{3} = 4,8 \times 10^{-3} m^2$$

Por lo cual el valor del esfuerzo de flexión viene dada de acuerdo con la ecuación 4.20:

$$F_f = \frac{6.934,59Nm}{4,8 \times 10^{-3} m^2} = 1.444.706,25 \text{ N/m}$$

Sustituyendo los valores de esfuerzo de acuerdo con la ecuación 4.17:



$$F_r = \sqrt{\left(361.117,67 \frac{N}{m}\right)^2 + \left(1.444.706,25 \frac{N}{m}\right)^2} = 1.445.131,30 \frac{N}{m}$$

Finalmente, sustituyendo los valores de  $F_r$  y  $\tau_{adm}$  de acuerdo con la ecuación 4.15 se obtiene el valor mínimo del espesor de soldadura ( $W$ ):

$$W = \frac{1.445.131,30 \frac{N}{m}}{247,90 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} = 5,83 \times 10^{-3} m = 5,83 mm$$

#### 4.4.5. Diseño de la estructura contenedora de barras (tolva)

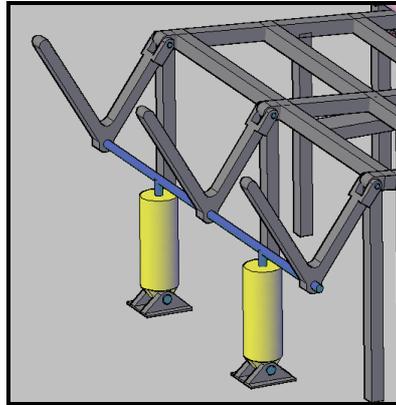
Para realizar el diseño de esta estructura se tomó en cuenta las especificaciones de las barras tales como el largo, el diámetro, peso del lote y cantidad de barras por lote (ver apéndice A.1).

Por otra parte, se tomó como ángulo de abertura de la estructura en  $v$  un valor de  $65^\circ$ , considerando el espacio disponible en el área donde va a funcionar el sistema.

Para dimensionar la longitud de las vigas de la tolva se tomó como referencia el espacio máximo que ocupa cada lote de barras almacenado en ella, por lo cual se emplearon las barras *modelo 2656137*, ya que estas ocupan el mayor volumen dentro de la tolva. Dichas dimensiones se presentan en el apéndice B.

##### 4.4.2.1. Diseño de las vigas de la tolva

Para el diseño de la viga de la estructura contenedora de barras se realizó el estudio por medio del criterio de resistencia y el criterio por corte directo, teniendo en consideración el lote de barras de mayor peso. En la figura 4.18 se muestra esta estructura.



**Figura 4.18.** Estructura contenedora de barras.

De acuerdo con la ecuación 4.3 se procede a calcular el valor del peso de una barra:

Donde:

$m$ : Masa de una barra = 173,13 kg.

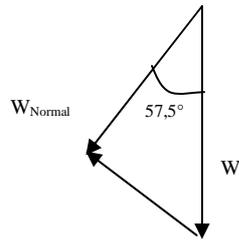
$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ .

$W_{\text{Barra}} = 1.698,36 \text{ N}$ .

Al estar las barras apoyadas sobre tres vigas, la carga total se dividirá entre tres, por lo que la carga soportada por cada viga será igual a:

$W_D$ : Peso de diseño de una barra = 566,12 N

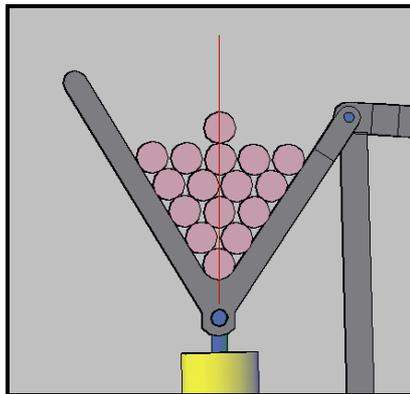
Ahora, la fuerza del peso de cada barra proyectada sobre la viga ( $W_{\text{Normal}}$ ) viene dado por la ecuación 4.22:


$$W_{Normal} = W_D \cdot \cos(57,5) \quad (4.22)$$

$$W_{Normal} = 566,12N \cdot \cos(57,5^\circ) = 304,17N$$

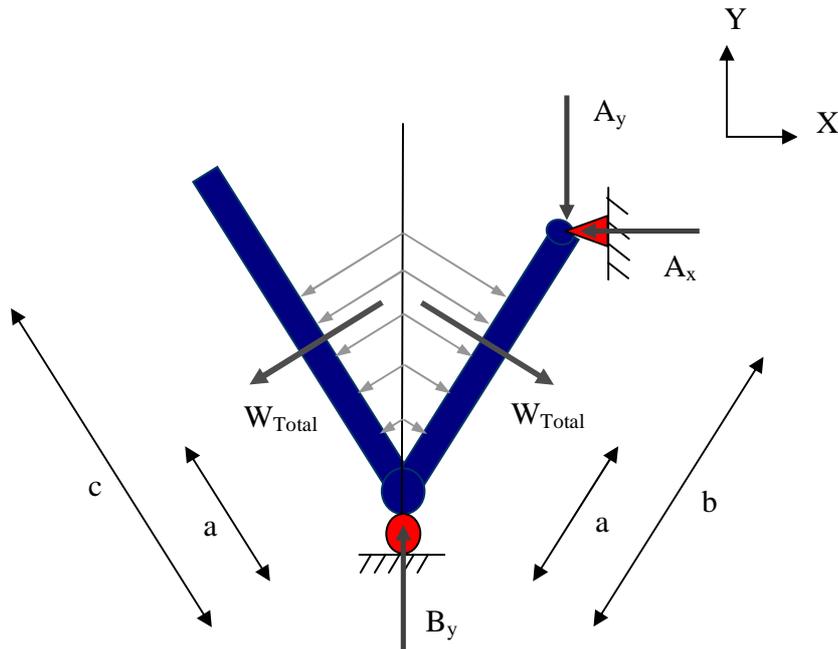
Considerando una distribución de barras uniformemente repartida sobre cada lado de la viga (la idealización esquemática se muestra en la figura 4.19), se obtiene que la carga total es:

$$W_{Total} = W_{Normal} \cdot 8 \Rightarrow W_{Total} = 2.433,41N$$



**Figura 4.19.** Vista lateral de la estructura contenedora de barras.

Una vez aclaradas las premisas anteriores, se procede ahora a realizar un diagrama de cuerpo libre (ver Figura 4.20) donde se muestran las fuerzas presentes en la viga:



**Figura 4.20.** Diagrama de cuerpo libre de la estructura contenedora de barras.

Donde:

a: Ubicación de la resultante de la carga distribuida = 275,17 mm.

b: Distancia entre los apoyos “A” y “B” = 640 mm.

c: Distancia entre el apoyo “B” y el extremo libre de la viga = 740 mm.

Realizando sumatoria de fuerzas en el eje X y Y, se deduce lo siguiente:

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x + 2433,41N \cdot \text{Sen}(57,5^\circ) - 2433,41N \cdot \text{Sen}(57,5^\circ) = 0$$

Donde:  $A_x = 0$



$$\sum F_y = 0$$

$$- A_y + B_y - 2 \cdot 2433,41N \cdot \text{Cos}(57,5^\circ) = 0 \quad (4.23)$$

Ahora realizando sumatoria de momentos sobre punto "A", se tiene que:

$$\sum M_A = 0$$

$$\begin{aligned} & - B_y \cdot 343,87 \text{ mm} + 2433,41 \text{ N} \cdot 364,83 \text{ mm} + 2433,41 \text{ N} \cdot \text{Cos}(57,5^\circ) \cdot 491,72 \text{ mm} \\ & - 2433,41 \text{ N} \cdot \text{Sen}(57,5^\circ) \cdot 307,69 \text{ mm} = 0 \end{aligned}$$

Donde:

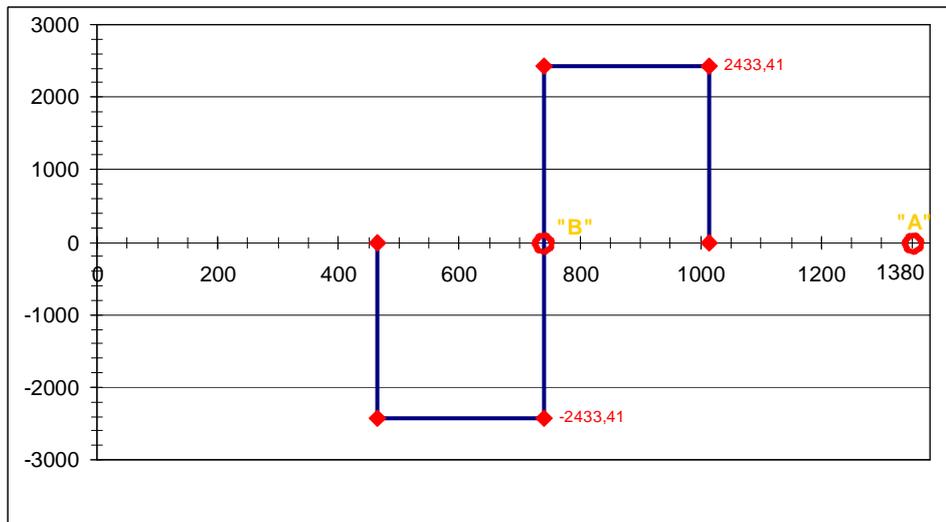
$$B_y = 2.614,98N$$

Sustituyendo el valor de  $B_y$  de acuerdo con la ecuación 4.23, resulta:

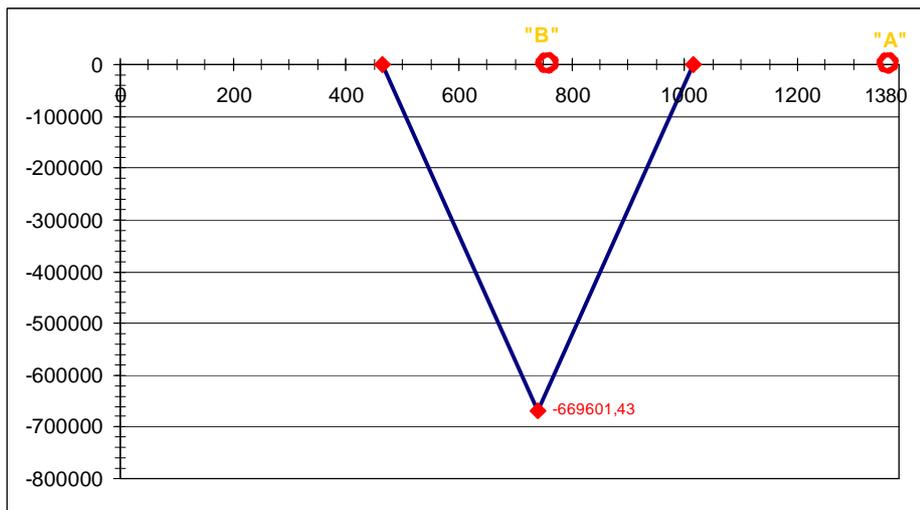
$$A_y = 0$$

Con el valor de las reacciones calculadas, se construye los diagramas de corte y momento mostrados en la figura 4.21 y 4.22.

- $A_x = 0$
- $B_y = 2.614,98N$
- $A_y = 0$



**Figura 4.21.** Diagrama de corte de la estructura contenedora de barras.



**Figura 4.22.** Diagrama de momento de la estructura contenedora de barras.

De los diagramas de corte y momento de las figuras 4.21 y 4.22, se obtienen los siguientes resultados:

$$V_{\max}: \text{Fuerza de corte máxima} = 2.433,41 \text{ N}$$

$$M_{\max}: \text{Momento flector máximo} = -669.601,43 \text{ N} \cdot mm$$



Para elegir la viga de la tolva se toma en cuenta su momento de resistencia, por lo cual se despeja el valor de “S” de la ecuación 4.5:

$$S = \frac{669.601,43Nmm}{189,5MPa} = 3.533,52mm^3 \Rightarrow 3,53cm^3$$

Con el valor de módulo de sección “S” se consulta la tabla del fabricante y se selecciona un tubo estructural de sección cuadrada 60x60mm, con un S= 9,13cm<sup>3</sup> (ver apéndice A.3).

Para que la viga seleccionada cumpla con el criterio de corte directo, se debe verificar que se cumpla la relación de la ecuación 4.6.

De acuerdo con la ecuación 4.7 se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{2.433,41N}{5,02 \times 10^{-4} m^2} = 4.847.430,28Pa \Rightarrow 4,85MPa$$

Por otra parte, para calcular el valor del esfuerzo cortante admisible se emplea la ecuación 4.8, de donde:

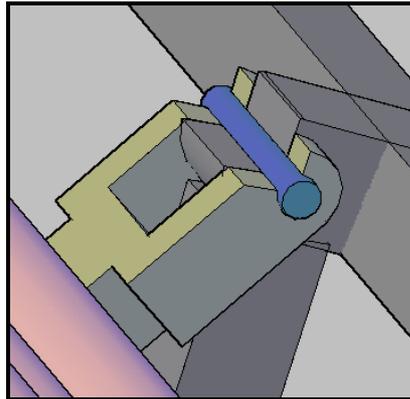
$$\tau_{adm} = 94,75MPa$$

Al cumplirse que  $\tau_{adm} \geq \tau_{\max}$ , la viga contenedora de barras no falla por corte directo.



#### 4.4.2.2. Diseño del pasador

Como el lote de barras de acero se encuentra soportado por tres vigas y en cada viga hay un pasador, entonces la carga en cada pasador se dividirá entre tres.



**Figura 4.23.** Pasador de la estructura contenedora de barras.

Debido a que el pasador está sometido a una fuerza de corte pura, el esfuerzo cortante admisible se calcula según la ecuación 4.24.

$$\tau_{adm} = \frac{V}{A_{Corte}} \quad (4.24)$$

Donde:

V: Fuerza de corte aplicada al pasador = 9.057,90 N

$\tau_{adm}$ : Esfuerzo cortante admisible que se calcula de acuerdo con la ecuación 4.8, donde el valor del factor de seguridad es 2 y el material seleccionado es un acero 1.020 (ver apéndice A2). Por lo que  $\tau_{adm} = 94,75 \text{ MPa}$ .

$A_{Corte}$ : Área de la sección transversal sometida a corte, que viene dada por:



$$A_{Corte} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (4.25)$$

De acuerdo con la ecuación 4.24 se obtiene el área mínima que debe tener el pasador para soportar el esfuerzo, lo que resulta:

$$A_{corte} = \frac{9.057,90N}{94,75MPa} = 95,60mm^2$$

Ahora se despeja el diámetro de la ecuación 4.25:

$$d = \sqrt{\frac{95,60mm^2 \cdot 4}{\pi}} = 11,03mm$$

El valor del diámetro en pulgadas es de 0,43", por lo cual el diámetro comercial seleccionado es de 1/2".

#### 4.4.2.3. Diseño del eslabón-horquilla

Para el diseño del conjunto eslabón- horquilla (figura 4.24), se considera a este elemento como una viga curva, donde su sección transversal será rectangular.

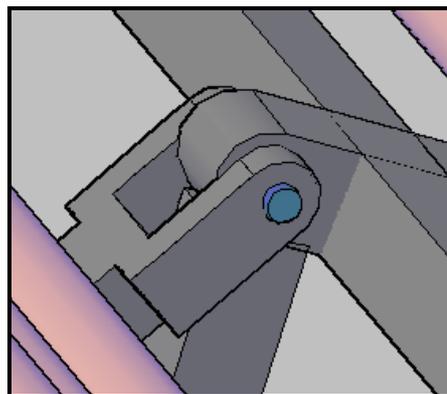


Figura 4.24. Conjunto eslabón-horquilla.



Por otra parte, para determinar las dimensiones de la sección transversal del elemento se deben tomar en cuenta los esfuerzos máximos que se producen en las superficies interior y exterior, los cuales se determinan a partir de las ecuaciones 4.26 y 4.27:

$$\sigma_i = \frac{M \cdot C_i}{A \cdot e \cdot r_i} + \frac{F}{A} \quad (4.26)$$

$$\sigma_o = -\frac{M \cdot C_o}{A \cdot e \cdot r_o} + \frac{F}{A} \quad (4.27)$$

Como se aprecia en las ecuaciones 4.26 y 4.27 el esfuerzo máximo se produce en la superficie interior, por lo tanto en la realización de los cálculos se empleará la ecuación 4.26.

Donde:

$\sigma_i$ : Esfuerzo máximo producido en la superficie interior = 189,5 MPa.

$r_i$ : Radio de la fibra interior del eslabón = 1/2" = 12,7mm

$C_i$ : Distancia de la fibra interior al eje neutro (mm).

$e$ : Distancia entre el eje centroidal y el eje neutro (mm).

$A$ : Área de la sección transversal del eslabón,  $A = h \cdot b$  (mm<sup>2</sup>)

$F$ : Fuerza aplicada en el eslabón = 9.057,90 N.

$M$ : Momento que actúa sobre el eslabón, calculado desde el centro del eslabón al eje centroidal.

Para una sección transversal rectangular, se conocen los valores de  $r_n$  y  $R$ , los cuales se obtienen con las ecuaciones 4.28 y 4.29.



$$r_n = \frac{h}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad (4.28)$$

$$R = r_i + \frac{h}{2} \quad (4.29)$$

Donde:

R: Radio del eje centroidal (*mm*)

$r_n$ : Radio del eje neutro (*mm*)

h: Altura de la sección transversal de la viga curva = 1" = 25,4*mm*,  
(considerando el diámetro del pasador).

$r_o$ : Es la suma del radio de la fibra interior mas la altura de la sección transversal del eslabón = 38,1*mm*.

De acuerdo con las ecuaciones 4.28 y 4.29 se obtiene:

$$r_n = \frac{25,4\text{mm}}{\ln\left(\frac{38,1\text{mm}}{12,7\text{mm}}\right)} = 23,12\text{mm}$$

$$R = 12,7\text{mm} + \frac{25,4\text{mm}}{2} = 25,4\text{mm}$$

Luego con los valores de  $r_n$  y R se calculan los valores de M, e y  $C_i$ , de acuerdo con las ecuaciones 4.30, 4.31 y 4.32.

$$M = F \cdot r_n \quad (4.30)$$

$$M = 9.057,90N \cdot 23,12\text{mm} = 209.418,65N \cdot \text{mm}$$



$$e = R - r_n \quad (4.31)$$

$$e = 25,4mm - 23,12mm = 2,28mm$$

$$C_i = r_n - r_i \quad (4.32)$$

$$C_i = 23,12mm - 12,7mm = 10,42mm$$

De los cálculos realizados anteriormente se sustituyen los valores obtenidos en la ecuación 4.26 y se despeja el valor mínimo del ancho de la viga curva para que soporte la carga sin que se produzca la falla, obteniendo así el siguiente valor:

$$b = \frac{209.418,65Nmm \cdot 10,42mm + 2,28mm \cdot 12,7mm \cdot 9057,9N}{189,5MPa \cdot 25,4mm \cdot 2,28mm \cdot 12,7mm} = 17,54mm \cong \frac{3}{4}''$$

#### 4.4.2.4. Diseño del eje que soporta la estructura contenedora de barras

Para el diseño del eje se realiza un estudio por medio de esfuerzos combinados (flexión y corte puro), de manera que se necesita conocer el valor de la fuerza.

El lote de barras se encuentra soportado por tres vigas, por lo que la carga total se dividirá entre tres (ver figura 4.25). El material seleccionado para el diseño será el mismo que fue seleccionado para los cálculos estructurales (Acero 1.020).

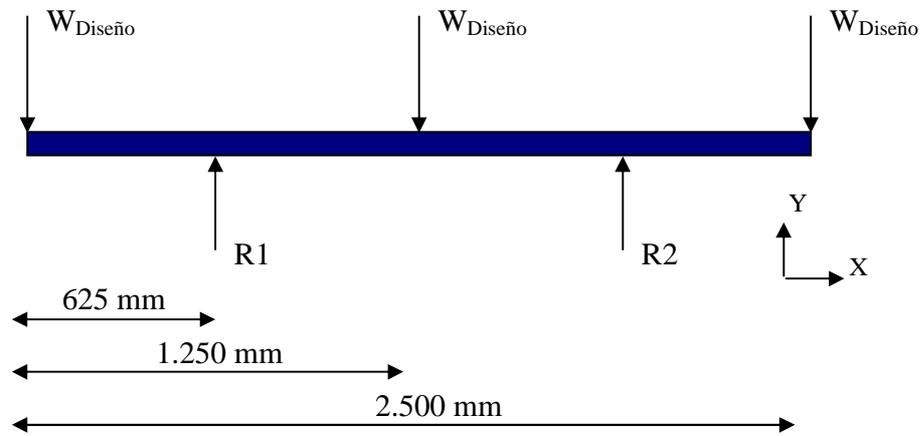


Figura 4.25. Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XY.

Donde:

$$W_{\text{Diseño}} = 9.057,90 \text{ N.}$$

$$R1 = R2 = 13.586,85 \text{ N.}$$

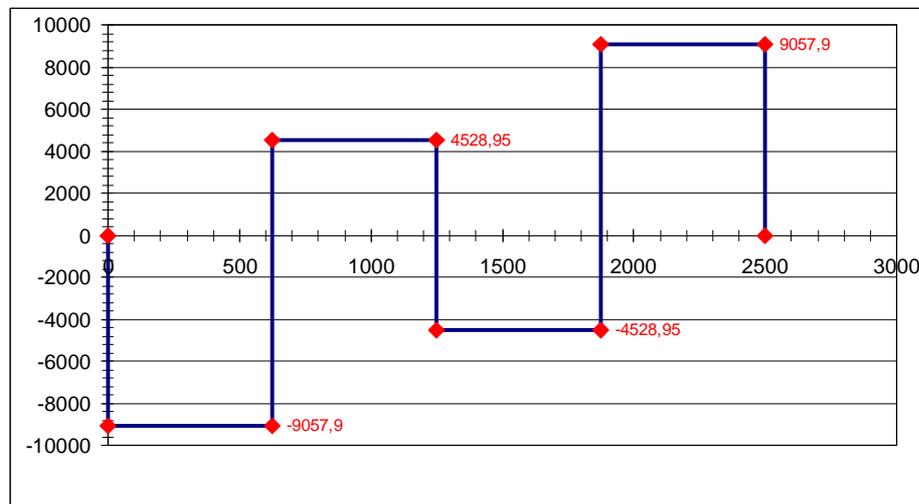
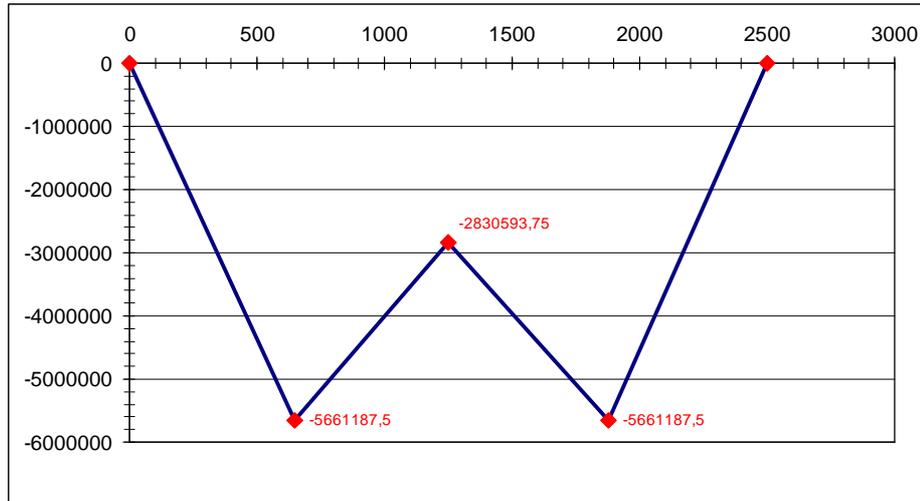


Figura 4.26. Diagrama de corte del eje.



**Figura 4.27.** Diagrama de momento del eje.

De los diagramas de corte y momento de las figuras 4.26 y 4.27, se obtienen los siguientes resultados:

$$V_{\max} = 9.057,90 \text{ N}$$

$$M_{\max} = -5.661.187,5 \text{ Nmm}$$

El esfuerzo admisible del material es  $0,5 \cdot S_y$ , donde el  $S_y$  viene dado por el material a utilizar el cual es un acero 1020 (ver apéndice A.2), por lo que:

$$\sigma_{adm} = 189,5 \text{ MPa}$$

El eje se encuentra sometido a flexión y compresión, por lo que la ecuación a utilizar es 4.33:

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{\max} \cdot C}{I} + \frac{V_{\max}}{A} \quad (4.33)$$



Donde:

C: Distancia del eje centroidal a la fibra mas alejada, la cual se calcula con la ecuación 4.34.

$$C = \frac{d}{2} \quad (4.34)$$

I: Inercia de la sección transversal del eje (ver apéndice A.8), el cual será:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (4.35)$$

A: Área de la sección transversal del eje, que viene dada por la ecuación 4.25.

De acuerdo con la ecuación 4.33 y despejando “d” se obtiene el diámetro del eje:

$$d = 67,56 \text{ mm}$$

Por lo que se selecciona un diámetro comercial de 2 ¾”.

#### **4.4.2.5. Selección de los cilindros oleohidráulicos de elevación de la tolva.**

Para seleccionar estos dispositivos es necesario tomar en consideración los siguientes parámetros:

- La fuerza máxima a la que va estar sometido cada cilindro viene dada por la ecuación 4.36.



$$F_{Max} = \frac{W_{Barras}}{2} + \frac{W_{Tolva}}{2} \quad (4.36)$$

$$F_{Max} = \frac{27.173,70N}{2} + \frac{160,02N}{2} = 13.666,86N$$

- La presión de trabajo que actualmente maneja el banco alimentador, y que corresponde a 500 psi.
- La carrera limitada por la ubicación del dispositivo, tiene un valor de 500 mm.

Conociendo la presión de trabajo y la fuerza, se obtiene el valor del área mínima del émbolo para el cilindro capaz de realizar el trabajo.

$$A = \frac{F}{P} \quad (4.37)$$

$$A = \frac{13.666,86N}{3.447.400Pa} = 3,96 \times 10^{-3} m^2$$

Despejando el diámetro del émbolo de la ecuación 4.25, con el área obtenida, arroja el siguiente resultado:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,96 \times 10^{-3} m^2}{\pi}} = 0,071m = 2,79"$$

Para cilindros orientados verticalmente debe determinarse la longitud de pandeo  $L_p = L = 1.200$  mm según el tipo de montaje del cilindro y tipo de amarre de



## CAPITULO IV

---

la punta del vástago (ver apéndice C.1). Con los valores de longitud de pandeo y fuerza de compresión (ver apéndice C.2) se obtiene el diámetro del vástago para evitar el pandeo el cual es aproximadamente 48 mm. Las curvas existentes representan la máxima longitud de pandeo permitida en función de la carga de compresión con un factor de seguridad de 3,5.

Ahora, con el valor del diámetro del émbolo, el tipo de conexión hidráulica y con una velocidad del fluido en las líneas que no supere los 5 m/s (según recomendaciones del fabricante), se obtiene el caudal de entrada y la velocidad del cilindro recomendados (ver apéndice C.3):

$$Q_E = 53 \text{ l/min} = 14 \text{ GPM}$$

$$V_P = 0,18 \text{ m/s}$$

Para fijar la velocidad deseada del vástago a  $0,04 \text{ m/s}$ , se procede a recalcular el caudal de entrada de acuerdo a la ecuación 4.38.

$$Q_R = \frac{Q_E \cdot V_D}{V_P} \quad (4.38)$$

$$Q_R = \frac{14 \text{ GPM} \cdot 0,04 \text{ m/s}}{0,18 \text{ m/s}} = 3,1 \text{ GPM}$$

De acuerdo a los parámetros requeridos por el catalogo de *Parker Series 3L Medium Duty*, se selecciona el actuador, cuyas características se presentan en la tabla 4.5



**Tabla 4.5.** Especificaciones del cilindro oleohidráulico de elevación de la tolva.

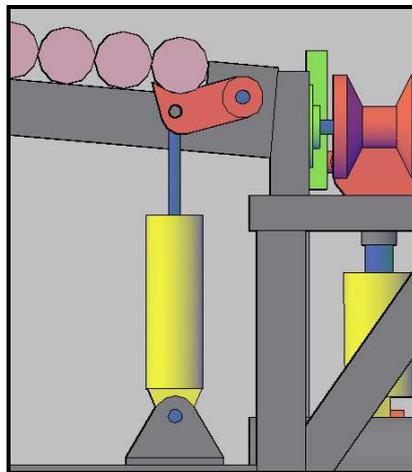
<i>Cilindro hidráulico Series 3L Medium Duty Cap Fixed Clevis Style BB (NFPA Style MPI) (ver apéndice C.4)</i>	
<b>Característica</b>	<b>Magnitud</b>
Diámetro del émbolo (pulg)	3 ¼
Diámetro del vástago (pulg)	2
Presión nominal (psi)	1.000
Carrera (mm)	500
Fluido de trabajo	Aceite hidráulico
Conexión hidráulica	NPTF ½"
Velocidad del pistón (m/s)	0,04
Caudal de entrada (GPM)	3,1

Para el montaje de este cilindro oleohidráulico se hizo la selección de una serie de accesorios acoplados a este (ver apéndice C.5), por lo que se mencionan a continuación:

- *Horquilla hembra del vástago* N° de parte 50951, utilizada para la unión del vástago con el eje que soporta la tolva.
- *Clevis Macho* N° de parte 85361, utilizado para fijar el cilindro a la base de la estructura.

#### 4.4.3. Diseño del sistema uñas- pistón

En el diseño del sistema uñas-pistón, se tomó en cuenta el área disponible y el peso de una barra. El sistema se dividió en cuatro partes a diseñar: diseño del eje de apoyo de la uña, del eje de apoyo del pistón, diseño de la uña y selección de los cilindros oleohidráulicos, según se observa en la figura 4.28, para el diseño del sistema se utilizó acero 1.020.



**Figura 4.28.** Sistema uñas- pistón.

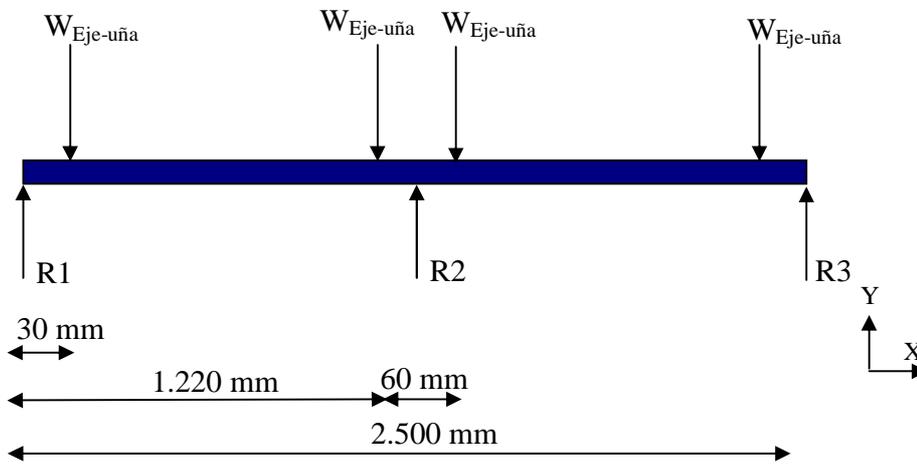
##### 4.4.3.1 Diseño del eje de apoyo de la uña

Este diseño se realizará mediante un estudio de esfuerzo por corte directo y flexión. Por lo que se realizará el diagrama de corte y momento del eje para así obtener el diámetro requerido.

Al estar la barra apoyada sobre cuatro uñas, la carga soportada por el eje será igual a:



$$W_{\text{Eje-uña}} = 424,59 \text{ N}$$

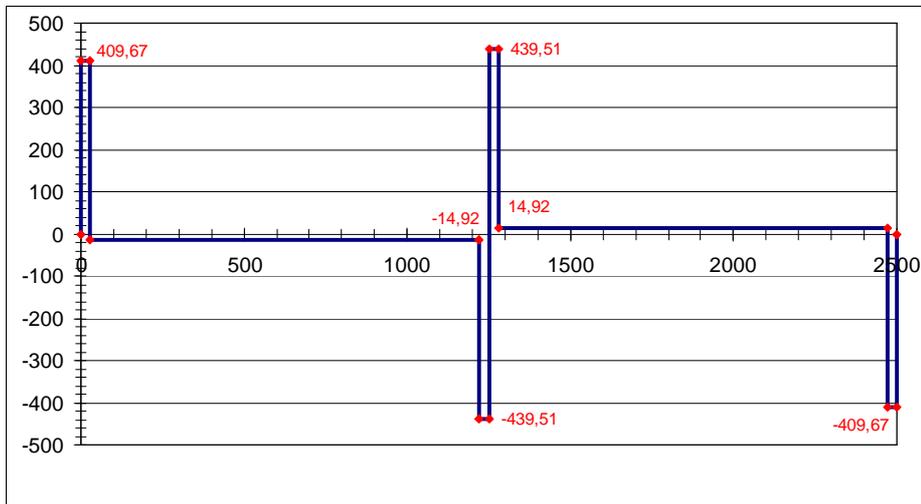


**Figura 4.29.** Diagrama de cuerpo libre del eje de apoyo de la uña.

Donde:

$$R1 = R3 = 409,67 \text{ N}$$

$$R2 = 879,02 \text{ N}$$



**Figura 4.30.** Diagrama de corte del eje de apoyo de la uña.

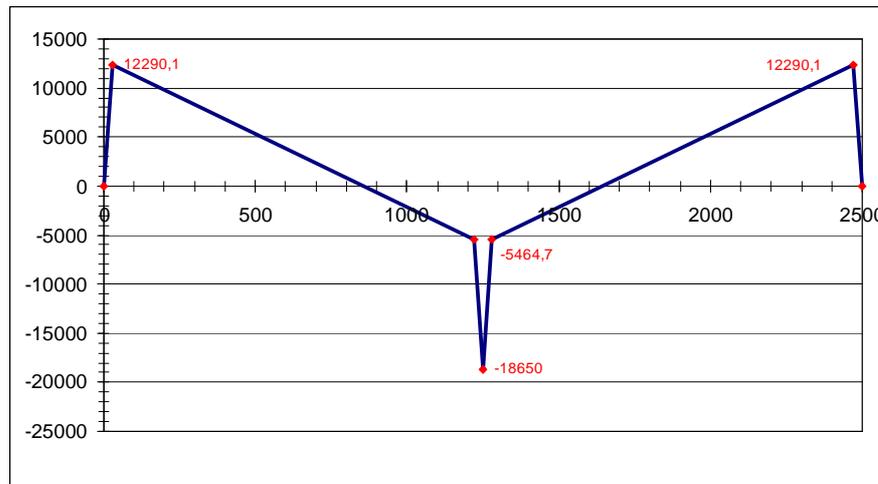


Figura 4.31. Diagrama de momento del eje de apoyo de la uña.

De los diagramas de corte y momento de las figuras 4.30 y 4.31, se obtienen los siguientes resultados:

$$V_{\max} = 439,51 \text{ N}$$

$$M_{\max} = -18.650 \text{ Nmm}$$

Por otra parte, para diseñar el eje sometido bajo esfuerzos de flexión y corte puro, se toma en cuenta el valor del corte y momento máximo (obtenidos de la figuras 4.30 y 4.31), el material utilizado y la inercia de la sección; de acuerdo con la ecuación 4.33 se obtiene el valor del diámetro del eje. Donde el resultado es:

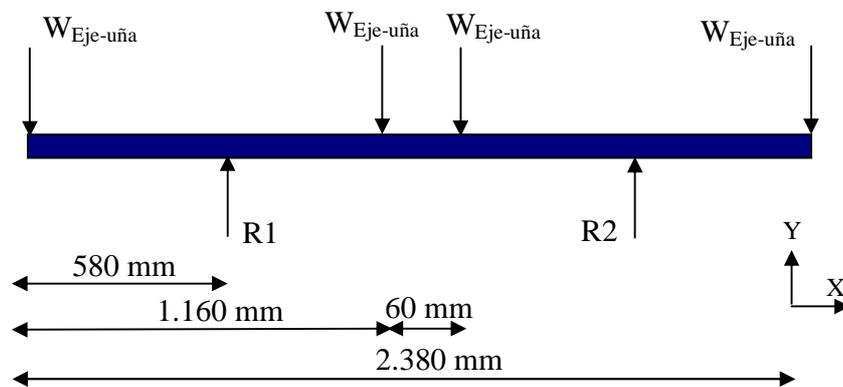
$$d=10,11\text{mm} = 0,39''$$

Por lo que se selecciona un diámetro comercial de 7/16''.



#### 4.4.3.2 Diseño del eje de apoyo del pistón

Debido a las cargas presentes en el eje, se consideran para el estudio los esfuerzos de flexión y esfuerzos cortantes en el plano XY, a los que está sometida esta pieza. Con ello y las propiedades del material se realizará el análisis en el plano mencionado para determinar el diámetro requerido. A continuación se pueden observar en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.32 las cargas que generan la condición de mayor esfuerzo sobre el eje.



**Figura 4.32.** Diagrama de cuerpo libre del eje de apoyo del pistón.

Donde:

$$W_{\text{Eje-uña}} = 424,59 \text{ N.}$$

$$R1 = R2 = 849,18 \text{ N.}$$

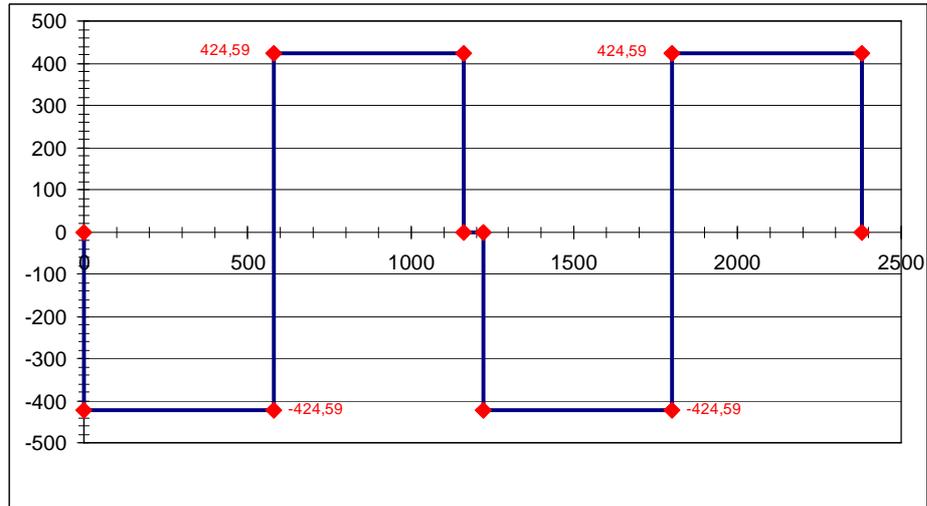


Figura 4.33. Diagrama de corte del eje de apoyo del pistón.

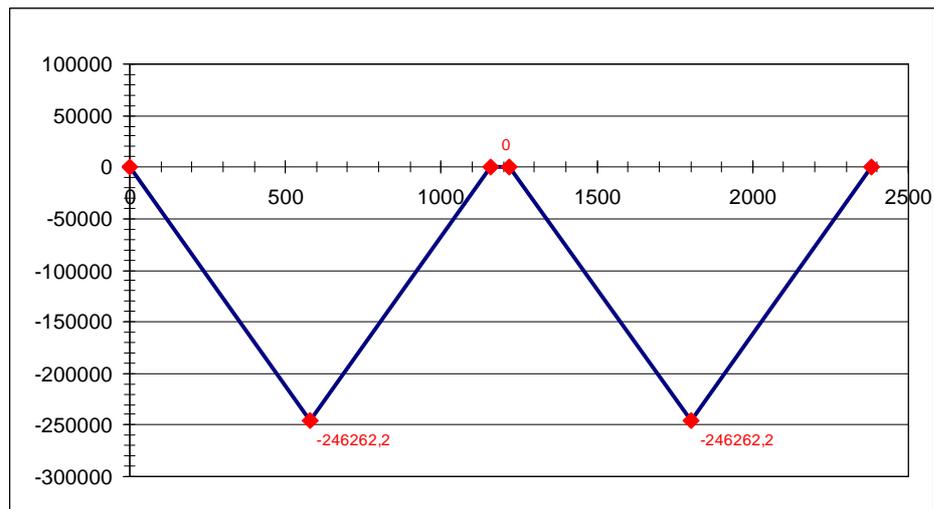


Figura 4.34. Diagrama de momento del eje de apoyo del pistón.

De los diagramas de corte y momento de las figuras 4.33 y 4.34, se obtienen los siguientes resultados:

$$V_{\max} = 424,59 \text{ N}$$

$$M_{\max} = -246.262,2 \text{ Nmm}$$



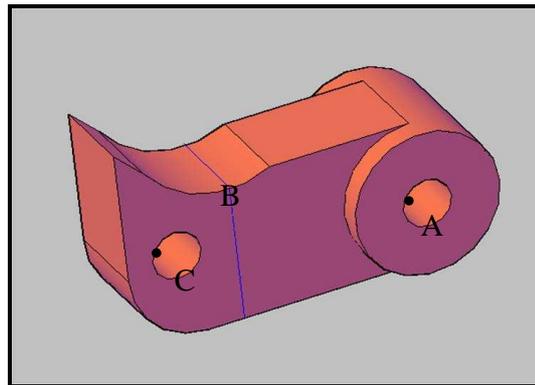
Considerando los esfuerzos mencionados anteriormente, el material utilizado y la inercia de la sección; y sustituyendo estos valores en la ecuación 4.33, se obtiene que el diámetro del eje para esta condición, el cual será:

$$d=23,70 \text{ mm} = 0,93''$$

Y por lo tanto, se selecciona un diámetro comercial de 1''.

#### 4.4.3.3 Diseño de la uña

Para este diseño se consideraron 4 uñas de acero 1.020 (ver apéndice B), tomando en consideración las dimensiones de los 2 modelos de barras.



**Figura 4.35.** Diseño de la uña de selección de barras.

Las uñas se encuentran pivotadas en el punto A, la barra que se encuentra en el punto B será seleccionada al accionar dos cilindros hidráulicos que ejercerán una fuerza en el punto C haciendo que la uña actúe como sistema de expulsión, y dirija la barra hacia los rodillos motorizados. Para calcular la fuerza que se debe ejercer en C, se realiza el diagrama de fuerzas de la uña.

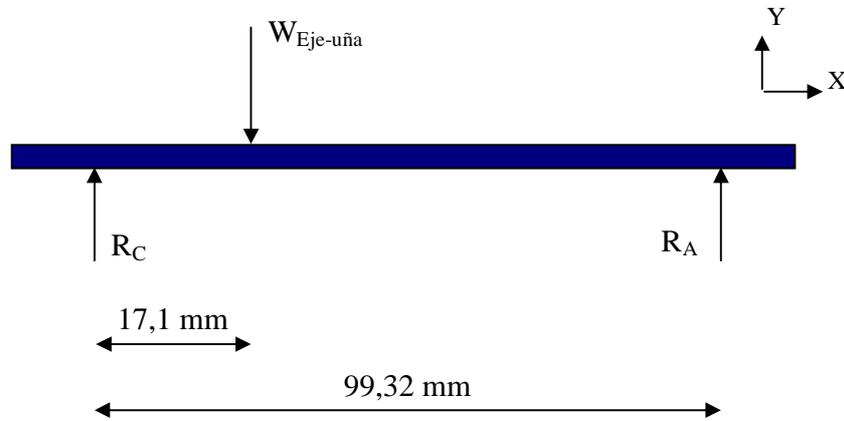


Figura 4.36. Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre la uña.

Donde:

$$W_{Eje-uña} = 424,59 \text{ N.}$$

$$R_C = 351,49 \text{ N.}$$

$$R_A = 73,10 \text{ N.}$$

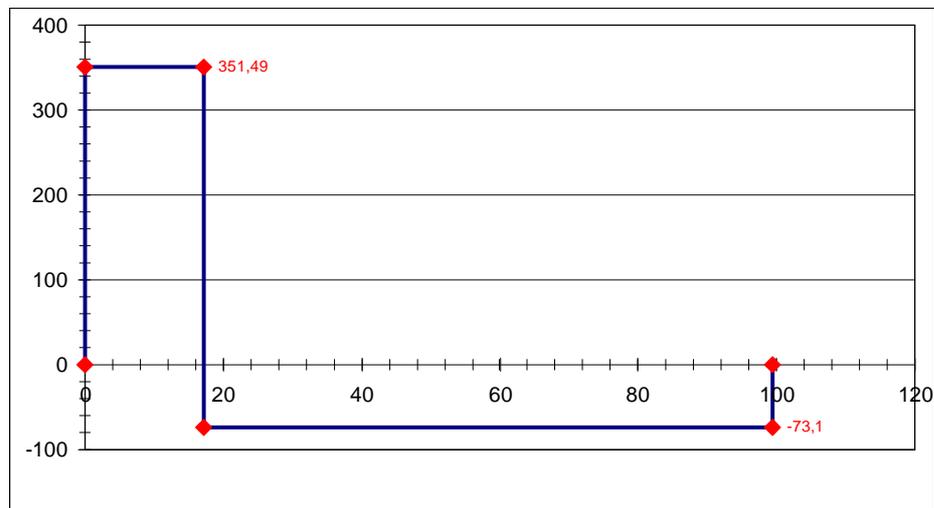
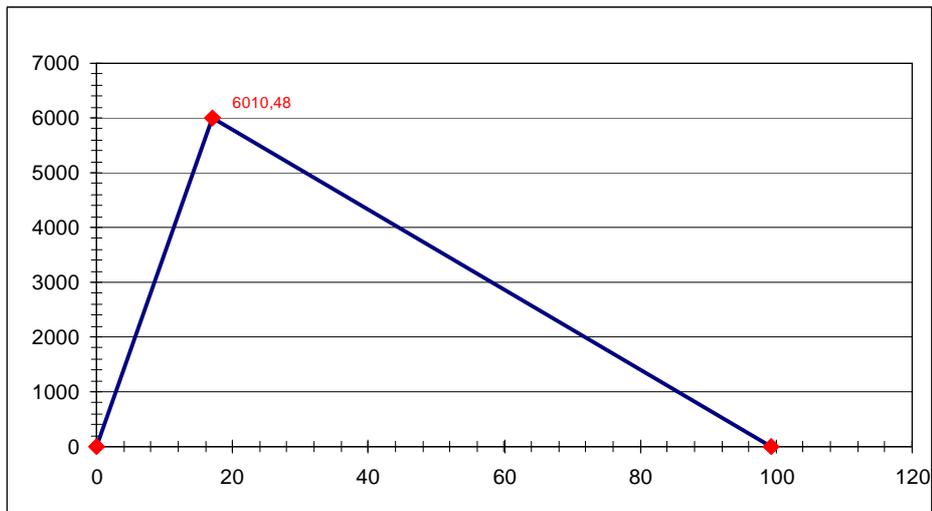


Figura 4.37. Diagrama de corte de la uña.



**Figura 4.38.** Diagrama de momento de la uña.

Por otra parte, para diseñar la uña sometida bajo esfuerzos de flexión y corte puro, se toma en cuenta el valor del corte y momento máximo (obtenidos de la figuras 4.37 y 4.38), el material utilizado y la inercia de la sección rectangular.

Donde:

C: Distancia del eje centroidal a la fibra más alejada, la cual se calcula de acuerdo a la ecuación 4.39.

$$C = \frac{b}{2} \quad (4.39)$$

I: Inercia de la sección transversal del eje (ver apéndice A.8), la cual será:

$$I = \frac{b^3 \cdot h}{12} \quad (4.40)$$

A: Área de la sección transversal del eje, que viene dada por la ecuación 4.41.



---

---

$$A = b \cdot h \quad (4.41)$$

*b*: Altura de la sección transversal de la uña = 60mm.

De acuerdo con la ecuación 4.33 se obtiene el valor del espesor de la uña. Donde el resultado es:

$$h = 0,08\text{mm}$$

Para que el gancho pueda ser instalado en la máquina debe ser de mayor tamaño, para los valores mínimos de diseño calculados en el diseño de la uña anteriormente, se consideró un valor de  $h = 1''$  para así proporcionar una mayor robustez a las uñas.

#### 4.4.3.4. Selección de los cilindros oleohidráulicos de elevación de las uñas.

Se ha de considerar que cada cilindro oleohidráulico debe soportar la mitad de la carga ejercida por la barra, por lo que la fuerza máxima a la que está sometido un cilindro es:

$$F_{Max} = 849,18N.$$

Con éste valor de fuerza, la longitud del cilindro (tomando el vástago extendido) la cual es de 500 mm y considerando la longitud de pandeo según su configuración (ver apéndice C.1), se obtiene que el diámetro del vástago para evitar el pandeo es de 17 mm (ver apéndice C.2).



Conociendo la presión de trabajo que maneja el banco alimentador actualmente y la fuerza, se obtiene el valor del área mínima del émbolo del cilindro capaz de realizar el trabajo empleando la ecuación 4.37.

$$A = \frac{849,18N}{3.447.400Pa} = 2,463 \times 10^{-4} m^2$$

Despejando el diámetro del émbolo de la ecuación 4.25, con el área obtenida, arroja el siguiente resultado:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,463 \times 10^{-4}}{\pi}} = 0,018m = 0,70"$$

Con este diámetro de émbolo, con la fuerza necesaria en el cilindro, la presión del circuito y el diámetro del vástago para evitar el pandeo, se procedió a seleccionar del catalogo del fabricante Parker el cilindro adecuado, cuyas características se presentan en la tabla 4.6.

Ahora, con el valor del diámetro del émbolo, el tipo de conexión hidráulica y con una velocidad del fluido en las líneas que no supere los 5 m/s (según recomendaciones del fabricante), se obtiene el caudal de entrada y la velocidad del pistón recomendados (ver apéndice C.3):

$$Q_E = 23,5 \frac{l}{\min} = 6,21GPM$$

$$V_P = 0,31 \frac{m}{s}$$



Para fijar la velocidad deseada para el cilindro igual a  $0,04 \frac{m}{s}$ , se procede a recalcular el caudal de entrada de acuerdo con la ecuación 4.38.

$$Q_R = \frac{Q_E \cdot V_D}{V_P} \quad (4.38)$$

$$Q_R = \frac{6,21GPM \cdot 0,04 \frac{m}{s}}{0,31 \frac{m}{s}} = 0,8GPM$$

**Tabla 4.6.** Especificaciones de los cilindros de elevación de las uñas.

<i>Cilindro hidráulico Serie 3L Medium Duty Cap Fixed Clevis Style BB (NFPA Style MPI) (ver apéndice C.4)</i>	
<b>Características</b>	<b>Magnitud</b>
Diámetro del émbolo (pulg)	1 ½
Diámetro del vástago (pulg)	1
Presión nominal (psi)	1.000
Carrera (mm)	200
Fluido de trabajo	Aceite hidráulico
Conexión hidráulica	NPTF 3/8"
Velocidad del pistón (m/s)	0,04
Caudal de entrada (GPM)	0,8

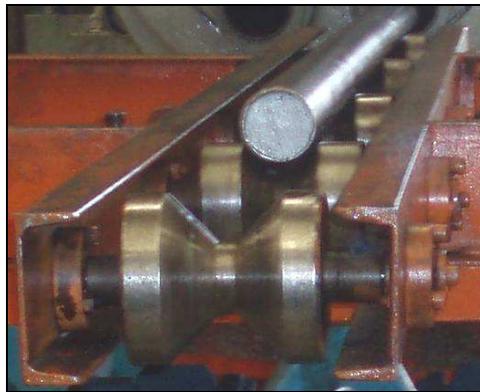
Para el montaje de este cilindro oleohidráulico se hizo la selección de una serie de accesorios acoplados a este (ver apéndice C.5), que se mencionan a continuación:



- *Horquilla hembra del vástago* N° de parte 50944, utilizada para la unión del vástago del cilindro con el eje de apoyo del pistón.
- *Clevis Macho* N° de parte 85361, utilizado para fijar el cilindro a la base de la estructura.

#### 4.4.4 Diseño del sistema de transporte de barras

Actualmente la empresa dispone de un conjunto de rodillos ( $\phi = 1\text{ cm}$ ), estos serán aprovechados y solo será necesario realizarles un vulcanizado en su superficie de manera de que el valor de coeficiente de roce estático, garantice una adherencia entre la barra y los rodillos de 0,74 (ver apéndice A.9); para lograr esto se le dará un acabado con ranuras de manera que puedan retirarse los excesos de lubricante que se acumulen.



**Figura 4.39.** Rodillos usados actualmente para trasladar las barras al torno.

##### 4.4.4.1. Selección del motor impulsor

El sistema de transporte estará conformado por una banda transportadora de rodillos, la cual estará accionada por un motoreductor, a través de una cadena. Para la



---

selección del sistema motriz del alimentador es necesario conocer la potencia requerida por el sistema para poder mover las barras, mediante la ecuación 4.42.

$$Pot_{mec} = F_T \cdot V \quad (4.42)$$

Donde:

$F_T$ : Fuerza total necesaria para mover la barra (N).

$V$ : Velocidad lineal de la barra ( $m/s$ ).

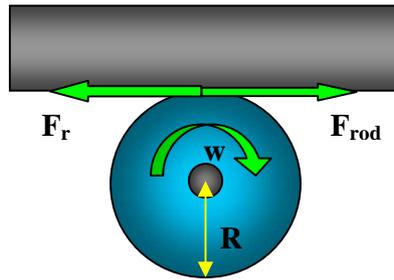
La velocidad lineal que debe desarrollar la barra por la banda transportadora es de  $0,3 \text{ m/s}$ , esto se obtuvo midiendo la distancia y el tiempo en el cual debe realizarse el traslado, esta velocidad debe alcanzarla desde el reposo y debe hacerlo en 5 s, recorriendo una distancia de 1,5 m.

Para el cálculo del momento torsor se observa el diagrama de cuerpo libre del rodillo impulsor en la figura 4.29 y se realiza la sumatoria de momento en el centro de la polea. Lo que resulta:

$$\sum M_{Centro} = I_R \cdot \alpha \quad (4.43)$$

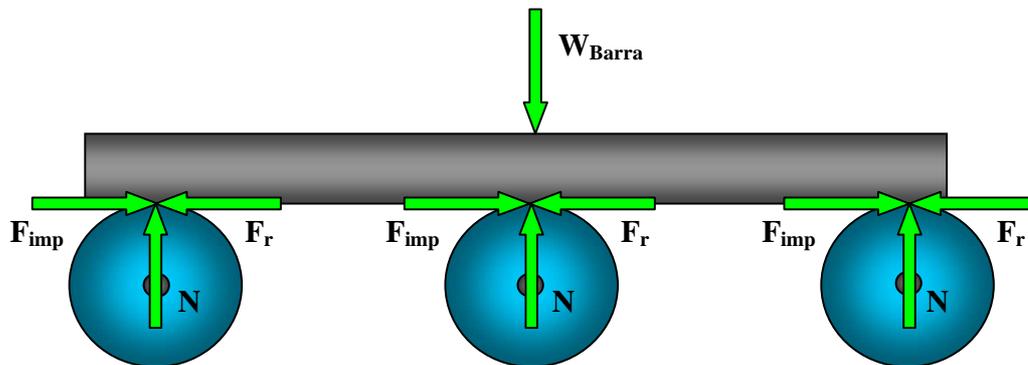
Donde:

$I_R \cdot \alpha$ : Este producto se considera despreciable ya que el rodillo es de pequeñas dimensiones en comparación con la barra, por lo que la Inercia de masa total del rodillo ( $I_R$ ) es un valor bajo.



**Figura 4.40.** Diagrama de cuerpo libre del rodillo.

Se procede ahora a realizar un diagrama de cuerpo libre (ver Figura 4.41) donde se muestran las fuerzas presentes en la barra:



**Figura 4.41.** Diagrama de cuerpo libre de la barra.

Del diagrama de cuerpo libre de la figura 4.41, se deducen las ecuaciones 4.44, 4.45 y 4.46.

$$\sum F_x = m \cdot a$$

$$F_{imp} = m \cdot a + F_r \quad (4.44)$$

$$F_r = N \cdot \mu \quad (4.45)$$



$$\sum F_y = 0$$

$$W_{\text{barra}} = N \Rightarrow m \cdot g = N \quad (4.46)$$

Donde:

$F_{\text{imp}}$ : Fuerza impulsora de los rodillos ( $N$ ).

$F_r$ : Fuerza de roce ( $N$ ).

$m$ : Masa de una barra = 173, 125 kg .

$\mu$ : Coeficiente de roce estático = 0,74 (ver apéndice A.9)

$N$ : Fuerza normal ( $N$ )

$a$ : Aceleración lineal ( $m/s^2$ ), la cual se obtiene mediante la ecuación 4.47.

$$a = \frac{V}{t} \quad (4.47)$$

De acuerdo con la ecuación 4.47 se obtiene el valor de la aceleración, el cual resulta:

$$a = \frac{0,3m/s}{5s} = 0,06m/s^2$$

De acuerdo con las ecuaciones 4.44, 4.45 y 4.46, se obtienen los siguientes resultados:

$$N = 173,125kg \cdot 9,81m/s^2 = 1.698,36N$$



$$F_{imp} = 173,125Kg \cdot 0,06 \frac{m}{s^2} + 1.698,36N \cdot 0,74 = 1.267,17N$$

Tomando un factor de seguridad de 2, la fuerza total necesaria para mover la barra será:

$$F_T = 1.267,17N \cdot 2 = 2.534,34N$$

De acuerdo con la ecuación 4.42, se obtiene el valor de la potencia requerida:

$$Pot_{mec} = 2.534,34N \cdot 0,3 \frac{m}{s} = 760,3w = 1,02Hp$$

Ya obtenida la potencia mecánica requerida por el sistema, se calcula la potencia del motor y la caja reductora utilizando las ecuaciones 4.48 y 4.49.

$$Pot_{motor} = \left( \frac{Pot_{CR}}{\eta_{Caja}} \right) \quad (4.48)$$

$$Pot_{CR} = \left( \frac{Pot_{mec}}{\eta_{Cad}} \right) \quad (4.49)$$

Donde:

$Pot_{CR}$  : Potencia requerida por la caja reductora (Hp)

$Pot_{mot}$  : Potencia requerida por la caja reductora (Hp)

$\eta_{Caja}$  : Eficiencia de la caja reductora = 71%.

$\eta_{Cad}$  : Eficiencia de la cadena = 80%



De acuerdo con las ecuaciones 4.48 y 4.49, obtienen los valores de  $Pot_{CR}$  y

$Pot_{mot}$  :

$$Pot_{CR} = \left( \frac{1,02Hp}{0,80} \right) = 1,27Hp$$

$$Pot_{motor} = \left( \frac{1,27Hp}{0,71} \right) = 1,78Hp$$

Tomando un factor de servicio para carga normal de 1,2 (ver apéndice A.10) la potencia requerida por el motor será de:

$$Pot_{motor} = 1,78Hp \cdot 1,2 = 2,1Hp$$

El valor de la velocidad angular se obtiene mediante la ecuación 4.50.

$$w = \frac{V}{R} \quad (4.50)$$

Donde:

V: Velocidad en la periferia del rodillo = 0,3 m/s.

R: Radio del rodillo = 0,055 m.

De acuerdo con la ecuación 4.50, la velocidad angular resulta:

$$w = \frac{0,3m/s}{0,055m} = 5,45rad/s = 52,09RPM$$



Con el valor de la potencia y la velocidad obtenidas se selecciona un motor reductor modelo *R67DT100LS4* marca *Sew Eurodrive*, con las características que se aprecian en la tabla 4.7 (ver apéndice A.11)

**Tabla 4.7.** Características del motor-reductor del sistema de transporte de barras seleccionado.

Característica	Magnitud
Potencia (Hp)	3
Velocidad de salida (RPM)	53
Eficiencia (%)	95
Voltaje (V)	220/440

#### 4.4.4.2. Selección de la cadena

Para seleccionar la cadena se tomó en cuenta la potencia entregada por la caja reductora ya que a este estará unida a la catalina, por lo que la potencia será:

$$Pot_{CR} = 1,78Hp$$

Tomando en consideración un factor de servicio para choques moderados se selecciona  $F_S = 1,4$  (ver apéndice A.12).

Por lo que la potencia de diseño resulta:

$$Pot_{Diseño} = 1,78Hp \cdot 1,4 = 2,49Hp$$



## CAPITULO IV

---

Tomando en consideración la velocidad angular de salida de la caja reductora  $\omega = 53RPM$ , la potencia de diseño y tomando un solo ramal se va al apéndice A.13, y se selecciona una **Cadena Morse #80 con 1" de paso y 15 dientes para el piñón.**

Con la cadena seleccionada se va al apéndice A.14 y se obtiene la potencia de un ramal, la cual resulta:

$$Pot_{Ramal} = 2,65Hp$$

Debido a que la potencia del ramal es mayor que la potencia de diseño, la cadena seleccionada cumple con las exigencias del sistema. Luego la relación de transmisión es 1, debido a que la cadena va acoplada a un motor- reductor y la velocidad de salida del motor- reductor será directamente la velocidad de entrada y salida del sistema. Por lo que la velocidad de todas las ruedas dentadas es igual a 53 RPM.

Luego se calcula el diámetro primitivo de la rueda dentada según la ecuación 4.51.

$$D = \frac{P}{\text{Sen}\left(\frac{180}{N}\right)} \quad (4.51)$$

Donde:

P: Es el paso de cadena = 1"

N: Es el numero de dientes de la rueda = 15 dientes

De acuerdo con la ecuación 4.51:



$$D = \frac{1''}{\text{Sen}\left(\frac{180}{15}\right)} = 4\frac{7}{8}''$$

La longitud de una cadena debe determinarse en función del número de pasos. Es preferible que el número sea par; de otro modo necesitaría un eslabón de compensación.

La longitud de la cadena para una transmisión con ruedas múltiples se obtiene mas fácilmente trazando un dibujo a escala lo más exacto posible, y determinando la longitud por medición (ver apéndice B), la cual resulta.

$$L = 340,3598\text{mm} = 134'' = 134 \text{ pasos.}$$

En resumen la cadena a seleccionar es una cadena número 80, de paso 1'', longitud 134'', rueda dentada tramo único numero 80 de paso 1'' y 15 dientes, con una lubricación manual aplicada con brocha periódicamente (ver apéndice A.14), además de esto el motor-reductor se fijará de manera tal que garantice la correcta alineación y distancia de las ruedas dentadas.

#### **4.4.4.3. Cilindro de acople de la barra a la mordaza del torno**

Actualmente la empresa posee un cilindro oleo hidráulico (ver figura 4.42) con un diámetro de émbolo de 100mm, un diámetro de vástago de 45mm, una longitud de carrera de 380mm y una masa de 39kg, el cual se reutilizará para acoplar la barra a la mordaza del torno; se recomienda realizar inspecciones, tanto de funcionamiento como de seguridad, ajustes, reparaciones, análisis, limpieza, lubricación y calibración, a fin de evitar averías o desperfectos durante su funcionamiento.



**Figura 4.42.** Cilindro oleohidráulico empleado actualmente para acoplar la barra a la mordaza del torno

#### 4.4.4.4. Selección del cilindro de elevación del mecanismo de acople

Para seleccionar este cilindro se tomaron las siguientes consideraciones:

- La fuerza máxima a la que va estar sometido este cilindro será el peso del cilindro que acopla la barra a la mordaza, este va a ser igual a 382,6 N.
- La presión de trabajo que maneja el banco alimentador actualmente es de 500 psi.
- Debido a su ubicación el dispositivo debe tener una carrera de 120 mm.

De acuerdo a la ecuación 4.37.

$$A = \frac{382,6N}{3.447.400Pa} = 1,11 \times 10^{-4} m^2$$

Con el área obtenida y de acuerdo a la ecuación 4.25, se obtiene el siguiente resultado:



$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,11 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{\pi}} = 1,19 \times 10^{-2} \text{ m} = 0,47''$$

Para cilindros orientados verticalmente debe determinarse la longitud de pandeo  $L_p = 0,7 \cdot L$  según el tipo de montaje del cilindro y tipo de amarre de la punta del vástago (ver apéndice C.1), donde el valor de la longitud total del vástago extendido es  $L = 380 \text{ mm}$ . Por lo que  $L_p = 266 \text{ mm}$ . Con los valores de longitud de pandeo y fuerza de compresión se obtiene el diámetro del vástago para evitar el pandeo el cual es 12 mm (ver apéndice C.2).

De acuerdo a los parámetros requeridos por el catalogo de *Parker Series 3L Medium Duty*, se selecciona el siguiente actuador, con sus respectivas características como se observa en la tabla 4.8.

**Tabla 4.8.** Especificaciones del cilindro oleohidráulico de elevación del mecanismo de acople.

<i>Cilindro hidráulico Series 3L Medium Duty Cap Fixed Clevis Style BB (NFPA Style MPI)</i> (ver apéndice C.4)	
<b>Característica</b>	<b>Magnitud</b>
Diámetro del embolo (pulg)	1
Diámetro del vástago (pulg)	½
Presión nominal (psi)	1.000
Carrera (mm)	120
Fluido de trabajo	Aceite hidráulico
Conexión hidráulica	NPTF ¼"



Ahora, con el valor del diámetro del émbolo, el tipo de conexión hidráulica y con una velocidad del fluido en las líneas que no supere los 5 m/s (según recomendaciones del fabricante), se obtiene el caudal de entrada y la velocidad del cilindro recomendados (ver apéndice C.3):

$$Q_E = 11,5 \frac{l}{\text{min}} = 3,04GPM$$

$$V_P = 0,39 \frac{m}{s}$$

Para fijar la velocidad deseada del vástago a  $0,06 \frac{m}{s}$ , se procede a recalcular el caudal de entrada de acuerdo a la ecuación 4.38.

$$Q_R = \frac{3,04GPM \cdot 0,06 \frac{m}{s}}{0,39 \frac{m}{s}} = 0,47GPM$$

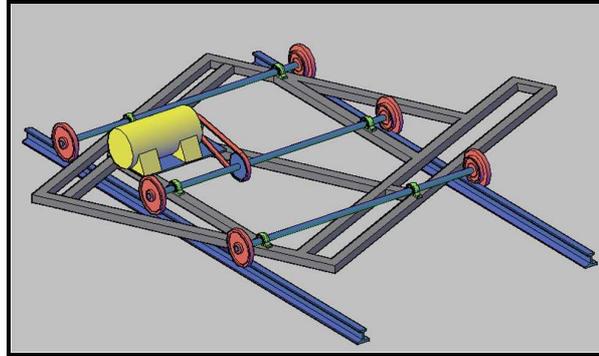
#### 4.4.5. Diseño del sistema de traslado del banco alimentador

Para realizar el diseño de esta estructura se tomó en cuenta el peso de los tubos estructurales, los cilindros seleccionados anteriormente, el motor-reductor que mueve los rodillos, las barras colocadas sobre la plataforma inclinada y el lote de barras almacenadas en la tolva (considerando que el proceso de alimentación debe ser continuo)

Para el diseño del sistema de traslado del banco alimentador que soporta el peso de la estructura no se toma en cuenta el peso de los rodillos, las cadenas, las uñas de selección ni sus respectivos ejes, ya que este peso con respecto al de las



barras puede ser despreciado. Esto equivale aproximadamente al 5% de la carga del conjunto de barras.



**Figura 4.43.** Sistema de traslado del banco alimentador.

#### 4.4.5.1 Diseño de las vigas de la estructura del sistema de traslado

En este caso se diseñó tomando en cuenta la parte crítica, la cual está situada debajo de la estructura contenedora de barras. Para esto se consideró lo siguiente:

- $W_{LB}$ : Peso del lote de barras =  $2.770\text{kg} = 27.173,7\text{N}$
- $W_{Eje}$ : Peso del eje que soporta la tolva ( $N$ ).

Con el tipo de material (acero 1020) y las dimensiones del eje se calcula el peso del mismo, mediante la ecuación 4.52.

$$W_{Eje} = (\rho \cdot V) \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \quad (4.52)$$

Donde:

$\rho$ : Densidad del material (ver apéndice A.4) =  $7,85 \frac{g}{m^3} = 7.850 \frac{kg}{m^3}$ .

$V$ : Volumen del eje ( $m^3$ ), el cual viene dado por la ecuación 4.53.



$$V = \pi \cdot r^2 \cdot h \quad (4.53)$$

Donde:

r: Radio de la sección transversal del eje = 2,75" = 3,493x10<sup>-2</sup>m.

h: Longitud del eje = 2500mm = 2,5m

De acuerdo a la ecuación 4.53 y con los valores conocidos, el volumen del eje será:

$$V = \pi \cdot (3,493 \times 10^{-2} \text{ m})^2 \cdot 2,5 \text{ m} = 9,58 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Por lo que el peso del eje dado por la ecuación 4.52 resulta:

$$W_{Eje} = \left( 7.850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,58 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \right) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 737,74 \text{ N}$$

➤  $W_{\text{CHT}}$ : Peso de los cilindros hidráulicos de elevación de la tolva (N)

Debido a que el fabricante de los cilindros hidráulicos seleccionados no suministra información sobre el peso de los mismos, se calculó dicho peso con características de cilindros similares y dos fabricantes distintos:

Según el catálogo Stern:

$$W_{\text{CHT}} = (\text{Peso del cuerpo} + \text{Peso del vástago}) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (4.54)$$

Con los valores del diámetro del émbolo y del vástago (ver apéndice C.5) se tiene que:



Peso del cuerpo =  $18kg$ .

Peso del vástago =  $0,39kg$  (por cada 10mm de carrera) =  $19,5kg$ .

De acuerdo a la ecuación 4.54

$$W_{CHT} = \left[ (18kg + 19,5kg) \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \right] \cdot 2 = 735,75N$$

Según el catálogo Lehigh:

Con los valores del diámetro del embolo y del vástago (ver apéndice C.6) se tiene que:

Peso del cuerpo =  $31,97Lb = 14,5kg$ .

Peso del vástago =  $2,06Lb$  (por cada 1" de carrera) =  $40,55Lb = 18,4kg$ .

De acuerdo a la ecuación 4.54

$$W_{CHT} = \left[ (14,5kg + 18,4kg) \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \right] \cdot 2 = 645,5N$$

Por lo cual se toma el mayor peso obtenido para el diseño de la estructura.

- $W_{ET}$ : Peso de la estructura de tubo de la tolva ( $N$ ). Según las dimensiones de la estructura (ver apéndice B) y el peso por metro de tubo estructural cuadrado 60x60mm (ver apéndice A.3), se tiene que:



Longitud de la tolva = 4.140mm = 4,14m, tal que:

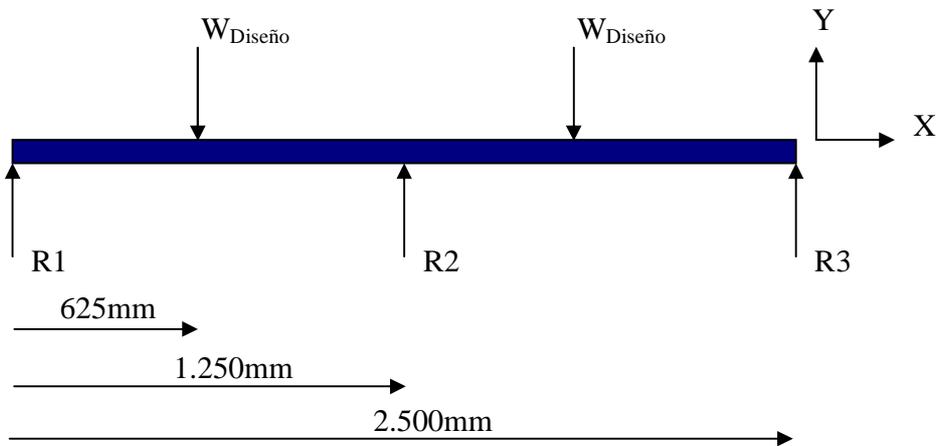
$$W_{ET} = 4,14m \cdot 3,94 \frac{kg}{m} = 16,31Kg = 160N$$

Ahora, el peso total que soportarán las vigas a diseñar será:

$$W_{Total} = \frac{27.173,7N + 737,74N + 735,75N + 160N}{2} = 14.403,60N$$

Por otra parte, a fin de conseguir una mayor superficie para la instalación de las bases de los cilindros que elevan la tolva, se consideró la colocación de dos tubos cuadrados en la zona de la estructura del sistema de traslado donde se encuentran estos cilindros. Por esta razón la carga de diseño de uno de estos tubos, es la mitad de la carga total, esto es:

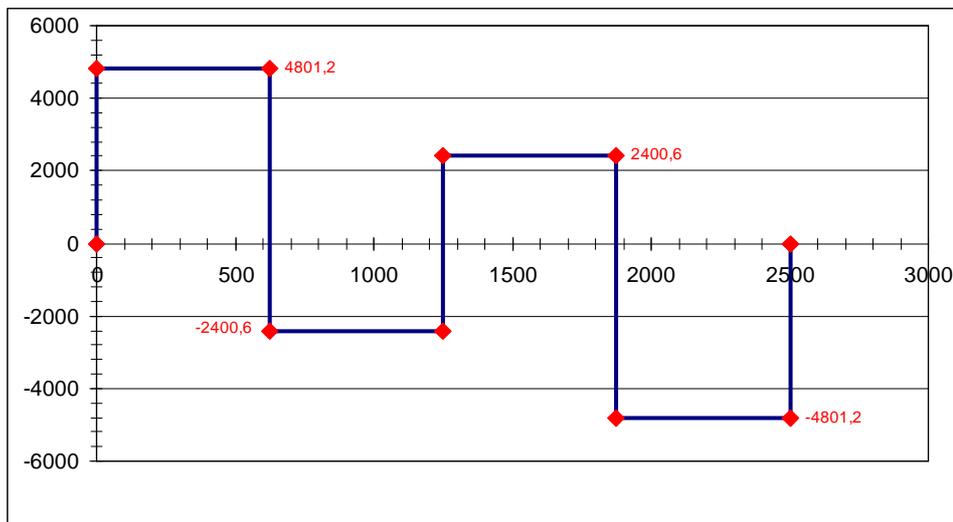
$$W_{Diseño} = \frac{14.403,60N}{2} = 7.201,80N$$



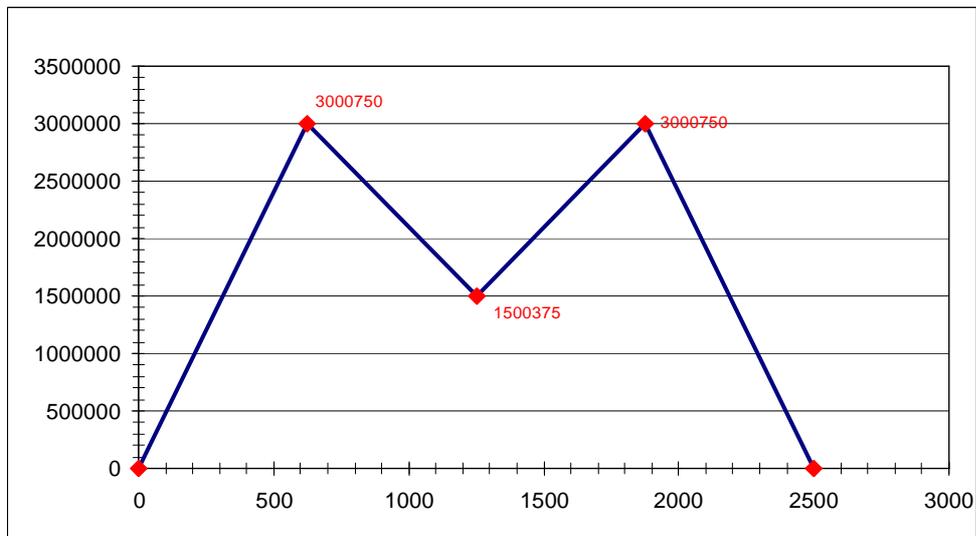
**Figura 4.44.** Diagrama de cuerpo libre de la viga del sistema de traslado en el plano XY.

Con el valor de las reacciones calculadas, se construye los diagramas de corte y momento mostrados en la figura 4.45 y 4.46.

- $R1 = R2 = R3 = 4.801,20N$



**Figura 4.45.** Diagrama de corte de la viga del sistema de traslado.



**Figura 4.46.** Diagrama de momento de la viga del sistema de traslado.

De los diagramas de corte y momento de las figuras 4.45 y 4.46, se obtienen los siguientes resultados:

$$V_{\max} = 4.801,2 \text{ N}$$

$$M_{\max} = 3.000.750 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para elegir la viga se toma en cuenta su momento de resistencia, por lo cual se despeja el valor de “S” de la ecuación 4.5:

$$S = \frac{3.000.750 \text{ Nmm}}{189,5 \text{ MPa}} = 15.835,09 \text{ mm}^3 \Rightarrow 15,84 \text{ cm}^3$$

Con el valor de módulo de sección “S” se recurre a la tabla del fabricante y se selecciona un tubo estructural de sección cuadrada 90x90mm, con un  $S = 23,88 \text{ cm}^3$  (ver apéndice A.3).



Para que la viga seleccionada cumpla con el criterio de corte directo, se debe verificar que se cumpla la relación de la ecuación 4.6.

De acuerdo con la ecuación 4.7 se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{4.801,2N}{8,54 \times 10^{-4} m^2} = 5.622.014,05 Pa \Rightarrow 5,62 MPa$$

Por otra parte, para calcular el valor del esfuerzo cortante admisible se emplea la ecuación 4.8, de donde:

$$\tau_{adm} = 94,75 MPa$$

Al cumplirse que  $\tau_{adm} \geq \tau_{\max}$ , entonces la viga seleccionada no fallará por corte directo.

#### 4.4.5.2 Diseño de los ejes de las ruedas del sistema de traslado

El eje se encuentra en voladizo, ya que este estará unido a la estructura por dos soportes de rodamientos (chumaceras), tal como se aprecia en la figura 4.43.

Debido a las cargas presentes en el eje, se consideran para el estudio los esfuerzos de flexión y esfuerzos cortantes en el plano XY, a los que está sometida esta pieza. Con ello y las propiedades del material se realizará el análisis en el plano mencionado para determinar el diámetro requerido. Por lo que se realizará el diagrama de corte y momento del eje para así obtener el diámetro requerido.

Para este caso las cargas a consideradas fueron las siguientes:



- $W_{TB}$ : Peso total del lote de barras colocado sobre la plataforma y en la tolva =  $54.347,4N$
- $W_{Eje} = 737,74N$ .
- $W_{CHT} = 735,75N$ .
- $W_{CHU}$ : Peso de cilindros hidráulicos de elevación de las uñas =  $105,73N$ .
- $W_{CHA}$ : Peso de cilindros hidráulicos del sistema de acople =  $424,80N$ .
- $W_{Motor}$ : Peso del motor- reductor (ver apéndice A.11) =  $511,72N$ .
- $W_{ET} = 160N$ .
- $W_{EPI}$ : Peso de la estructura de tubo de la plataforma inclinada =  $1.482N$ .
- $W_{EPI}$ : Peso de la estructura de tubo del sistema de traslado =  $972,76N$ .

Ahora, el peso total que soportarán los tres ejes a diseñar será:

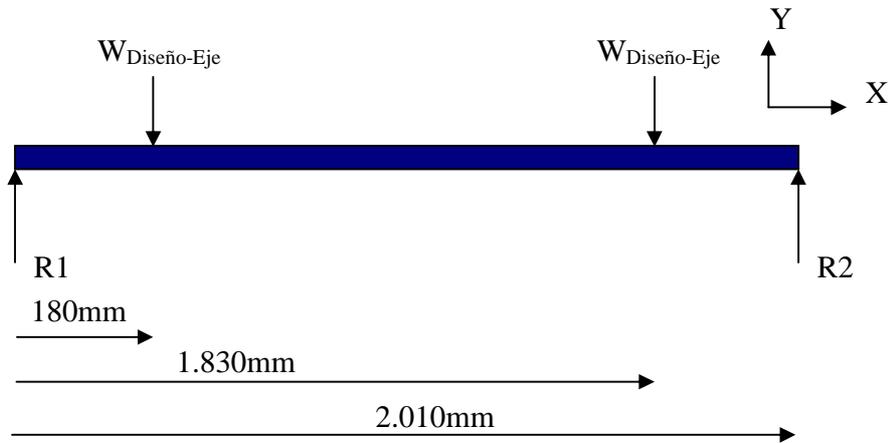
$$W_{Total-ejes} = 59.477,90N.$$

Por lo que, la carga que soportará cada eje es:

$$W_{Eje} = 19.825,97N.$$

Por otra parte, como se mencionó anteriormente, el eje se encuentra apoyado sobre dos soportes de rodamientos; por tal razón se deberá dividir la carga antes calculada entre dos. Además se considerará un factor de seguridad de 1,2 para de esta forma dar mayor robustez al eje. Por lo que el valor de la carga de diseño para el eje es:

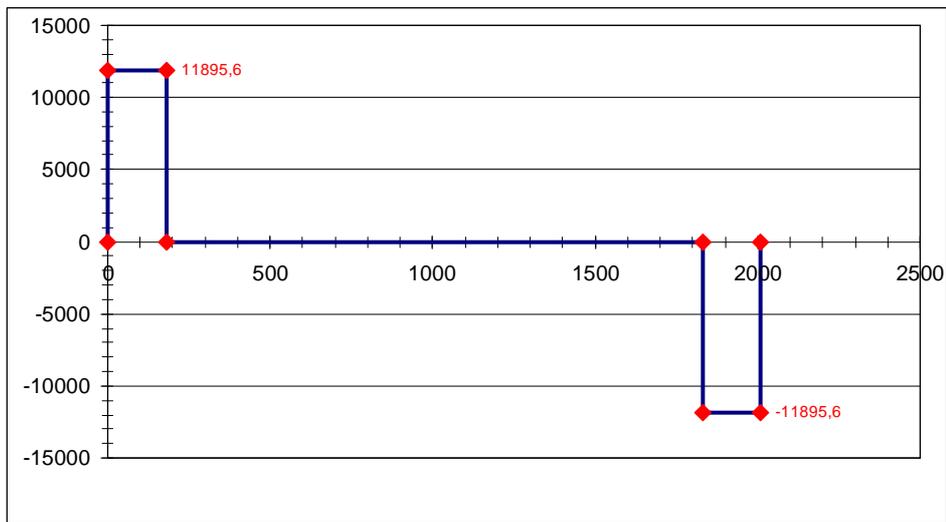
$$W_{Diseño-Eje} = 11.895,6N.$$



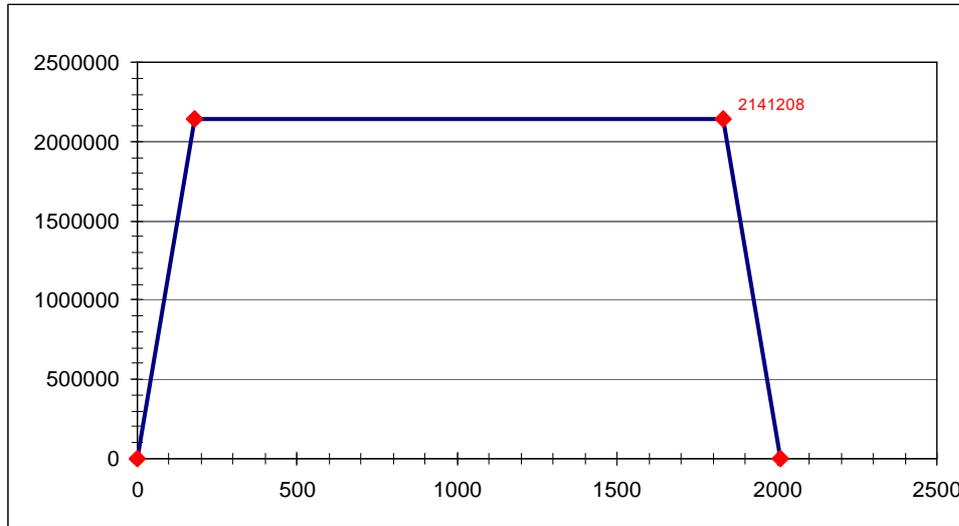
**Figura 4.47.** Diagrama de cuerpo libre del eje de las ruedas del sistema de traslado.

Donde:

$$R1 = R2 = 11.895,6N.$$



**Figura 4.48.** Diagrama de corte del eje de las ruedas del sistema de traslado.



**Figura 4.49.** Diagrama de momento del eje de las ruedas del sistema de traslado.

De los diagramas de corte y momento de las figuras 4.48 y 4.49, se obtienen los siguientes resultados:

$$V_{\max} = 11.895,6 \text{ N}$$

$$M_{\max} = 2.141.208 \text{ Nmm}$$

Considerando los esfuerzos mencionados anteriormente, el material utilizado y la inercia de la sección; y sustituyendo estos valores en la ecuación 4.33, se obtiene que el diámetro del eje para esta condición el cual será:

$$d = 49,19 \text{ mm} = 1,94''$$

Y por lo tanto, se selecciona un diámetro comercial de 2''.



#### 4.4.5.3 Selección de las ruedas y rieles del sistema de traslado

Basados en el catalogo de ruedas con pestaña Blickle, se selecciona la rueda **SPKVS 300K** tomando en cuenta el diámetro del eje diseñado anteriormente y la capacidad de carga a soportar, observando sus características en el apéndice A.15.

Para el montaje de esta rueda se hizo la selección de un casquillo con cuña como accesorio, el cual va a servir para asegurar que no haya movimiento relativo rotatorio entre la rueda y el eje.

Para la selección del riel de este sistema solo se tomará en cuenta las dimensiones de la rueda seleccionada. Por lo cual se selecciona un perfil normalizado IPN 80 (ver apéndice A.16).

#### 4.4.5.4 Selección de las chumaceras

Para la selección de la chumacera se considera la capacidad de carga estática ( $C_o$ ), y no en base a su duración, debido a que el rodamiento gira con carga a muy bajas velocidades. La capacidad de carga se calcula mediante la ecuación 4.55.

$$C_o = S_o \cdot P_o \quad (4.55)$$

Donde:

$S_o$ : Factor de seguridad estático

$P_o$ : Carga estática equivalente =  $W_{\text{Diseño-Eje}} = 11.895,6N$

El valor de  $S_o$  se obtiene del apéndice A.17. Se obtiene un rodamiento giratorio de bolas normal, y un tipo de funcionamiento normal. Por lo tanto el valor de  $S_o$  es 1.



---

---

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.55 se obtiene:

$$C_o = 1 \cdot 11.895,6N = 11.895,6N$$

En base a los valores de diámetro de eje igual a 50,8mm y capacidad de carga estática obtenido se seleccionan 6 unidades de rodamientos iguales, en el catálogo de la marca SKF, eligiendo una unidad de rodamiento SY 2. FM; con soporte SY 511 U y un rodamiento YET 211-200; que soporta una carga dinámica de 43,6KN y una carga estática de 29KN (ver apéndice A.18).

#### **4.4.5.5 Selección del motor impulsor**

Para la selección del sistema motriz del alimentador es necesario conocer la potencia requerida por el sistema para poder mover las barras, mediante la ecuación 4.42.

La velocidad lineal que debe tener el banco alimentador sobre los rieles del sistema de traslado es de  $0,2 \frac{m}{s}$ , esto se obtuvo midiendo la distancia y el tiempo en el cual debe realizarse el traslado, esta velocidad debe alcanzarla desde el reposo y debe hacerlo en 6 s, recorriendo una distancia de 1,2 m.

Se procede ahora a realizar un diagrama de cuerpo libre (ver Figura 4.50) donde se muestran las fuerzas presentes en las ruedas:

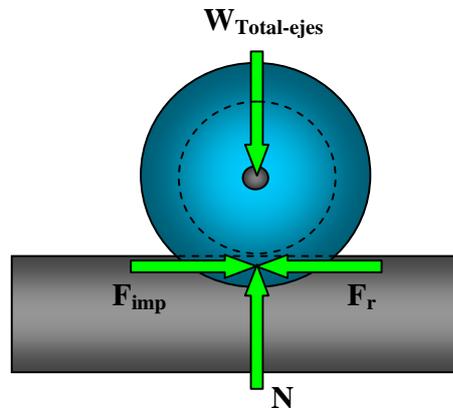


Figura 4.50. Diagrama de cuerpo libre de la rueda.

Del diagrama de cuerpo libre de la figura 4.50, se deduce la ecuación 4.56:

$$\sum F_y = 0$$

$$W_{Total-ejes} = N \Rightarrow m_{Tot} \cdot g = N \quad (4.56)$$

Donde:

$F_{imp}$ : Fuerza impulsora ( $N$ ).

$F_r$ : Fuerza de roce ( $N$ ).

$m_{Tot}$ : Masa total del banco alimentador = 6.063 Kg.

$N$ : Fuerza normal ( $N$ ).

De acuerdo con la ecuación 4.47 se obtiene el valor de la aceleración, el cual resulta:

$$a = \frac{0,2m/s}{6s} = 0,033m/s^2$$



De acuerdo con las ecuaciones 4.44, 4.45 y 4.56, se obtienen los siguientes resultados:

$$N = 6.063Kg \cdot 9,81m/s^2 = 59.477,90N$$

$$F_{imp} = 6.063Kg \cdot 0,033m/s^2 + 59.477,90N \cdot 0,74 = 44.215,75N$$

Tomando un factor de seguridad de 1.2, la fuerza total necesaria para mover el banco alimentador:

$$F_T = 44.215,75N \cdot 1,2 = 53.058,90N$$

De acuerdo con la ecuación 4.42, se obtiene el valor de la potencia requerida:

$$Pot_{mec} = 52.932,78N \cdot 0,2m/s = 10.611,78w = 14,22Hp$$

Ya obtenida la potencia mecánica requerida por el sistema, se calcula la potencia del motor de acuerdo con las ecuaciones 4.48 y 4.49.

$$Pot_{CR} = \left( \frac{14,22Hp}{0,80} \right) = 17,78Hp$$

$$Pot_{motor} = \left( \frac{17,78Hp}{0,71} \right) = 25,04Hp$$

Tomando un factor de servicio para carga normal de 1,1 (ver apéndice A.10) la potencia requerida por el motor será de:



$$Pot_{motor} = 25,04Hp \cdot 1,1 = 27,54Hp$$

El valor de la velocidad angular se obtiene mediante la ecuación 4.50:

Donde:

V: Velocidad en la periferia de la rueda = 0,2 m/s.

R: Radio de la rueda = 0,3 m.

De acuerdo con la ecuación 4.50, la velocidad angular resulta:

$$w = \frac{0,2m/s}{0,3m} = 0,67 rad/s = 6,37RPM$$

Con los valores de potencia y la velocidad obtenida se selecciona un motor reductor modelo **R167 DVI80L4** marca *Sew Eurodrive*, con las siguientes características las cuales se aprecian en la tabla 4.9 (ver apéndice A.11)

**Tabla 4.9.** Características del motor-reductor seleccionado para el sistema de traslado del banco.

Característica	Magnitud
Potencia (Hp)	30
Velocidad de salida (RPM)	13
Eficiencia (%)	95
Voltaje (V)	220/440



---

---

#### 4.4.5.6 Selección de la cadena

Para seleccionar la cadena se tomó en cuenta la potencia entregada por la caja reductora ya que a esta se unirá la catalina, por lo que la potencia será:

$$Pot_{CR} = 17,78Hp$$

Tomando en consideración un factor de servicio para choques moderados se selecciona  $F_s = 1,2$  (ver apéndice A.12).

Por lo que la potencia de diseño resulta:

$$Pot_{Diseño} = 17,78Hp \cdot 1,2 = 21,34Hp$$

Tomando en consideración la velocidad angular de salida de la caja reductora  $\omega = 13RPM$ , la potencia de diseño y tomando dos ramales se va al apéndice A.13, y se selecciona una **Cadena Morse #200 con 2 1/2" de paso y 17 dientes para el piñón.**

Ya que se ha considerado un tipo de cadena de dos ramales, entonces la potencia que desarrollará cada ramal será la mitad del valor antes obtenidos, lo cual es:

$$Pot_{Diseño-ramal} = 10,67Hp$$

Con la cadena seleccionada se va al apéndice A.14 y se obtiene la potencia de un ramal, la cual resulta:

$$Pot_{Ramal} = 11,40Hp$$



Debido a que la potencia del ramal es mayor que la potencia de diseño (para un ramal), la cadena seleccionada cumple con las exigencias del sistema. Luego la relación de transmisión es 1, debido a que la cadena va acoplada a un motor- reductor y la velocidad de salida del motor- reductor será directamente la velocidad de entrada y salida del sistema. Por lo que la velocidad de las dos ruedas dentadas es igual a 13RPM.

Luego se calcula el diámetro primitivo de la rueda dentada según la ecuación 4.51:

Donde:

P: Paso de cadena = 2 ½”.

N: Número de dientes de la rueda = 17 dientes

$$D = \frac{2 \frac{1}{2}''}{\text{Sen}\left(\frac{180}{17}\right)} = 13 \frac{5}{8}''$$

La longitud entre centros viene dada por  $30 \leq C \leq 50$ , tomando  $C = 40$  pasos como valor promedio se calcula la longitud de la cadena mediante la ecuación 4.57.

$$\frac{L}{P} = \left[ 2 \cdot C + \frac{N + N}{2} + \frac{(N - N)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot C} \right] \quad (4.57)$$

Por lo que sustituyendo los datos en la ecuación 4.57 la longitud de la cadena es:



$$L = \left[ 2 \cdot 40 + \frac{17+17}{2} + \frac{(17-17)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 40} \right] \cdot 2 \frac{1}{2}'' = 242,5'' = 97 \text{ pasos}$$

Ahora se determina la distancia la distancia entre centros corregida mediante la ecuación 4.58, sustituyendo la longitud de la cadena por un número par, que en este caso sería 98 pasos.

$$\frac{C_c}{P} = \frac{1}{4} \left[ L_p - \frac{N+N}{2} + \sqrt{\left( \frac{N+N}{2} - L_p \right)^2 - 8 \frac{(N-N)^2}{4 \cdot \pi^2}} \right] \quad (4.58)$$

Donde:

$C_c$ : Distancia entre centros (pulg).

$L_p$ : Longitud de la cadena (pasos).

Por lo que sustituyendo los datos en la ecuación 4.58 la distancia entre centros de la cadena es:

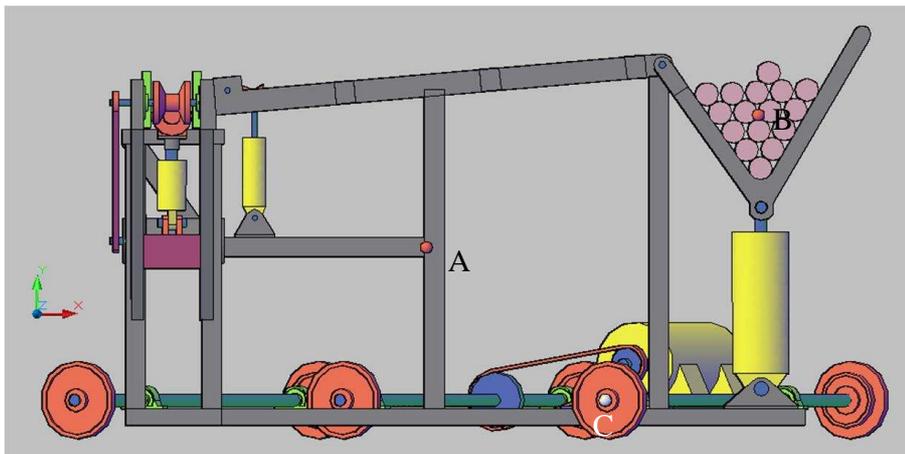
$$C_c = \frac{1}{4} \left[ 98 - \frac{17+17}{2} + \sqrt{\left( \frac{17+17}{2} - 98 \right)^2 - 8 \frac{(17-17)^2}{4 \cdot \pi^2}} \right] \cdot 2 \frac{1}{2}'' = 101,25''$$

En resumen la cadena a seleccionar es una cadena número 200, de 2 ramales, de paso 2 1/2'', longitud 242,5'', rueda dentada tramo único número 200 de paso 2 1/2'' y 17 dientes, con una lubricación manual aplicado con brocha periódicamente (ver apéndice A.14), además de esto el motor-reductor se fijará de manera tal que garantice la correcta alineación y distancia entre centros de las ruedas dentadas.

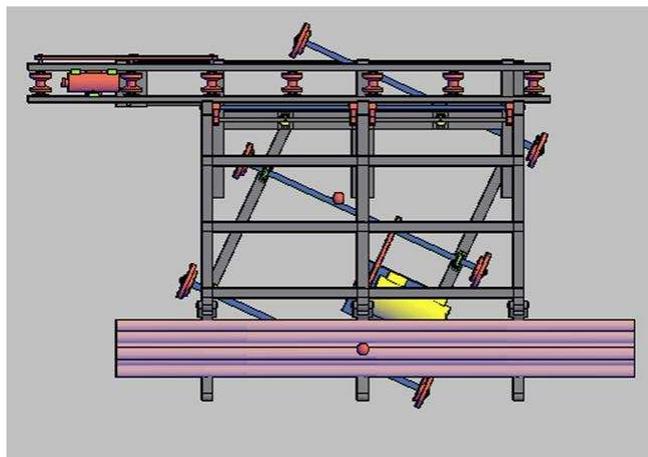


#### 4.4.6. Cálculo de volcamiento.

Para realizar el cálculo del contra-peso que debe poseer el dispositivo alimentador de barras para que el mismo no produzca volcamiento, se tomará en cuenta el centro de gravedad de la estructura contenedora de barras (tolva) y el centro de gravedad de la plataforma inclinada (ver figura 4.51 y 4.52), para ello se recurrió al uso de la herramienta “massprop” del programa de diseño AUTOCAD.



**Figura 4.51.** Ubicación de los centros de gravedad de la tolva y plataforma (vista lateral).



**Figura 4.52.** Ubicación de los centros de gravedad (vista superior)



Tomando el punto “C” como el de pivoteo y haciendo sumatoria de momentos en cada centro de gravedad se tiene que:

$$W_A \cdot D_A = W_T \cdot D_T$$

Donde:

$W_A$ : Peso total de la estructura inclinada = 13.077,73 N.

$D_A$ : Distancia entre el punto “C” al centro de gravedad de la estructura inclinada “A” = 0,6575 m.

$W_T$ : Peso total de la tolva = 27.173,7 N.

$D_T$ : Distancia entre punto “C” al centro de gravedad de la tolva de barras “B” = 0,5465 m.

Por lo que:

$$8.337,05N \cdot m < 14.850,42N \cdot m$$

Al cumplirse que  $W_A \cdot D_A < W_T \cdot D_T$ , entonces el dispositivo tiende a volcar. Por tal razón se deberá calcular la carga mínima que debe tener el contra-peso para de esta forma evitar y asegurar que dicho dispositivo no volqué.

De la ecuación anterior se procede a despejar el valor de  $W_A$ , lo cual resulta:

$$W_A = 23.294,79N = 2.374,6Kg$$



---

## 4.5. Diseño del sistema automatizado.

### 4.5.1. Memoria descriptiva

#### Sistema alimentador

En las figuras 4.53, 4.54 y 4.55, se observa la ubicación de los dispositivos que influyen en el diseño del sistema automático para el proceso de alimentación de barras, a continuación se describe el proceso:

- Al presionar un pulsador S1, al detectar barras en el contenedor (tolva) mediante el sensor S3, y verificarse que los cilindros C1 y C2 están completamente retraídos, a través de un final de carrera S4 colocado en uno de los cilindros; entonces se extienden lentamente los cilindros oleohidráulicos C1 y C2 hasta el final de su carrera, el cual es detectado por un sensor S5 colocado en uno de los cilindros.
- Dichos cilindros se retraerán cuando dejan de detectarse barras en el contenedor, a través del sensor S3, el cual estará ubicado en el fondo de la tolva con un pequeño brazo realizado con pletinas, haciendo que se pueda verificar la presencia de barras en todo el trayecto de la tolva.
- Un sensor B1 es accionado por la barras que llegan al final de la plataforma inclinada, donde permanecen hasta que un operador accione un pulsador S2, que hace que los cilindros hidráulicos C3 y C4 se extiendan lentamente, si y solo si estos se encuentran retraídos lo cual se verifica con un sensor S6. Esto hace que las uñas seleccionen una barra y la posicionen sobre los rodillos. Todo esto sucederá solo si B2 no detecta barras y B5 está activo.



## **CAPITULO IV**

---

- Al activarse el sensor S7 que detecta que los cilindros C3 y C4 se extendieron completamente, los mismos se retraen inmediatamente a una velocidad ajustable.
- De acuerdo con la señal el sensor B2 encenderá el motor-reductor M1, el cual se encargara de mover los rodillos, los cuales a su vez ponen en movimiento a la barra ubicada sobre los mismos.
- Cuando la barra avanza a través de los rodillos, dos sensores B3 y B4 son activados; solo en el momento que B3 este inactivo y B4 este activo, el sistema de acople comenzara a funcionar (cilindros C5 y C6), y se desactivará inmediatamente el motor-reductor M1.
- El cilindro C5 se extiende lentamente hasta el final de carrera detectado por el sensor B6, luego se extenderá el cilindro C6 con una velocidad regulada llegando al final de carrera donde es sensado por S9
- Para luego hacer que el cilindro C6 se retraiga completamente, activando el sensor S8, haciendo que el cilindro C5 también se retraiga completamente.

### **Sistema de traslado.**

- Este sistema de traslado es accionado mediante un sistema motor-reductor y cadena.
- El motor M2 funcionará mediante un selector de seis (6) posiciones, dependiendo de la ubicación del banco referida a la posición de cada torno, los cuales son detectados por finales de carrera ubicados en cada uno de ellos. Según la posición del banco para el momento en que se activa el selector, entonces este se desplazara en uno u otro sentido.



### Sistema en modo manual.

El sistema diseñado tendrá la opción de trabajar en modo manual, por lo que se ha estipulado una serie de pulsadores que permitirán el movimiento individual de cada sección del dispositivo. Cuando el operario decida posicionar el selector en este modo, deberá inicialmente activar un pulsador con retención S23 para que entonces los cilindros oleo hidráulicos y los moto- reductores puedan funcionar libremente a decisión del operario.

Este modo de operación permite verificar el correcto funcionamiento de cada etapa del sistema diseñado; también representa una gran ventaja a la hora de que se presente una falla y se requiera mover cada etapa de forma individual.

A continuación en la tabla 4.10 se muestra la denominación de cada uno de los elementos que componen el sistema en modo manual diseñado. Aquí se especificará la nomenclatura de los actuadores, los motores, los relés y los pulsadores. También se denotará el funcionamiento de cada uno dentro del sistema.

**Tabla 4.10.** Elementos empleados en el dispositivo.

<b>Elemento</b>	<b>Descripción</b>
C1, C2	Cilindros oleohidráulicos encargados de elevar la tolva contenedora de barras.
C3, C4	Cilindros oleohidráulicos encargados de elevar las uñas, que seleccionan individualmente las barras.
C5	Cilindro oleohidráulico de elevación del mecanismo de acople.
C6	Cilindro oleohidráulico de acople de la barra a la mordaza del torno.
M1	Motor-reductor empleado para accionar los rodillos que desplazan la barra hacia el torno.
M2	Motor-reductor empleado para el sistema de traslado del banco alimentador.

**Tabla 4.10.** Elementos empleados en el dispositivo (continuación).

S12	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para la extensión de los cilindros oleohidráulicos C1 y C2.
S13	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para la retracción de los cilindros oleohidráulicos C1 y C2.
S14	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para la extensión de los cilindros oleohidráulicos C3 y C4.
S15	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para la retracción de los cilindros oleohidráulicos C3 y C4.
S16	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para la extensión del cilindro oleohidráulico C5.
S17	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para la retracción del cilindro oleohidráulico C5.
S18	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para la extensión del cilindro oleohidráulico C6.
S19	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para la retracción del cilindro oleohidráulico C6.
S20	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para el arranque del motor-reductor M1.
S21	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para iniciar el desplazamiento del banco en la dirección de marcha.
S22	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para iniciar el desplazamiento del banco en la dirección de reversa.
S23	Pulsador con retención, con contacto normalmente abierto, de reposición manual, el cual permite cambiar entre modo manual y automático el funcionamiento del sistema.
K12	Relé que permite la selección entre modo manual y modo automático.
K13	Relé que permite activar la Bobina 1 de la electroválvula 1.
K14	Relé que permite activar la Bobina 2 de la electroválvula 1.
K15	Relé que permite activar la Bobina 3 de la electroválvula 2.
K16	Relé que permite activar la Bobina 4 de la electroválvula 2.
K17	Relé que permite activar la Bobina 5 de la electroválvula 3.
K18	Relé que permite activar la Bobina 6 de la electroválvula 3.
K19	Relé que permite activar la Bobina 7 de la electroválvula 4.
K20	Relé que permite activar la Bobina 8 de la electroválvula 4.
K21	Relé que permite energizar la bobina del motor-reductor M1.

**Tabla 4.10.** Elementos empleados en el dispositivo (continuación).

K22	Relé que permite energizar la bobina del motor-reductor M2, para iniciar el desplazamiento del banco en la dirección de marcha.
K23	Relé que permite energizar la bobina del motor-reductor M2, para iniciar el desplazamiento del banco en la dirección de reversa.
K24	Relé que permite activar el motor-reductor M1
K25	Relé que permite activar el motor-reductor M2, para iniciar el desplazamiento del banco en la dirección de marcha.
K26	Relé que permite activar el motor-reductor M2, para iniciar el desplazamiento del banco en la dirección de reversa.

En el apéndice D.1 se presenta el diagrama de lógica cableada para el sistema en modo manual (lógica mediante relés).

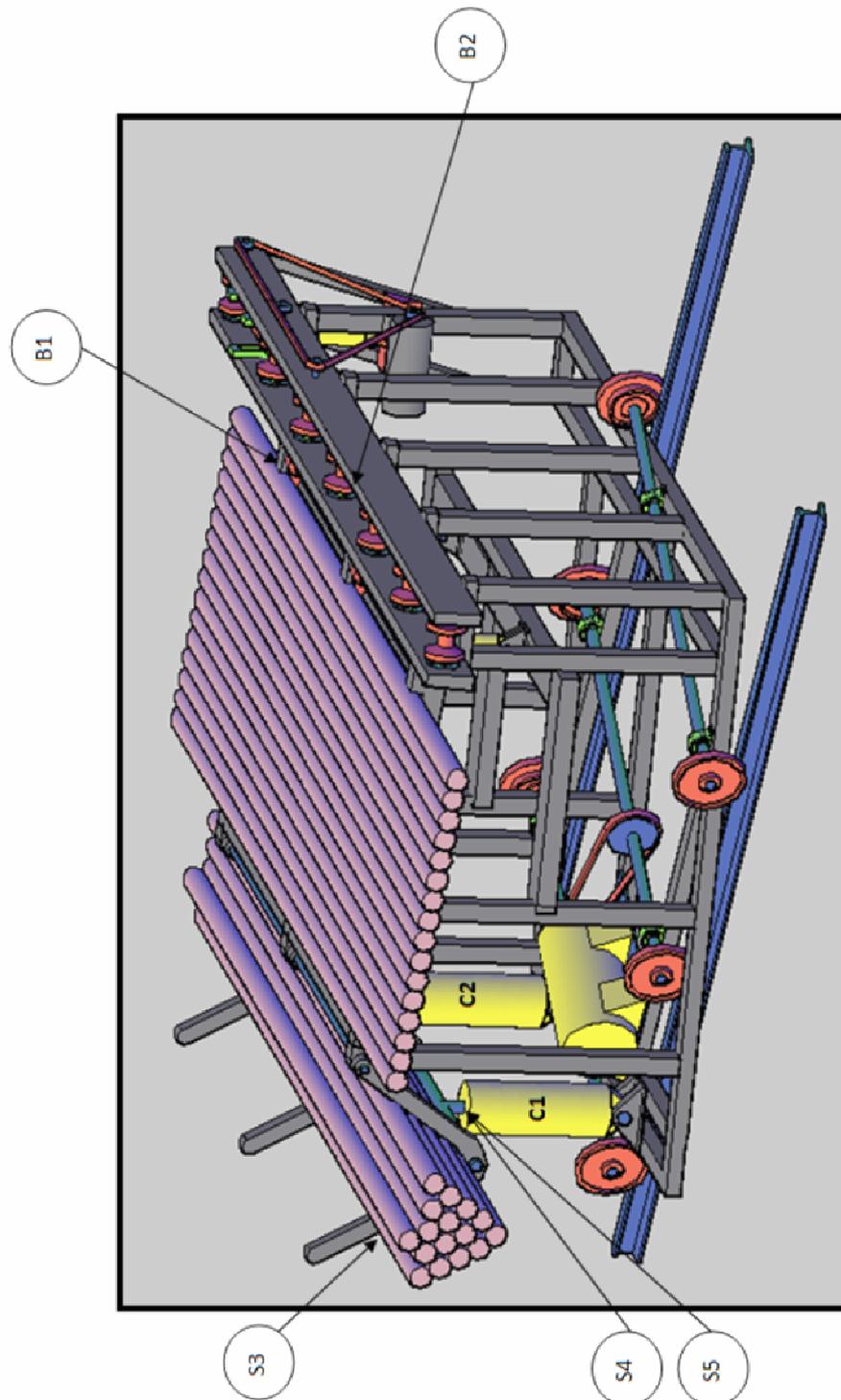
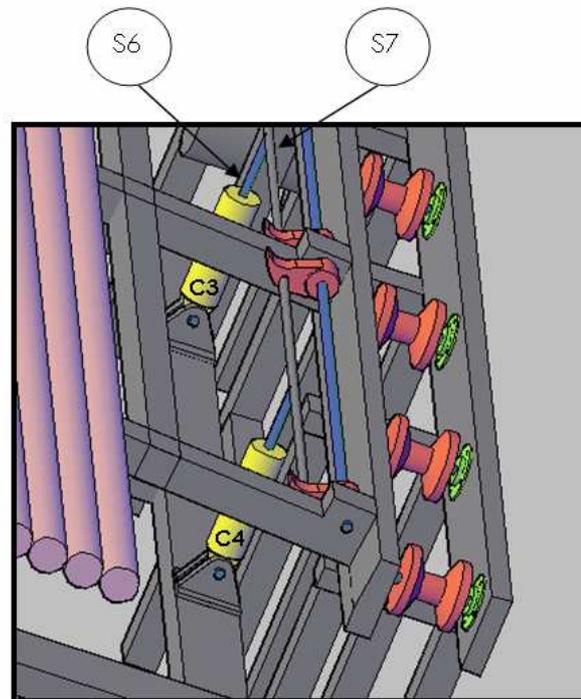
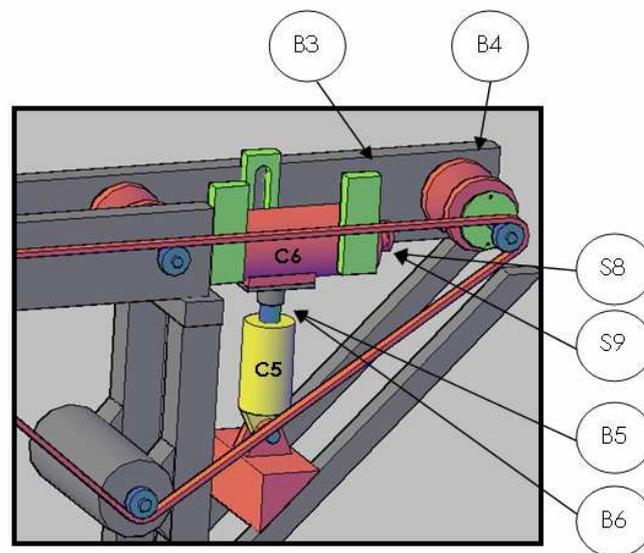


Figura 4.53. Ubicación de los elementos de control (vista lateral).



**Figura 4.54.** Ubicación de los elementos de control (Detalle uñas-pistón).



**Figura 4.55.** Ubicación de los elementos de control (Detalle del sistema de pistones para acople de barra en mordaza).



---

---

#### 4.5.2. Descripción del sistema de control

El banco alimentador será energizado mediante un cableado que estará dispuesto de forma que no interfiera con el desplazamiento del dispositivo, además del libre tránsito de las personas y equipos del área. Por tal razón se considera la colocación de un dispositivo alargador de cable eléctrico enrollable, que estará ubicado de forma aérea.

Para el sistema de operación del banco alimentador de barras el fluido energético seleccionado es el aceite a presión, debido a que permite trabajar con elevados niveles de fuerza en las distintas operaciones que realiza el dispositivo, lo cual sería una limitación principal de un sistema neumático, para esta aplicación.

Este dispositivo operará en ciclo continuo y para ello empleará un sistema de control basado en lógica programada PLC, ya que trae consigo, aprovechamiento del espacio y mayor confiabilidad, lo cual no ocurre al usar un sistema de control mediante relé, el cual emplea muchas conexiones y elementos. Por otra parte, también tendrá un ciclo de operación manual basado en lógica a relé, este es un sistema de simple elaboración que accionará los actuadores al deshabilitar el PLC.

El banco alimentador opera a través de un sistema oleohidráulico, el cual permite que dos cilindros al extenderse, realicen el giro de la tolva, y las barras almacenadas en la misma, se trasladen por la plataforma inclinada hasta llegar al tope, donde unas uñas accionadas por dos cilindros que realizan la operación de seleccionar una barra por vez y ubicarla sobre los rodillos motorizados que se van a encargar de llevar la barra hasta el torno, para finalmente acoplar la barra a las mordazas del torno, mediante un sistema de dos cilindros. Todos los actuadores podrán ser accionados de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del sistema (en modo continuo) o por órdenes directas e individuales sobre cada dispositivo (en modo manual).



---

### 4.5.3. Selección del sistema de control.

La selección de un controlador lógico programable como tecnología de control se fundamenta en las siguientes razones:

- La reducción del cableado ocasiona una ganancia en volumen, en dimensiones y una simplicidad de empleo. Así mismo, el sistema en general se vuelve más confiable al tener cada vez menos elementos físicos que realizan funciones de contadores, temporizadores, entre otros.
- Al trabajar con elementos programables, se tiene una mayor flexibilidad para cambiar los programas y las funciones según las necesidades de la industria, es decir, se adaptan a los cambios en el progreso.
- El programa construido especialmente para una máquina puede ser duplicado y aplicado en toda una gama de máquinas que se encuentren trabajando en serie. Eso reduce costos, reduce tiempo del operador o programador y lo hace una herramienta más que útil y versátil en la rama de la industria. Además al trabajar con elementos programables, los sistemas están garantizados en un 100% contra errores y fallas, y son flexibles y accesibles en general.

### 4.5.4. Selección de los componentes del sistema oleohidráulico.

Para la selección de los componentes del sistema hidráulico (parte operativa) del banco alimentador de barras, se tomaron en cuenta dos parámetros fundamentales, los cuales son: la presión de trabajo y el caudal requerido por cada uno de ellos. Además, para la selección de los cilindros oleohidráulicos se tomó en cuenta la fuerza que deben ejercer para realizar el trabajo. La presión de trabajo del sistema será de 500 psi, debido a que este es el valor en la línea de trabajo dispuesta en la empresa.



#### **4.5.4.1. Pulsadores sin retención.**

Estos pulsadores serán utilizados para el arranque de los distintos sistemas automatizados (tolva, alimentador y traslado del banco), con contacto normalmente abierto y reposición mediante resorte, que además opere con una tensión nominal de 24VDC. De catálogo ALLEN-BRADLEY se encogió un pulsador denominado *Momentary Contact Push Button Units Non-Illuminated*, tipo 4/13, número de artículo 800T-A1D1 (ver apéndice C.6).

#### **4.5.4.2. Pulsadores con retención.**

Estos pulsadores serán utilizados para el selector de modo manual o automático y para las paradas de emergencias, de contacto normalmente abierto, de reposición manual, que además operen con una tensión nominal de 24VDC. De catálogo ALLEN-BRADLEY se escogió un pulsador denominado *2-Position Push-Pull and Push-Pull/Twist Release Units, Illuminated*, tipo 4/13, número de artículo 800T-FXQ24RA1 (ver apéndice C.7).

#### **4.5.4.3. Selectores multi- posición.**

Se emplearán estos selectores en el sistema de traslado para establecer la posición a la que se desplazará el banco alimentador, de 4 posiciones, de reposición manual y operar con una tensión de funcionamiento de 24VDC. De catálogo ALLEN-BRADLEY se cuenta con un selector denominado *4-Position Selector Switch Units, Non-Illuminated*, tipo 4/13, número de artículo 800T-N2KF4B (ver apéndice C.8).



#### 4.5.4.4.Sensores

En el presente sistema automatizado se van a utilizar sensores magnéticos, sensores fotoeléctricos de barrera, sensor de proximidad inductivo y sensores finales de carrera eléctricos. Los sensores magnéticos se utilizarán con el fin de detectar la posición del actuador que actúa en el proceso de acoplamiento de la barra a la mordaza del torno, ahora los sensores fotoeléctricos de barrera deben poseer un haz de luz, de forma que una barra interrumpa su señal, el sensor de proximidad inductivo debe ser capaz de detectar materiales metálicos como son las barras de acero y los sensores final de carrera eléctricos se utilizarán para detectar la posición de los cilindros empleados en todo el sistema, además de detectar la posición del banco referido a la posición de cada uno de los tornos.

La selección de los distintos sensores se realiza gracias al catálogo de Festo y Allen Bradley, a continuación se presentan los sensores elegidos:

Los sensores magnéticos elegidos dependen de la ranura del actuador, como todos los cilindros seleccionados presentan la misma ranura, se selecciona el siguiente sensor SMT-8-PS-K-LED-24-B según catálogo Festo (ver apéndice C.9), a continuación se presentan las especificaciones del sensor seleccionado.

<b>Característica</b>	<b>Magnitud</b>
Para número de ranuras	8
Tiempo de conexión (ms)	$\leq 1$
Tiempo de desconexión (ms)	0,8
Tensión de funcionamiento (V)	10-30
Construcción para ranuras	T



Los sensores fotoeléctricos de barrera o haz transmitido se utilizarán para la detección de la barra en la zona de los rodillos motorizados. Del catálogo Allen Bradley se cuenta entonces con sensores fotoeléctricos de haz transmitido, donde la fuente de luz seleccionada es 42CA-E1EZB-A2 y el receptor será 42CA-R1LPA-A2 (ver apéndice C.10), en este caso estos sensores poseen las siguientes características:

Característica	Magnitud
Tipo de salidas	Normalmente abiertas
Tipo de Lógica	PNP
Conexión	3 Hilos
Tensión de funcionamiento (V)	10-30

Los sensores inductivos seleccionados según catálogo Festo son SIEA-M18B-UI-S (ver apéndice C.11), cumpliendo así las siguientes propiedades:

Característica	Magnitud
Tipo de Construcción	Redonda
Alcance (mm)	20
Tensión de funcionamiento (V)	10-30

Los sensores de finales de carrera eléctricos seleccionados del catálogo Festo para detectar la posición del vástago de los cilindros y la posición del banco alimentador, son del modelo ER-318 (ver apéndice C.12)

#### 4.5.4.5. Válvulas direccionales

- Válvula para el cilindro de elevación de la tolva de barras:



Por medio del catálogo del fabricante Parker (ver apéndice C.13), este ofrece muchos parámetros para realizar la selección de las válvulas, se hizo la selección basados en los datos conocidos y cálculos realizados:

<b>Característica</b>	<b>Magnitud</b>
Funcionamiento	4/3 vias monoestable
Presión de trabajo (psi)	1000
Caudal (gpm)	3,1
Tensión de funcionamiento (V)	24 VDC

Por lo cual se selecciona una servo válvula D3W8CNY

- Válvula para el cilindro de elevación de la uña:

Por medio del catálogo del fabricante Parker, se hizo la selección basados en los datos conocidos y cálculos realizados:

<b>Característica</b>	<b>Magnitud</b>
Funcionamiento	4/3 vias monoestable
Presión de trabajo (psi)	1000
Caudal (gpm)	0,8
Tensión de funcionamiento (V)	24 VDC

Por lo cual se selecciona la servo válvula D3W8CNY

- Válvula para el cilindro de elevación del mecanismo de acople:

Por medio del catálogo del fabricante Parker, se hizo la selección basados en los datos conocidos y cálculos realizados:

**CAPITULO IV**

---

---

<b>Característica</b>	<b>Magnitud</b>
Funcionamiento	4/3 vias monoestable
Presión de trabajo (psi)	1000
Caudal (gpm)	0,47
Tensión de funcionamiento (V)	24 VDC

Por lo cual se selecciona la servo válvula D3W8CNY

- Válvula para el cilindro de acople de la barra a la mordaza del torno::

Actualmente la empresa posee una servoválvula, la misma será reutilizada para el funcionamiento del cilindro oleohidráulico que acopla la barra a la mordaza; se recomienda realizar inspecciones, tanto de funcionamiento como de seguridad, ajustes, reparaciones, limpieza, lubricación y calibración, a fin de evitar averías o desperfectos durante su funcionamiento.

#### **4.5.4.6. Válvulas reguladoras de caudal**

Para la construcción del sistema automatizado es necesario el uso de válvulas que regulen el caudal que manejan los cilindros oleohidráulicos, y así de esta forma se controla la velocidad de avance o de retroceso, según sea la finalidad, por medio del catálogo Parker se seleccionó la siguiente válvula reguladora de caudal pate N° F800S (ver apéndice C.14). Esto es recomendado por el personal tecnico de la distribuidora de productos Parker.

#### **4.5.4.7. Controlador lógico programable**

La selección del PLC se basó principalmente en el número de entradas y salidas que requiere el sistema, y de esta forma garantizar que cumpla con los requerimientos



---

necesarios. Otro criterio tomado en cuenta para la selección es que la empresa Danaven, utiliza en sus elementos de control PLC de la marca Allen Bradley y Fatek y tomando en cuenta el criterio de menos costo, se seleccionó un PLC marca Fatek, modelo FBS-60MA de 24VDC, de 32 entradas y 24 salidas, donde sus especificaciones técnicas se aprecian en el apéndice C.15.

#### **4.5.5. Diseño del panel de control.**

Además, de los equipos seleccionados anteriormente, en este proyecto se requiere de la implementación de un tablero que permita la interface entre el sistema de control y el operario.

Este tablero estará ubicado sobre el mismo dispositivo de alimentación y permitirá que el operario visualice cada etapa del proceso e intervenga oportunamente en ellas.

El tablero de control incluirá los pulsadores y selectores utilizados para el control del proceso, así como el autómata programable, relés térmicos, transformadores, contactores eléctricos, relés eléctricos y cableados.

Cada dispositivo ubicado en la superficie del tablero será identificado con una placa de acuerdo a su función. En la figura 4.56 se puede apreciar una disposición preliminar de los elementos contenidos en el tablero principal.

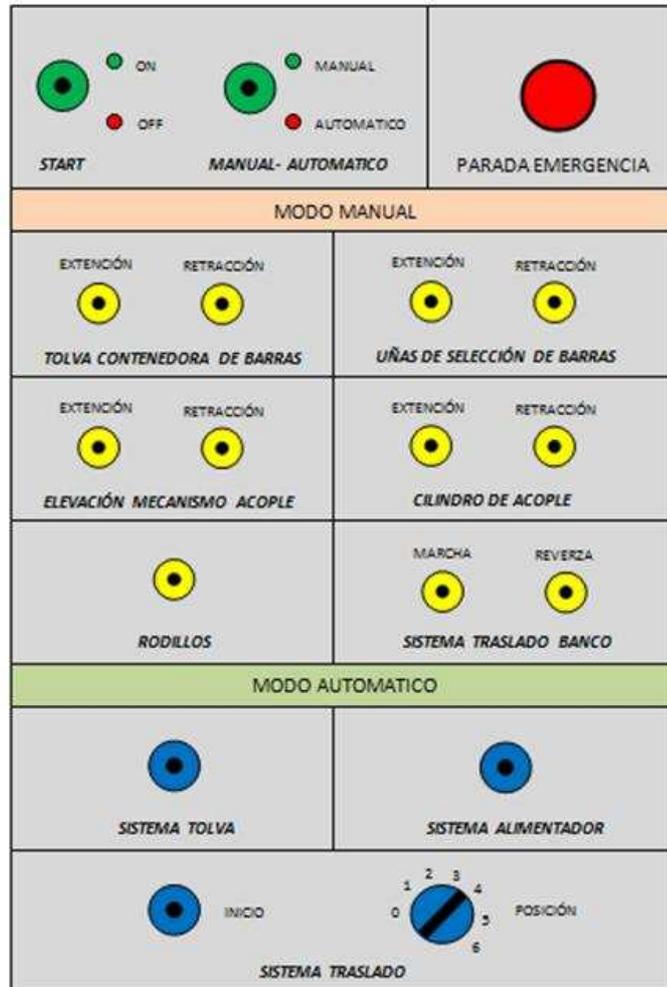


Figura 4.56. Panel de control.



4.5.6. Diagrama del sistema hidráulico.

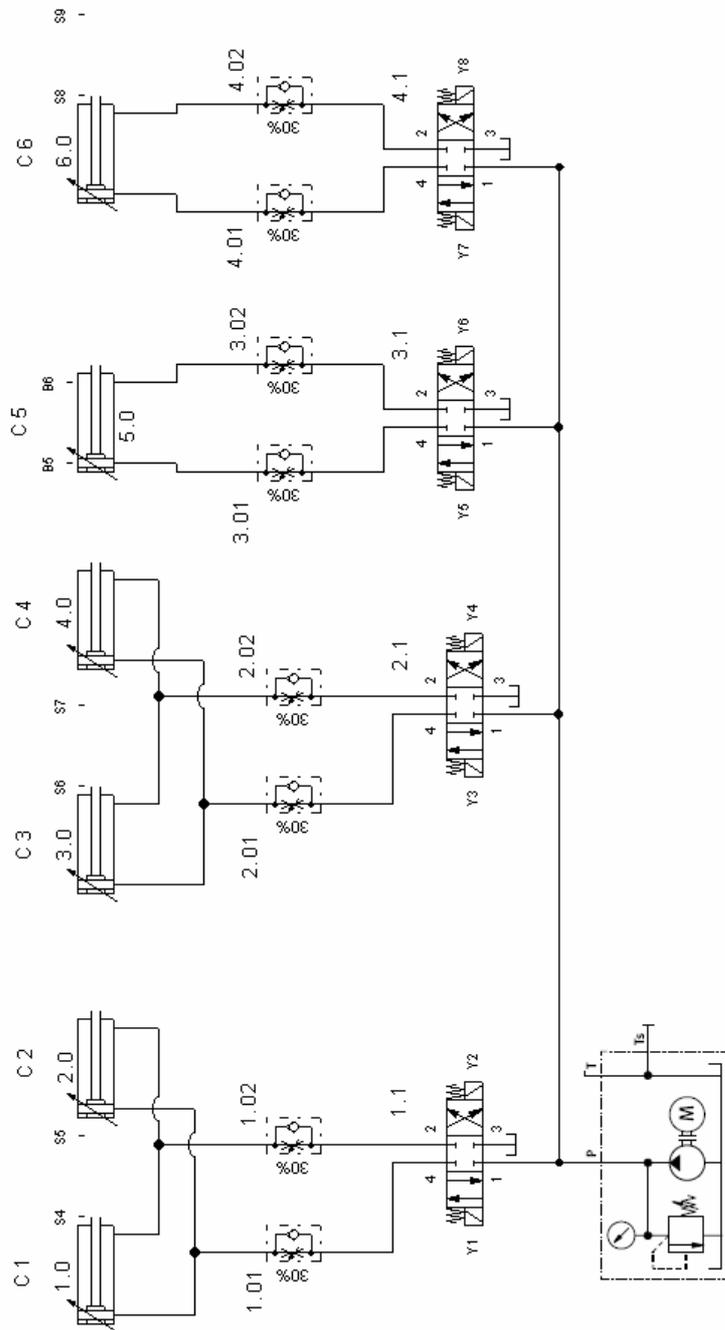


Figura 4.57. Diagrama hidráulico.

4.5.7. Diagrama de potencia de los motores eléctricos.

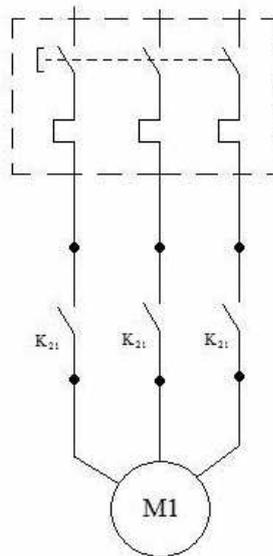


Figura 4.58. Diagrama de potencia del motor eléctrico 1.

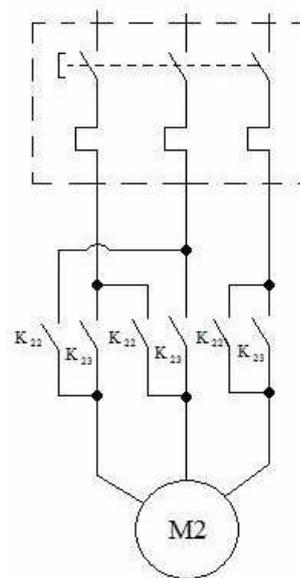


Figura 4.59. Diagrama de potencia del motor eléctrico 2.



#### 4.5.8. Diagrama de conexiones eléctricas de entradas y salidas del PLC.

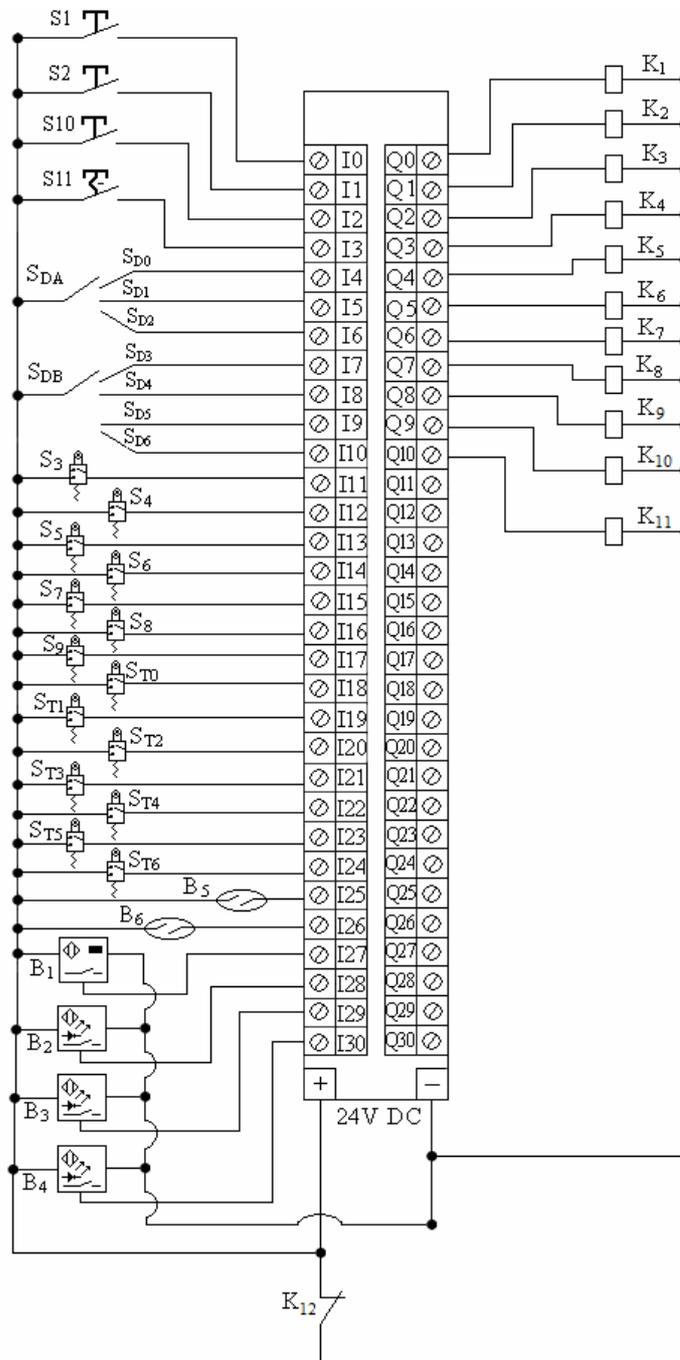


Figura 4.60. Diagrama de conexiones eléctricas del PLC.

**4.5.9. Direccionamiento de las señales de entrada y salida del PLC.****Tabla 4.11.** Direccionamiento de entradas y salidas del PLC.

<b>Elemento</b>	<b>Dirección</b>	<b>Descripción</b>
S1	%I0	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para el arranque del sistema de la tolva.
S2	%I1	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para el arranque del sistema alimentador.
S10	%I2	Pulsador sin retención, con contacto normalmente abierto, para el arranque del sistema de traslado del banco.
S11	%I3	Pulsador con retención, de accionamiento manual, con contacto normalmente abierto, de reposición manual, para paradas de emergencia.
S <sub>Da</sub>	%I4	Selector múltiple de 4 posiciones, de reposición manual para establecer la posición (S <sub>D0</sub> , S <sub>D1</sub> y S <sub>D2</sub> ) a la que se desplazará el banco alimentador.
	%I5	
	%I6	
S <sub>Db</sub>	%I7	Selector múltiple de 4 posiciones, de reposición manual para establecer la posición (S <sub>D3</sub> , S <sub>D4</sub> , S <sub>D5</sub> y S <sub>D6</sub> ) a la que se desplazará el banco alimentador.
	%I8	
	%I9	
	%I10	
S3	%I11	Sensor final de carrera eléctrico, se encarga de detectar las barras en la tolva.
S4	%I12	Sensor final de carrera eléctrico, el cual detecta la posición de vástago completamente retraído para los cilindros oleohidráulico C1 y C2.
S5	%I13	Sensor final de carrera eléctrico, el cual detecta la posición de vástago completamente extendido para los cilindros oleohidráulico C1 y C2.
S6	%I14	Sensor final de carrera eléctrico, el cual detecta la posición de vástago completamente retraído para los cilindros oleohidráulico C3 y C4.
S7	%I15	Sensor final de carrera eléctrico, el cual detecta la posición de vástago completamente extendido para los cilindros oleohidráulico C3 y C4.
S8	%I16	Sensor final de carrera eléctrico, el cual detecta la posición de vástago completamente retraído para el cilindro oleohidráulico C6.


**Tabla 4.11.** Direccionamiento de entradas y salidas del PLC. (Continuación)

<b>Elemento</b>	<b>Dirección</b>	<b>Descripción</b>
S9	%I17	Sensor final de carrera eléctrico, el cual detecta la posición de vástago completamente extendido para el cilindro oleohidráulico C6.
S <sub>T0</sub>	%I18	Sensor final de carrera eléctrico, en cual detecta la posición del banco alimentador referida a la posición inicial donde será cargado el banco.
S <sub>T1</sub>	%I19	Sensor final de carrera eléctrico, en cual detecta la posición del banco alimentador referida a la posición del primer torno.
S <sub>T2</sub>	%I20	Sensor final de carrera eléctrico, en cual detecta la posición del banco alimentador referida a la posición del segundo torno.
S <sub>T3</sub>	%I21	Sensor final de carrera eléctrico, en cual detecta la posición del banco alimentador referida a la posición del tercer torno.
S <sub>T4</sub>	%I22	Sensor final de carrera eléctrico, en cual detecta la posición del banco alimentador referida a la posición del cuarto torno.
S <sub>T5</sub>	%I23	Sensor final de carrera eléctrico, en cual detecta la posición del banco alimentador referida a la posición del quinto torno.
S <sub>T6</sub>	%I24	Sensor final de carrera eléctrico, en cual detecta la posición del banco alimentador referida a la posición del sexto torno.
B5	%I25	Sensor de proximidad magnético, de contacto normalmente abierto y de 2 hilos, el cual detecta la posición de vástago completamente retraído para el cilindro oleohidráulico C5.
B6	%I26	Sensor de proximidad magnético, de contacto normalmente abierto y de 2 hilos, el cual detecta la posición de vástago completamente extendido para el cilindro oleohidráulico C5.
B1	%27	Sensor de proximidad inductivo, normalmente abierto, de 3 hilos, PNP, el cual detecta la presencia de barras al final de la plataforma.
B2	%28	Sensor fotoeléctrico de barrera, normalmente abierto, de 3 hilos, PNP, el cual detecta la presencia de la barra sobre los rodillos.
B3	%29	Sensor fotoeléctrico de barrera, normalmente abierto, de 3 hilos, PNP, el cual detecta la presencia de la barra en la zona en donde el vástago del cilindro C6 se encuentra retraído.
B4	%30	Sensor fotoeléctrico de barrera, normalmente abierto, de 3 hilos, PNP, el cual detecta la presencia de la barra al final del sistema de rodillos transportadores.

**Tabla 4.11.** Direccionamiento de entradas y salidas del PLC. (Continuación)

<b>Elemento</b>	<b>Dirección</b>	<b>Descripción</b>
K1	%Q0	Relé que permite activar la Bobina 1 de la electroválvula 1.
K2	%Q1	Relé que permite activar la Bobina 2 de la electroválvula 1.
K3	%Q2	Relé que permite activar la Bobina 3 de la electroválvula 2.
K4	%Q3	Relé que permite activar la Bobina 4 de la electroválvula 2.
K5	%Q4	Relé que permite activar la Bobina 5 de la electroválvula 3.
K6	%Q5	Relé que permite activar la Bobina 6 de la electroválvula 3.
K7	%Q6	Relé que permite activar la Bobina 7 de la electroválvula 4.
K8	%Q7	Relé que permite activar la Bobina 8 de la electroválvula 4.
K9	%Q8	Relé que permite activar el motor-reductor M1
K10	%Q9	Relé que permite activar el motor-reductor M2, para iniciar el desplazamiento del banco en la dirección de marcha.
K11	%Q10	Relé que permite activar el motor-reductor M2, para iniciar el desplazamiento del banco en la dirección de reversa.

#### 4.5.10. Diagramas funcionales.

En las figuras 4.61, 4.62 y 4.63 se muestran los diagramas funcionales referidos al diagrama hidráulico y a los diagramas de potencia del dispositivo alimentador en estudio, mostrados en las figuras 4.57, 4.58 y 4.59.

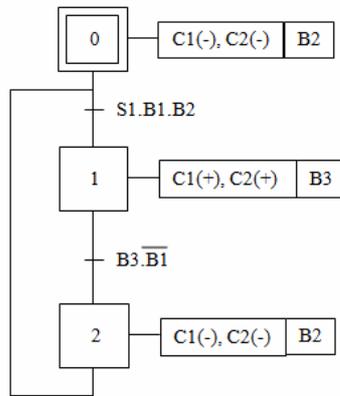


Figura 4.61. Diagrama funcional del sistema de elevación de la tolva.

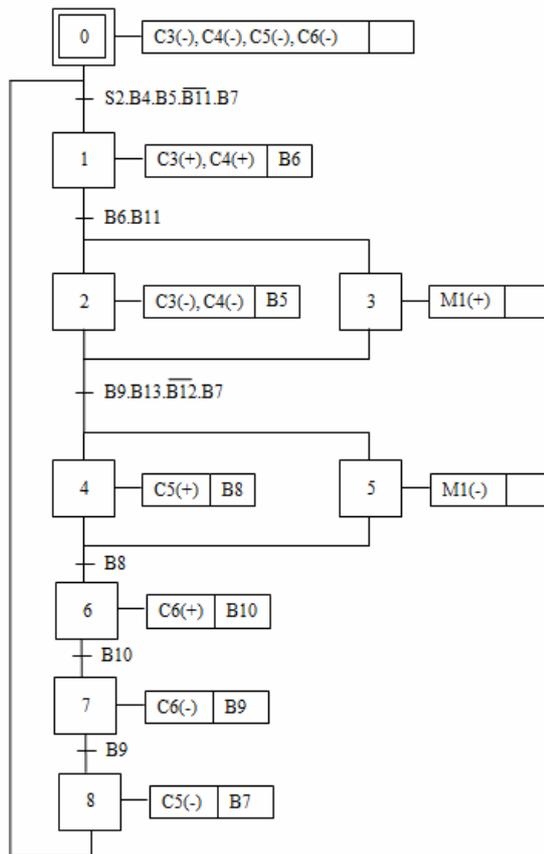
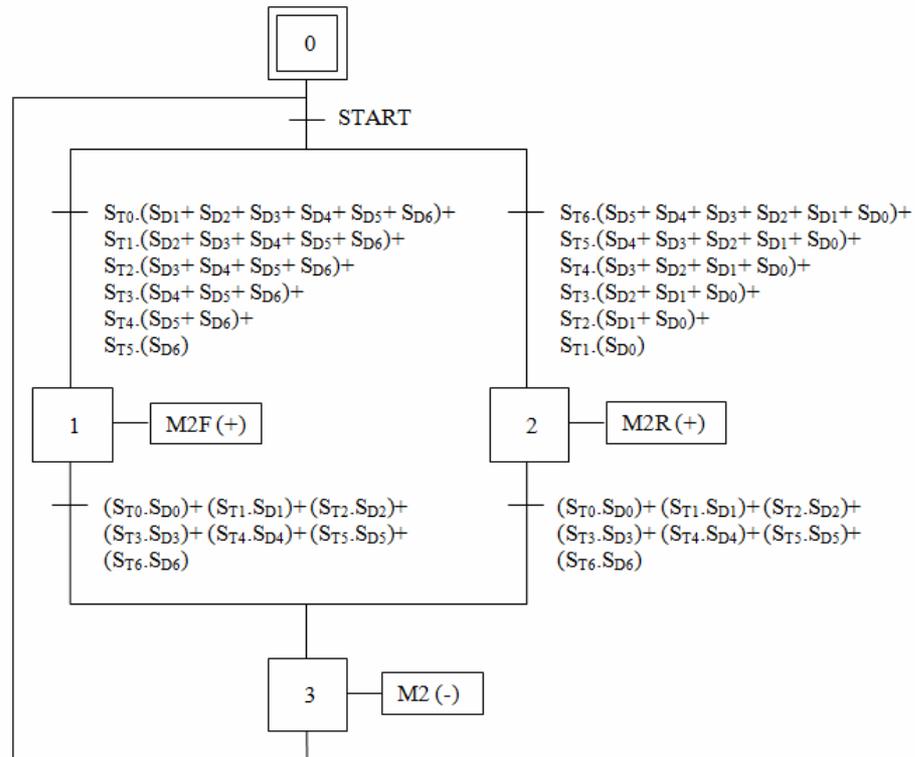


Figura 4.62. Diagrama funcional del sistema de alimentación.



**Figura 4.63.** Diagrama funcional del sistema de traslado del banco.

En el apéndice D.2 se presenta la programación “Ladder” para el PLC (diagrama de escalera).



---

#### 4.6. Estudio de factibilidad económica.

Para este proyecto, el estudio de factibilidad económica de la inversión se realizará calculando el tiempo de la inversión del equipo el cual se define como el periodo medido en años, meses o semanas, requeridos para que los flujos monetarios netos de la empresa recuperen la inversión inicial a una tasa mínima de rendimiento igual a cero.

El análisis económico de dicho proyecto, se basó en los siguientes aspectos:

- Se realizó la búsqueda de las cotizaciones de los elementos del proyecto y la mano de obra del mismo a fin de determinar la inversión inicial requerida para la realización del mismo. (Ver anexo A)
- Se determinó el costo que existe actualmente conforme al turno de mecanizado, según el costo del operario que labora en dicha máquina.
- El estudio económico, se realizó empleando el tiempo de pago de la inversión inicial tomando en cuenta la reducción de costo debido a la reagrupación del operario según los turnos libres vacantes, debido al aumento de la producción diaria con el sistema automatizado en comparación con el sistema manual.
- Para la recuperación de la inversión inicial del proyecto se estimó en 3 años para la recuperación de dicha inversión. Se tomó en cuenta el costo estimado de la operación manual del turno de mecanizado, como parte del flujo monetario para recuperar la inversión inicial.



## CAPITULO IV

---

---

Se precedió a calcular el total de la inversión inicial mediante la suma del total de los productos necesarios señalados en el anexo A, surgiendo así la tabla 4.11.

Además se tiene el costo que representa los operarios de las máquinas de mecanizado, y para ello, se solicitó la información al departamento de recursos humanos de Danaven División Ejes y Cardanes, donde el sueldo actual del personal que opera los torno de mecanizado, al igual que el paquete económico anual de dichos operarios es de 54.600 BsF; donde también cabe destacar que dicho flujo monetario es representado por el personal que labora en el segundo turno (turno nocturno), pudiendo tener así la empresa la recuperación de la inversión inicial de forma más rápida.

El tiempo de pago requerido se determina para que los flujos monetarios (sueldo del operador) recuperen la inversión inicial a una tasa de rendimiento igual a cero. Debido a que el flujo monetario es igual cada año, el punto donde la inversión inicial es cancelada por completo se calcula de acuerdo a la ecuación 4.59.

$$\eta = \frac{II}{Ft} \quad (4.59)$$

Donde:

$\eta$ : Punto de cancelación de la inversión inicial

$II$ : Inversión inicial (BsF)

$Ft$ : Flujo monetario anual (BsF)



**Tabla 4.12.** Inversión Inicial.

Item	Descripción	Precio Unitario (Bs.F)	Cantidad	Total (Bs.F)
1	Tubo estructural cuadrado 60 x 2,5 mm x 12m	238,46	21	5.007,66
2	Tubo estructural cuadrado 90 x 2,5 mm x 12m	445,79	6	2.674,74
3	Electrodo E-6013 5/32" x 5 Kg West Arc	47,94	1	47,94
4	Barra redonda lisa 7/16" x 6m	17,81	1	17,81
5	Barra redonda lisa 1" x 6m	30,27	1	30,27
6	Barra redonda lisa 2 1/2" x 6m	83,71	1	83,71
7	Viga IPN 80mm x 12m	285,71	5	1.428,55
8	Cadena de rodillos Morse # 80	1.248,13	1	1.248,13
9	Cadena de rodillos Morse # 200	5.340,63	1	5.340,63
10	Piñón para cadena para cadena 80 B 15	65,52	4	262,08
11	Piñón para cadena para cadena 200 B 17	1.172	2	2.344
12	Chumacera puente SY2 FM	390,87	6	2.345,22
13	Rueda de acero con pestaña	320	6	1.920
14	Motor reductor marca SEW Eurodrive 3Hp	5.268	1	5.268
15	Motor reductor marca SEW Eurodrive 30Hp	55.196	1	55.196
16	Cilindro hidráulico 3 1/4" x 2" x 500mm	9.940	2	19.880
17	Cilindro hidráulico 1 1/2" x 1" x 200mm	4.135	2	8.270
18	Cilindro hidráulico 1" x 1/2" x 120mm	3.860	1	3.860
19	Válvula reguladora de flujo conexión 1/2" NPT	461	8	3.688
20	Electroválvula hidráulica D3W8CNY	3.156	4	12.624
21	Horquilla hembra p/vástago 2"	523	1	523
22	Horquilla hembra p/vástago 1"	275	1	275
23	Clevis Macho 1 1/2"	145,5	2	285
24	Sensor de Proximidad Magnético	302,15	2	604,30
25	Sensor de Proximidad Inductivo	376,40	1	376,40
26	Sensor final de carrera eléctrico	110	14	1.540
26	Detector fotoeléctrico por has transmitido	420	3	1.260
27	PLC marca FATEK modelo FBS-60MA	3.800	1	3.800
28	Relés de 8 pines bobina 24 VDC.	45	26	1170
<b>Sub Total</b>				<b>141.370,44</b>
<b>IVA 12%</b>				<b>16.964,45</b>
<b>Total Bsf</b>				<b>158.334,89</b>



Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación 4.59 se tiene lo siguiente:

$$\eta = \frac{158.334,89BsF}{54.600BsF} = 2,9años$$

Por lo que el tiempo de recuperación de la inversión inicial es de 2 años ,10 meses y 24 días.



## **CAPÍTULO V**

### **CONCLUSIONES**

- Con el diseño del dispositivo alimentador de barras y su utilización en la línea de fabricación de satélites, se mejoraran las condiciones de trabajo de los operarios, al reducir la posibilidad de una lesión en el área de trabajo debido a la disminución del esfuerzo que debe realizar cada uno de ellos en el proceso de manipulación de las barras.
- Con los estudios y análisis realizados a la estructura del banco alimentador de barras y a los soportes del mismo, se demostró que la estructura tiene la capacidad de soportar el peso de las barras sin llegar a fallar.
- El alimentador podrá ser cargado tanto por el puente grúa como por el montacargas, donde hasta el mismo operador del montacargas puede realizar esta operación.
- Se seleccionó un PLC como dispositivo de control, el cual ofrecerá fácil montaje, tiempo de respuesta y tamaño reducido. El PLC de la marca seleccionada es muy utilizado en la empresa Danaven, y es de bajo costo.
- El proyecto tendrá una vida útil de 10 años, terminándose de pagar el costo de mismo en un lapso de aproximadamente 2 años ,10 meses y 24 días, lo que quiere decir que la inversión es rentable para la empresa.



**RECOMENDACIONES**

- De ser implementado este diseño por parte de la empresa, la misma debe realizar charlas del manejo y mantenimiento de los equipos con el fin de evitar cualquier accidente por la falta de conocimiento en el manejo del dispositivo.
- Crear un plan de mantenimiento preventivo, que incluya todo el conjunto de equipos y elementos que conforman el sistema automatizado de la máquina.
- El concreto es demasiado débil para soportar los rieles del sistema de traslado del banco. Por lo tanto se recomienda cubrir el concreto con planchas de acero, ya sea en forma continua o discontinua. Estas serán fijadas en la posición adecuada con pernos de sujeción.
- Colocar ayuda visual, que alerte al operador en cuanto al funcionamiento del panel de control.





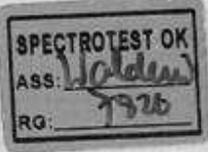
## BIBLIOGRAFIA

- Catalogo de Rodamientos SKF (2009). [On Line].  
Disponible en: <http://www.skf.com>.
- Catalogo de Motores y Reductores Sew Eurodrive. (2009). [On Line].  
Disponible en: <http://www.sew-eurodrive.com.ve>.
- Catalogo de Componentes Hidráulicos Parker. (2009). [On Line].  
Disponible en: <http://www.parker.com>.
- Catalogo de Productos Allen Bradley. (2009). [On Line].  
Disponible en: <http://www.ab.com/catalogs>.
- Duran, Antonio y Sánchez, William. (2004). **“Diseño de un Alimentador Automático para Cortadora de Barras de Acero”**. Trabajo de grado. Universidad de Carabobo, Valencia.
- Fuentes, Iván y Mora, Jesús. (2007). **“Diseño de un Sistema Automatizado de Posicionamiento de Botellas en una Línea de Decorado de Envases de Vidrio”**. Trabajo de grado. Universidad de Carabobo, Valencia.
- Groover, M. (1997). **“Fundamentos de Manufactura Moderna”**. México: Prentice Hall.
- Guerra Torrealba, V. (2003). **“Evaluación de Proyectos de Inversión”**. (2<sup>da</sup> edición). Universidad de Carabobo.



- 
- Mott, R. (1992). **“Diseño de Elementos de Máquinas”**. México: Prentice Hall.
  - Norton, Robert L. (1999). **“Diseño de Maquinas”**. (2<sup>da</sup> edición). México, DF: Prentice Hall.
  - Pérez, Jockare y Salcedo, Carlos. (2006). **“Rediseño y Automatización del Sistema de traslado de Cabinas de Vehículos de Carga en una Empresa Automotriz”**. Trabajo de grado. Universidad de Carabobo, Valencia.
  - Shigley, J. (1998). **“Diseño en Ingeniería Mecánica”**. (5<sup>ta</sup> edición). México: Mc Graw-Hill.
  - Singer, F. (1987). **“Resistencia de Materiales”**. (4<sup>ta</sup> edición). México: Marla.
  - Smith, W. (1996). **“Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales”**. (3<sup>ra</sup> edición). México: Mc Graw-Hill.
  - Vílchez, Nelson. (2005). **“Estrategias Creativas en el Diseño Mecánico”**. Universidad de Carabobo.

# *APÉNDICE A*

 <b>AÇOS VILLARES SIDENOR</b>		<small>THE QUALITY MANAGEMENT SYSTEM IS CERTIFIED TO ISO 9001</small>	
<small>ARRADECEMOS SU PREFERENCIA POR LOS PRODUCTOS VILLARES - CERTIFICATE Nº 10000</small>			
<b>CLIENTE</b> <b>MC/DANAVEN</b> <small>ORDEN DE COMPRA</small> <b>PO860954MB0800</b>			
<small>PRODUCTO CLIENTE</small> <b>5115H</b>		<small>PUERTO DE DESTINO</small> <b>PUERTO CABELLO</b>	
<small>ACERO CLIENTE</small> <b>5115H</b>		<small>ACERO VILLARES</small> <b>5117AH</b>	
<small>COLADA</small> <b>2263434</b> <small>LARGO (mm)</small> <b>3.680/3.730</b>	<small>SECCION</small> <b>RD</b>	<small>MEDIDA (mm)</small> <b>57.15</b> <b>0.00</b> <b>0.00</b>	
<small>CANTIDAD (kg)</small> <small>NETO:</small> <b>1.902</b>		<small>BRUTO:</small> <b>1.902</b>	
<small>ITEM/OF</small> <b>2656137</b>	<small>ATADO</small> <b>09</b>	<small>PIEZAS</small> <b>25</b>	
<b>AMARELO -- MARRON</b>			
			<b>05</b> <b>04</b> <b>08</b> <b>24</b> <b>03</b> <b>08</b>
<small>PLANTA: PINDAMONHANGABA SP DIVISAO</small> <small>RDD LUIZ DUMONT VILLARES S/A</small>			

**Apéndice A.1.** Especificaciones del lote de barras *Modelo 2656137*.

 <b>AÇOS VILARES</b> <b>SIDENOR</b>		<small>OUR QUALITY MANAGEMENT SYSTEM IS CERTIFIED TO ISO 9001:2008</small>	
<small>ADPRADECEVA SU PREFERENCIA POR LOS PRODUCTOS VILARES. TEL: 011 3111 3955</small>			
<b>CLIENTE</b> <b>MC/DANAVEN</b>			
<small>ORDEN DE COMPRA</small> <b>MB0896P0860964</b>			
<small>PRODUCTO CLIENTE</small>		<small>PUERTO DE DESTINO</small> <b>PUERTO CALLED</b>	
<small>ACERO CLIENTE</small> <b>SAE --- 5119A</b>		<small>ACERO VILARES</small> <b>5118MH</b>	
<small>COLADA</small> <b>8350109</b>		<small>SECCION</small> <b>RD</b>	<small>PEDIMENTO</small> <b>82.55</b>
<small>LARGO (mm)</small> <b>4.020/4.090</b>			<b>0.00</b>
<small>CANTIDAD (kg)</small> <b>NETO: 2.770</b>		<b>BRUTO: 2.770</b>	
<small>ITEM/DF</small> <b>1459230</b>	<small>ATADO</small> <b>02</b>	<small>PIEZAS</small> <b>16</b>	
<b>VERMELHO - CINZA F.T.1</b>			
			<b>15</b>
			<b>10</b>
			<b>08</b>
			<b>03</b>
<small>PLANTA: MCGI DAS CRUZES-SP DIVISAO: LAMINADOS</small>			<b>10</b>
<small>AV. ENG. MIGUEL GEMMA 1871 MCGI DAS CRUZES-SP CEP: 03721-680</small>			<b>08</b>

**Apéndice A.1.** Especificaciones del lote de barras *Modelo 1459230*.

**TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono**

Datos de varias fuentes. \* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

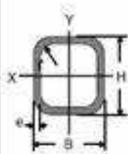
Número SAE/AISI	Estado	Limite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
1035	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
1045	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
1050	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
1060	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
1095	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
1095	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	175	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

\* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

**Apéndice A.2. Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono.**

**Tubo Estructural CONDUVEN ECO**  
**Sección Cuadrada**

**DIMENSIONES Y PROPIEDADES ESTATICAS**



H x B	DIMENSIONES		Sección	Peso	Propiedades Estáticas		
	mm				A	I	S
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	962,43	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	52,36	41,10	3.194,10	319,41	7,81
220X220	7,00	10,50	57,96	45,50	4.314,30	392,21	8,63
220X220	9,00	13,50	73,18	57,45	5.317,27	483,39	8,52
260X260	9,00	13,50	87,58	68,75	9.038,52	695,27	10,16

**Apéndice A.3.** Dimensiones y propiedades mecánicas del perfil estructural seleccionado.

**TABLA C-1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería**

Datos provenientes de varias fuentes.\* Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson $\nu$	Peso específico $\gamma$ lb/in <sup>3</sup>	Densidad de masa $\rho$ Mg/m <sup>3</sup>	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

\* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., N.Y.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

#### Apéndice A.4. Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería.



UTP 610

Norma AWS A 5.1 E 8013

Electrodo para soldar aceros de construcción.

#### Campo de aplicación:

UTP 610 es recomendable para trabajos en lámina delgada como ventanería y balconería, así como en perfiles huecos, tolvas, tanques, recipientes, carrocerías, muebles metálicos, etc.

#### Características de la soldadura

UTP 610 se puede soldar con un amperaje relativamente bajo, aun con fuentes de poder de baja tensión en vacío, de tipo corriente alterna y continua. Produce cordones de superficie suave, de aspecto liso y limpio con poca penetración.

#### Propiedades mecánicas del depósito

Resistencia a la tracción MPa	Alargamiento %	Límite de Elasticidad MPa (0.2%)
414	17	331

#### Instrucciones para soldar

Limpiar la zona por soldar. Manejar el electrodo ligeramente inclinado en la dirección del avance con arco corto. La escoria se quita fácilmente y debe eliminarse entre pases.



Posición de soldaduras

Tipo de corriente:

<input type="checkbox"/> CC PD(-)	<input type="checkbox"/> CA
-----------------------------------	-----------------------------

Electrodos	Ø x L(mm)	2,4 x 350	3,2 x 350	4,0 x 450	5,0 x 450
Amperaje	A	50-90	90-130	120-160	150-190

Apéndice A.5. Ficha técnica del electrodo seleccionado.

TIPO DE CARGA	TIPO DE JUNTA	ESFUERZO PERMISIBLE	$n^*$
Tensión	A tope	0.60S	1.67
Aplastamiento	A tope	0.90S	1.11
Flexión	A tope	0.60-0.66S	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	0.60S	1.67
Cortante	A tope o de filete	0.40S	1.44

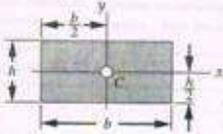
\*El factor de seguridad  $n$  ha sido calculado considerando la energía de distorsión.

**Apéndice A.6.** Factores de seguridad permitidos por el reglamento AISC para metal soldante.

**Table 13.3.4 Treating a Weld as a Line (Continued)**

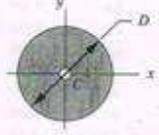
Outline of welded joint $b =$ width $d =$ depth	Bending (about horizontal axis $x-x$ )	Twisting
	$S_w = \frac{d^2}{6} \text{ in}^2$	$J_w = \frac{d^3}{12} \text{ in}^3$
	$S_w = \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$S_w = bd$	$J_w = \frac{b^3 + 3bd^2}{6}$
	$S_w = \frac{4bd + d^2}{6} = \frac{d^2(4b + d)}{6(2b + d)}$ top bottom	$J_w = \frac{(b + d)^2 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$S_w = bd + \frac{d^2}{6}$	$J_w = \frac{(2b + d)^2}{12} - \frac{b^2(b + d)^2}{2b + d}$
	$S_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ top bottom	$J_w = \frac{(b + 2d)^2}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{b + 2d}$
	$S_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{(b + d)^2}{6}$
	$S_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ top bottom	$J_w = \frac{(b + 2d)^2}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{b + 2d}$
	$S_w = \frac{4bd + d^2}{3} = \frac{4bd^2 + d^3}{6b + 3d}$ top bottom	$J_w = \frac{d^2(4b + d)}{6(b + d)} + \frac{b^2}{6}$
	$S_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$
	$S_w = 2bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{2b^2 + 6bd^2 + d^3}{6}$
	$S_w = \frac{\pi d^2}{4}$	$J_w = \frac{\pi d^3}{4}$

**Apéndice A.7.** Momento de resistencia lineal a la flexión y torsión de un cordón de soldadura.



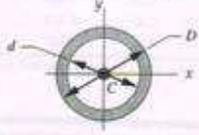
$A = bh$   
 $I_x = \frac{bh^3}{12}$   
 $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$   
 $J_z = I_x + I_y$   
 $I_y = \frac{b^3h}{12}$   
 $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$

(a) Rectángulo



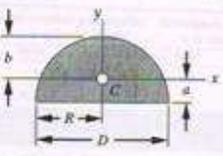
$A = \frac{\pi D^2}{4}$   
 $I_x = \frac{\pi D^4}{64}$   
 $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$   
 $J_z = \frac{\pi D^4}{32}$   
 $I_y = \frac{\pi D^4}{64}$   
 $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$

(b) Círculo



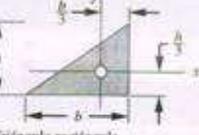
$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$   
 $I_x = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$   
 $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$   
 $J_z = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$   
 $I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$   
 $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$

(c) Círculo hueco



$A = \frac{\pi D^2}{8}$   
 $I_x = 0.1098R^4$   
 $a = 0.4244R$   
 $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$   
 $J_z = I_x + I_y$   
 $I_y = \frac{\pi}{8}R^4$   
 $b = 0.5756R$   
 $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$

(d) Semicírculo sólido



$A = \frac{bh}{2}$   
 $I_x = \frac{bh^3}{36}$   
 $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$   
 $J_z = I_x + I_y$   
 $I_y = \frac{b^3h}{36}$   
 $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$

(e) Triángulo rectángulo

**Apéndice A.8.** Propiedades de las secciones transversales.

<b>Superficies</b>	<b><math>\mu_s</math></b>	<b><math>\mu_k</math></b>
Madera - Madera	0,25-0,5	0,2
Acero - Acero	0,74	0,57
Vidrio - Vidrio	0,94	0,40
Caucho - Concreto	0,15	0,06
Cobre - Vidrio	0,68	0,53
Hielo - Hielo	0,1	0,03
Articulaciones humanas	0,01	0,003

**Apéndice A.9.** Coeficientes de roce estático y dinámico.

Máquina Movida	Máquina Motriz					
	Motor eléctrico sincrónico. Motor de combustión interna multicilindro. Turbinas.			Motor eléctrico de alto par. Motor de combustión interna monocilindro.		
	8 h/día	16 h/día	24 h/día	8 h/día	16 h/día	24 h/día
<b>Carga ligera</b> Agitadores de líquidos. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de banda. Ventiladores. Máquinas herramientas de corte continuo.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
<b>Carga normal</b> Bombas y compresores de 3 y más cilindros. Transportadores de cadena. Fresadoras.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
<b>Carga pesada</b> Bombas y compresores de uno y dos cilindros. Elevadores de canchales. Cepilladoras y mortajadoras.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
<b>Carga muy pesada</b> Mecanismos de elevación de grúas. Prensas. Cizallas.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

**Apéndice A.10.** Factor de servicio para selección de motores eléctricos.



## Selections Gearmotors

Motor Power $P_n$ HP	Output Speed $n_n$ rpm	Service Factor	Torque $T_n$ lb-in	OHL $F_{nL}$	Ratio $i$	Gear Stages $\theta$		Gear	Model Motor
						Prf.	Sec.		
3.0	146.0	1.7	1300	700	11.79	2	-	R47	DT100LS4
	145.0	1.3	1300	530	11.83	2	-	R37	DT100LS4
	145.0	2.7	1310	900	11.88	2	-	R57	DT100LS4
	137.0	1.6	1380	710	12.54	2	-	R47	DT100LS4
	135.0	3.3	1400	1650	12.70	2	-	R67	DT100LS4
	130.0	1.2	1480	475	13.25	2	-	R37	DT100LS4
	123.0	2.5	1530	940	13.06	2	-	R57	DT100LS4
	118.0	1.5	1600	735	14.58	2	-	R47	DT100LS4
	116.0	2.4	1620	950	14.77	2	-	R57	DT100LS4
	110.0	1.1	1720	375	15.80	2	-	R37	DT100LS4
	109.0	2.8	1740	1750	15.79	2	-	R67	DT100LS4
	106.0	1.4	1780	750	16.22	2	-	R47	DT100LS4
	102.0	2.2	1850	980	16.79	2	-	R57	DT100LS4
	96.0	2.6	1970	1810	17.06	2	-	R67	DT100LS4
	92.0	2.0	2050	1000	18.60	2	-	R57	DT100LS4
	89.0	1.3	2120	770	19.27	2	-	R47	DT100LS4
	86.0	2.4	2190	1660	19.89	2	-	R67	DT100LS4
	80.0	3.1	2360	2370	21.43	2	-	R77	DT100LS4
	78.0	1.7	2410	1040	21.03	2	-	R57	DT100LS4
	74.0	2.8	2570	2480	23.37	2	-	R77	DT100LS4
	73.0	1.0	2590	705	23.59	3	-	R47	DT100LS4
	73.0	1.9	2580	1050	23.44	2	-	R67	DT100LS4
	68.0	2.5	2780	2480	25.23	3	-	R77	DT100LS4
	64.0	1.4	2970	1080	26.97	3	-	R57	DT100LS4
	60.0	1.5	3170	2050	28.83	3	-	R67	DT100LS4
	59.0	2.3	3190	2580	29.00	3	-	R77	DT100LS4
	57.0	1.2	3320	1090	30.18	3	-	R57	DT100LS4
	53.0	1.4	3550	2100	32.27	3	-	R67	DT100LS4
	51.0	2.0	3680	2890	33.47	3	-	R77	DT100LS4
	49.0	1.1	3860	1120	35.07	3	-	R57	DT100LS4
	47.0	1.8	4050	2750	36.83	3	-	R77	DT100LS4
	47.0	3.4	4050	4070	36.84	3	-	R87	DT100LS4
	46.0	1.2	4120	1990	37.50	3	-	R57	DT100LS4
	43.0	1.2	4390	1940	39.88	3	-	R67	DT100LS4
	41.0	3.0	4590	4220	41.74	3	-	R87	DT100LS4
	40.0	1.6	4780	2670	43.26	3	-	R77	DT100LS4
	38.0	1.5	5040	2640	46.81	3	-	R77	DT100LS4
	37.0	1.1	5090	1750	46.29	3	-	R67	DT100LS4
	36.0	2.6	5230	4380	47.58	3	-	R87	DT100LS4
	33.0	1.3	5730	2530	52.07	3	-	R77	DT100LS4
	33.0	2.4	5810	4400	52.82	3	-	R87	DT100LS4
	31.0	2.2	6110	4400	56.84	3	-	R87	DV112M6
	30.0	1.2	6340	2420	57.88	3	-	R77	DT100LS4

NOTES: Consult Assembly Center for additional speed (rpm) selections or dimension pages not listed.  
See page 42 for available mounting options. See page 158 for weights.  
Overhung loads (OHL) are at shaft midpoint.  
See page 121 for index to R gearmotor dimension pages. Dimensions are on page 122 - 150.  
<sup>1)</sup> Prf. = primary reducer Sec. = secondary reducer.

**SEW**  
EURODRIVE

## Apéndice A.11. Propiedades mecánicas de algunos motor-reductores, según SEW Eurodrive.

**Selections  
Gearmotors**

Motor Power P <sub>n</sub> HP	Output Speed n <sub>n</sub> rpm	Service Factor	Torque T <sub>n</sub> lb-in	OHL F <sub>n</sub>	Ratio i	Gear Stages <sup>1)</sup>		Gear	Model Motor
						Pri.	Sec.		
30	19.0	1.2	101700	14700	94.60	3	-	R147	DV180L4
	19.0	1.8	100200	27000	93.19	3	-	R167	DV180L4
	16.0	1.0	117500	14000	109.31	3	-	R147	DV180L4
	16.0	1.4	115500	27000	107.49	3	-	R167	DV180L4
	14.0	1.2	130900	27000	121.81	3	-	R167	DV180L4
	13.0	1.1	150500	27000	139.98	3	-	R167	DV180L4
40	1240.0	2.0	2030	970	1.42	1	-	RX97	DV200L4
	1075.0	1.9	2340	1000	1.64	1	-	RX97	DV200L4
	1030.0	2.5	2450	1250	1.71	1	-	RX107	DV200L4
	900.0	1.8	2800	1040	1.96	1	-	RX97	DV200L4
	900.0	2.4	2800	1280	1.95	1	-	RX107	DV200L4
	786.0	1.7	3210	1060	2.24	1	-	RX97	DV200L4
	764.0	2.2	3300	1330	2.30	1	-	RX107	DV200L4
	687.0	2.0	3790	1360	2.64	1	-	RX107	DV200L4
	666.0	1.4	3790	1050	2.64	1	-	RX97	DV200L4
	602.0	1.3	4190	990	2.92	1	-	RX97	DV200L4
	573.0	1.7	4400	1400	3.07	1	-	RX107	DV200L4
	520.0	1.5	4850	1410	3.38	1	-	RX107	DV200L4
	391.0	2.2	6450	2270	4.50	2	-	R97	DV200L4
	339.0	2.1	7450	2350	5.20	2	-	R97	DV200L4
	302.0	3.2	8950	3080	5.82	2	-	R107	DV200L4
	283.0	1.9	8910	2450	6.21	2	-	R97	DV200L4
	264.0	2.9	9650	3190	6.66	2	-	R107	DV200L4
	247.0	1.8	10200	2530	7.12	2	-	R97	DV200L4
	224.0	2.3	11300	3330	7.86	2	-	R107	DV200L4
	210.0	1.5	12000	2620	8.39	2	-	R97	DV200L4
	206.0	3.1	12300	3320	8.56	2	-	R107	DV200L4
	190.0	1.4	13300	2670	9.29	2	-	R97	DV200L4
	174.0	2.6	14500	3450	10.13	2	-	R107	DV200L4
	163.0	1.2	15500	2610	10.83	2	-	R97	DV200L4
	152.0	2.3	16600	3550	11.59	2	-	R107	DV200L4
	142.0	1.1	17800	2650	12.39	2	-	R97	DV200L4
	129.0	2.0	19600	3660	13.66	2	-	R107	DV200L4
	121.0	3.4	20800	13000	14.51	2	-	R137	DV200L4
	112.0	1.7	22400	3750	15.65	2	-	R107	DV200L4
	105.0	2.9	24100	13300	16.80	2	-	R137	DV200L4
	97.0	1.5	26100	3840	18.21	2	-	R107	DV200L4
	92.0	2.6	27300	13500	19.04	2	-	R137	DV200L4
	88.0	1.3	28800	3890	20.07	2	-	R107	DV200L4
	80.0	2.2	31500	13500	22.00	2	-	R137	DV200L4
	73.0	2.0	34600	13400	24.12	2	-	R137	DV200L4
	63.0	1.7	39800	13300	27.83	3	-	R137	DV200L4

NOTES: Consult Assembly Center for additional speed (rpm) selections or dimension pages not listed.  
See page 42 for available mounting options. See page 156 for weights.  
Overhung loads (OHL) are at shaft midpoint.  
See page 121 for index to R gearmotor dimension pages. Dimensions are on pages 122 - 150.  
<sup>1)</sup> Pri. = primary reducer Sec. = secondary reducer.



**Apéndice A.11. Propiedades mecánicas de algunos motor-reductores, según SEW Eurodrive.**

## Technical Data Weights

Listed below are weights for complete units less oil. Reducer weights less input cover are shown in the Gear Unit chart and combined reducer and motor weights are shown in the Gearmotor chart. For flanged reducers as well as gearmotors add the flange weight shown in the Gear Unit chart (a negative value must be subtracted). For brakemotors add the brake weight listed at the bottom of the Gearmotor chart.

Note: Oil weighs approximately 7.5 lbs/gallon (2 lb/liter). Reference Lubrication Sheet for volume of oil required. All weights in lbs.

Note: All weights listed are approximations based on the heaviest unit of the type listed.

Model	Reducer	Add for RF	Model	DT				DV			
				71	80	90	100	112M	132S	132M	132ML
RX57	20	4	RX57	35	42	57	82	97	108	—	—
RX67	26	9	RX67	42	49	64	88	104	115	165	—
RX77	44	7	RX77	—	—	84	108	121	137	183	203
RX87	77	11	RX87	—	—	—	146	157	170	218	243
RX97	128	15	RX97	—	—	—	—	—	232	276	298
RX107	194	33	RX107	—	—	—	—	—	298	342	364
R17	—	0	R17	20	26	—	—	—	—	—	—
R27	8	0	R27	22	29	44	66	—	—	—	—
R27R17	—	0	R27R17	—	—	—	—	—	—	—	—
R37	21	3	R37	35	42	55	77	—	—	—	—
R37R17	—	3	R37R17	40	—	—	—	—	—	—	—
R47	29	0	R47	44	51	66	90	106	117	—	—
R47R37	53	0	R47R37	—	—	—	—	—	—	—	—
R57	42	7	R57	55	62	79	104	117	128	182	—
R57R37	66	7	R57R37	79	—	—	—	—	—	—	—
R67	55	7	R67	71	77	93	115	130	141	182	—
R67R37	82	7	R67R37	93	—	—	—	—	—	—	—
R77	66	13	R77	84	93	106	130	143	157	203	221
R77R37	93	13	R77R37	106	110	—	—	—	—	—	—
R87	121	16	R87	—	150	163	190	201	214	265	276
R87R57	179	16	R87R57	192	198	212	—	—	—	—	—
R97	209	36	R97	—	243	254	276	298	309	353	375
R97R57	276	36	R97R57	287	298	309	320	—	—	—	—
R107	331	13	R107	—	—	—	408	419	430	474	496
R107R77	430	13	R107R77	441	452	463	496	507	—	—	—
R137	507	55	R137	—	—	—	—	—	650	673	684
R137R77	617	55	R137R77	639	650	662	684	695	717	—	—
R147	783	19	R147	—	—	—	—	—	—	—	970
R147R77	915	19	R147R77	928	937	948	970	981	1003	—	—
R147R87	948	19	R147R87	—	—	992	1025	1036	1047	1091	1103
R167	1323	9	R167	—	—	—	—	—	—	—	—
R167R97	1632	9	R167R97	—	1654	1676	1698	1720	1720	1764	1786
R167R107	1720	9	R167R107	—	—	—	—	—	—	—	—
Add for Brake				6	6	22	22	26	33	53	55
Add for Double Disc Brake				—	—	—	—	—	—	—	—

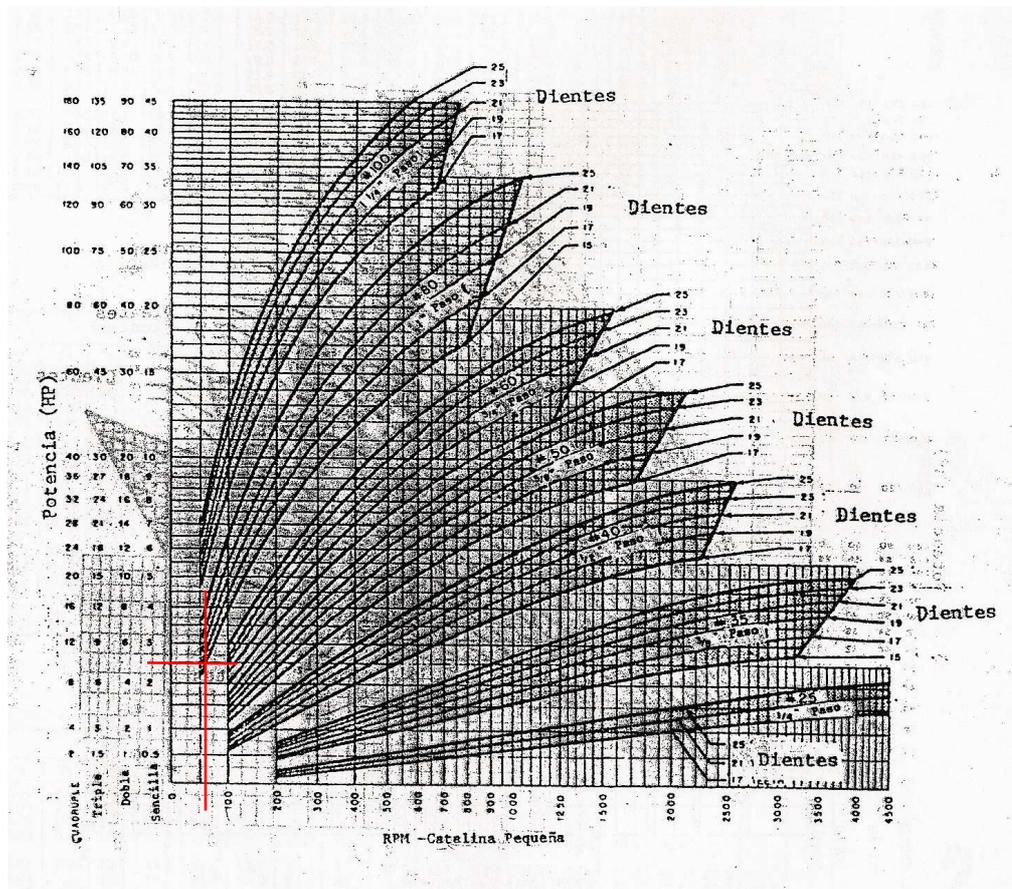


### Apéndice A.11. Propiedades mecánicas de algunos motor-reductores, según SEW Eurodrive.

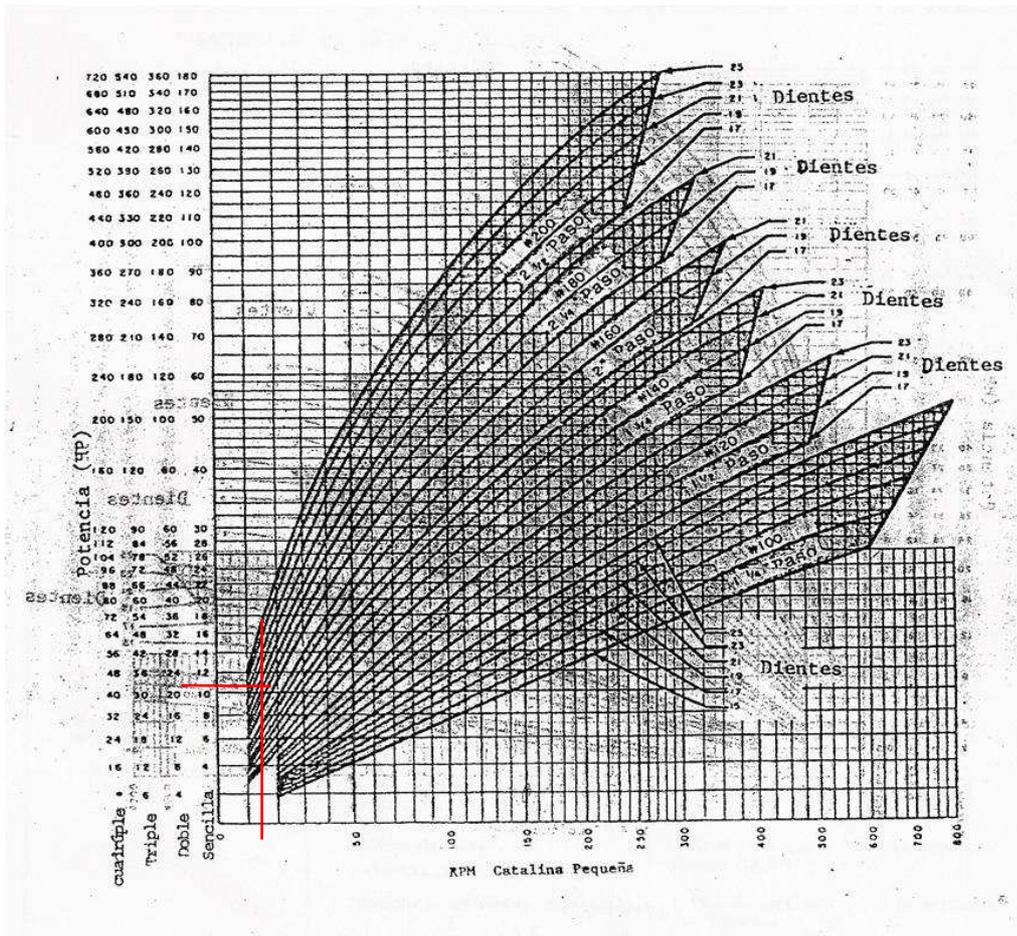
Clasificación de la Carga	Tipo de carga	Factor de Servicio	
		10-Ha Day	24-Ha Day
A	Uniforme	1.0	1.2
B	Choque moderado	1.2	1.4
C	Choque fuerte	1.4	1.7

Clase A -Carga Uniforme	Clase B-Carga Moderada	Clase C-Carga de choque fuerte
<p>Agitadoras-Líquidos puros.</p> <p>Transportadores-Cargados llenados uniformemente.</p> <p>Ventiladores - Centrífugos de diámetro pequeño.</p> <p>Máquinas - Aquellos que trabajan con cargas constantes.</p> <p>Cedazos rotativos llenados uniformemente.</p>	<p>Maquinarias para amasar arcilla</p> <p>Transportadores servicio pesado y no uniforme.</p> <p>Grúas y montacargas Servicio medio pesado.</p> <p>Dragas Quays, Tambores y transportadores.</p> <p>Industria de alimento - Rebana-doras de remolachas- Mezcladora de Pastas.</p> <p>Molinos de carne.</p> <p>Industria de Lavandería-Levadores</p> <p>Máquinas herramientas -auxiliares</p> <p>Támbicos - Rotativos (Piedras o gravas)</p> <p>Industria Textil - Calandrias Máquinas teñidas</p> <p>Planchadoras, Hiladoras</p> <p>Toda máquina que trabaja con carga constante y moderada. Clase C.</p>	<p>Maquinaria para arcillas - Prensa para ladrillos.</p> <p>Transportadores Reversibles y con sacudidas.</p> <p>Grúas y montacargas Servicio pesado.</p> <p>Dragas Máquinas de servicio pesado</p> <p>Molinos de martillo.</p> <p>Máquina herramientas Punzadoras. Cizalladoras. Cepilladoras.</p> <p>Toda máquina que trabaja con impacto y cargas visibles.</p> <p>Taller de metales - Banco de estruñido -cortadora.</p> <p>Molinos - Rotativos de bolas.</p> <p>-Bancos de oserto.</p> <p>Industria de papel Mezcladoras.</p> <p>Calandrias, prensas.</p> <p>Industria Textil - Máquina para cardar.</p>

**Apéndice A.12.** Factores de servicio para selección de cadenas.



Apéndice A.13. Tabla de capacidad de potencia para selección de cadenas.



Apéndice A.13. Tabla de capacidad de potencia para selección de cadenas.

### HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 80 — 1" PITCH

No. of Teeth Small Spklt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
	25	30	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
11	0.97	1.80	3.36	6.28	9.04	11.7	14.3	19.4	23.0	27.8	31.9	36.3	41.0	45.9	51.0	56.2	61.5	67.0	72.6	78.3	84.1	90.0	96.0	102.0	108.0	114.0	120.0	126.0	132.0	138.0	144.0	150.0	156.0	162.0	168.0	174.0	180.0	186.0	192.0	198.0	204.0	210.0	216.0	222.0	228.0	234.0	240.0	246.0	252.0	258.0	264.0	270.0	276.0	282.0	288.0	294.0	300.0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																		
12	1.06	1.98	3.70	6.89	9.93	12.9	15.7	21.3	25.2	30.2	34.5	39.0	43.6	48.3	53.1	58.0	63.0	68.0	73.0	78.0	83.0	88.0	93.0	98.0	103.0	108.0	113.0	118.0	123.0	128.0	133.0	138.0	143.0	148.0	153.0	158.0	163.0	168.0	173.0	178.0	183.0	188.0	193.0	198.0	203.0	208.0	213.0	218.0	223.0	228.0	233.0	238.0	243.0	248.0	253.0	258.0	263.0	268.0	273.0	278.0	283.0	288.0	293.0	298.0	303.0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
13	1.16	2.16	4.03	7.51	10.8	14.0	17.1	23.2	29.1	35.2	41.4	47.7	54.1	60.6	67.1	73.7	80.3	87.0	93.7	100.4	107.1	113.8	120.5	127.2	133.9	140.6	147.3	154.0	160.7	167.4	174.1	180.8	187.5	194.2	200.9	207.6	214.3	221.0	227.7	234.4	241.1	247.8	254.5	261.2	267.9	274.6	281.3	288.0	294.7	301.4	308.1	314.8	321.5	328.2	334.9	341.6	348.3	355.0	361.7	368.4	375.1	381.8	388.5	395.2	401.9	408.6	415.3	422.0	428.7	435.4	442.1	448.8	455.5	462.2	468.9	475.6	482.3	489.0	495.7	502.4	509.1	515.8	522.5	529.2	535.9	542.6	549.3	556.0	562.7	569.4	576.1	582.8	589.5	596.2	602.9	609.6	616.3	623.0	629.7	636.4	643.1	649.8	656.5	663.2	669.9	676.6	683.3	690.0	696.7	703.4	710.1	716.8	723.5	730.2	736.9	743.6	750.3	757.0	763.7	770.4	777.1	783.8	790.5	797.2	803.9	810.6	817.3	824.0	830.7	837.4	844.1	850.8	857.5	864.2	870.9	877.6	884.3	891.0	897.7	904.4	911.1	917.8	924.5	931.2	937.9	944.6	951.3	958.0	964.7	971.4	978.1	984.8	991.5	998.2	1004.9	1011.6	1018.3	1025.0	1031.7	1038.4	1045.1	1051.8	1058.5	1065.2	1071.9	1078.6	1085.3	1092.0	1098.7	1105.4	1112.1	1118.8	1125.5	1132.2	1138.9	1145.6	1152.3	1159.0	1165.7	1172.4	1179.1	1185.8	1192.5	1199.2	1205.9	1212.6	1219.3	1226.0	1232.7	1239.4	1246.1	1252.8	1259.5	1266.2	1272.9	1279.6	1286.3	1293.0	1299.7	1306.4	1313.1	1319.8	1326.5	1333.2	1339.9	1346.6	1353.3	1360.0	1366.7	1373.4	1380.1	1386.8	1393.5	1400.2	1406.9	1413.6	1420.3	1427.0	1433.7	1440.4	1447.1	1453.8	1460.5	1467.2	1473.9	1480.6	1487.3	1494.0	1500.7	1507.4	1514.1	1520.8	1527.5	1534.2	1540.9	1547.6	1554.3	1561.0	1567.7	1574.4	1581.1	1587.8	1594.5	1601.2	1607.9	1614.6	1621.3	1628.0	1634.7	1641.4	1648.1	1654.8	1661.5	1668.2	1674.9	1681.6	1688.3	1695.0	1701.7	1708.4	1715.1	1721.8	1728.5	1735.2	1741.9	1748.6	1755.3	1762.0	1768.7	1775.4	1782.1	1788.8	1795.5	1802.2	1808.9	1815.6	1822.3	1829.0	1835.7	1842.4	1849.1	1855.8	1862.5	1869.2	1875.9	1882.6	1889.3	1896.0	1902.7	1909.4	1916.1	1922.8	1929.5	1936.2	1942.9	1949.6	1956.3	1963.0	1969.7	1976.4	1983.1	1989.8	1996.5	2003.2	2009.9	2016.6	2023.3	2030.0	2036.7	2043.4	2050.1	2056.8	2063.5	2070.2	2076.9	2083.6	2090.3	2097.0	2103.7	2110.4	2117.1	2123.8	2130.5	2137.2	2143.9	2150.6	2157.3	2164.0	2170.7	2177.4	2184.1	2190.8	2197.5	2204.2	2210.9	2217.6	2224.3	2231.0	2237.7	2244.4	2251.1	2257.8	2264.5	2271.2	2277.9	2284.6	2291.3	2298.0	2304.7	2311.4	2318.1	2324.8	2331.5	2338.2	2344.9	2351.6	2358.3	2365.0	2371.7	2378.4	2385.1	2391.8	2398.5	2405.2	2411.9	2418.6	2425.3	2432.0	2438.7	2445.4	2452.1	2458.8	2465.5	2472.2	2478.9	2485.6	2492.3	2499.0	2505.7	2512.4	2519.1	2525.8	2532.5	2539.2	2545.9	2552.6	2559.3	2566.0	2572.7	2579.4	2586.1	2592.8	2599.5	2606.2	2612.9	2619.6	2626.3	2633.0	2639.7	2646.4	2653.1	2659.8	2666.5	2673.2	2679.9	2686.6	2693.3	2700.0	2706.7	2713.4	2720.1	2726.8	2733.5	2740.2	2746.9	2753.6	2760.3	2767.0	2773.7	2780.4	2787.1	2793.8	2800.5	2807.2	2813.9	2820.6	2827.3	2834.0	2840.7	2847.4	2854.1	2860.8	2867.5	2874.2	2880.9	2887.6	2894.3	2901.0	2907.7	2914.4	2921.1	2927.8	2934.5	2941.2	2947.9	2954.6	2961.3	2968.0	2974.7	2981.4	2988.1	2994.8	3001.5	3008.2	3014.9	3021.6	3028.3	3035.0	3041.7	3048.4	3055.1	3061.8	3068.5	3075.2	3081.9	3088.6	3095.3	3102.0	3108.7	3115.4	3122.1	3128.8	3135.5	3142.2	3148.9	3155.6	3162.3	3169.0	3175.7	3182.4	3189.1	3195.8	3202.5	3209.2	3215.9	3222.6	3229.3	3236.0	3242.7	3249.4	3256.1	3262.8	3269.5	3276.2	3282.9	3289.6	3296.3	3303.0	3309.7	3316.4	3323.1	3329.8	3336.5	3343.2	3349.9	3356.6	3363.3	3370.0	3376.7	3383.4	3390.1	3396.8	3403.5	3410.2	3416.9	3423.6	3430.3	3437.0	3443.7	3450.4	3457.1	3463.8	3470.5	3477.2	3483.9	3490.6	3497.3	3504.0	3510.7	3517.4	3524.1	3530.8	3537.5	3544.2	3550.9	3557.6	3564.3	3571.0	3577.7	3584.4	3591.1	3597.8	3604.5	3611.2	3617.9	3624.6	3631.3	3638.0	3644.7	3651.4	3658.1	3664.8	3671.5	3678.2	3684.9	3691.6	3698.3	3705.0	3711.7	3718.4	3725.1	3731.8	3738.5	3745.2	3751.9	3758.6	3765.3	3772.0	3778.7	3785.4	3792.1	3798.8	3805.5	3812.2	3818.9	3825.6	3832.3	3839.0	3845.7	3852.4	3859.1	3865.8	3872.5	3879.2	3885.9	3892.6	3899.3	3906.0	3912.7	3919.4	3926.1	3932.8	3939.5	3946.2	3952.9	3959.6	3966.3	3973.0	3979.7	3986.4	3993.1	4000.0	4006.7	4013.4	4020.1	4026.8	4033.5	4040.2	4046.9	4053.6	4060.3	4067.0	4073.7	4080.4	4087.1	4093.8	4100.5	4107.2	4113.9	4120.6	4127.3	4134.0	4140.7	4147.4	4154.1	4160.8	4167.5	4174.2	4180.9	4187.6	4194.3	4201.0	4207.7	4214.4	4221.1	4227.8	4234.5	4241.2	4247.9	4254.6	4261.3	4268.0	4274.7	4281.4	4288.1	4294.8	4301.5	4308.2	4314.9	4321.6	4328.3	4335.0	4341.7	4348.4	4355.1	4361.8	4368.5	4375.2	4381.9	4388.6	4395.3	4402.0	4408.7	4415.4	4422.1	4428.8	4435.5	4442.2	4448.9	4455.6	4462.3	4469.0	4475.7	4482.4	4489.1	4495.8	4502.5	4509.2	4515.9	4522.6	4529.3	4536.0	4542.7	4549.4	4556.1	4562.8	4569.5	4576.2	4582.9	4589.6	4596.3	4603.0	4609.7	4616.4	4623.1	4629.8	4636.5	4643.2	4649.9	4656.6	4663.3	4670.0	4676.7	4683.4	4690.1	4696.8	4703.5	4710.2	4716.9	4723.6	4730.3	4737.0	4743.7	4750.4	4757.1	4763.8	4770.5	4777.2	4783.9	4790.6	4797.3	4804.0	4810.7	4817.4	4824.1	4830.8	4837.5	4844.2	4850.9	4857.6	4864.3	4871.0	4877.7	4884.4	4891.1	4897.8	4904.5	4911.2	4917.9	4924.6	4931.3	4938.0	4944.7	4951.4	4958.1	4964.8	4971.5	4978.2	4984.9	4991.6	4998.3	5005.0	5011.7	5018.4	5025.1	5031.8	5038.5	5045.2	5051.9	5058.6	5065.3	5072.0	5078.7	5085.4	5092.1	5098.8	5105.5	5112.2	5118.9	5125.6	5132.3	5139.0	5145.7	5152.4	5159.1	5165.8	5172.5	5179.2	5185.9	5192.6	5199.3	5206.0	5212.7	5219.4	5226.1	5232.8	5239.5	5246.2	5252.9	5259.6	5266.3	5273.0	5279.7	5286.4	5293.1	5299.8	5306.5	5313.2	5319.9	5326.6	5333.3	5340.0	5346.7	5353.4	5360.1	5366.8	5373.5	5380.2	5386.9	5393.6	5400.3	5407.0	5413.7	5420.4	5427.1	5433.8	5440.5	5447.2	5453.9	5460.6	5467.3	5474.0	5480.7	5487.4	5494.1	5500.8	5507.5	5514.2	5520.9	5527.6	5534.3	5541.0	5547.7	5554.4	5561.1	5567.8	5574.5	5581.2	5587.9	5594.6	5601.3	5608.0	5614.7	5621.4	5628.1	5634.8	5641.5	5648.2	5654.9	5661.6	5668.3	5675.0	5681.7	5688.4	5695.1	5701.8	5708.5	5715.2	5721.9	5728.6	5735.3	5742.0	5748.7	5755.4	5762.1	5768.8	5775.5	5782.2	5788.9	5795.6	5802.3	5809.0	5815.7	5822.4	5829.1	5835.8	5842.5	5849.2	5855.9	5862.6	5869.3	5876.0	5882.7	5889.4	5896.1	5902.8	5909.5	5916.2	5922.9	5929.6	5936.3	5943.0	5949.7	5956.4	5963.1	5969.8	5976.5	5983.2	5989.9	5996.6	6003.3	6010.0	6016.7	6023.4	6030.1	6036.8	6043.5	6050.2	6056.9	6063.6	6070.3	6077.0	6083.7	6090.4	6097.1	6103.8	6110.5	6117.2	6123.9	6130.6	6137.3	6144.0	6150.7	6157.4	6164.1	6170.8	6177.5	6184.2	6190.9	6197.6	6204.3	6211.0	6217.7	6224.4	6231.1	6237.8	6244.5	6251.2	6257.9	6264.6	6271.3	6278.0	6284.7	6291.4	6298.1	6304.8	6311.5	6318.2	6324.9	6331.6	6338.3	6345.0	6351.7	6358.4	6365.1	6371.8	6378.5	6385.2	6391.9	6398.6	6405.3	6412.0	6418.7	6425.4	6432.1	6438.8	6445.5	6452.2	6458.9	6465.6	6472.3	6479.0	6485.7	6492.4	6499.1	6505.8	6512.5	6519.2	6525.9	6532.6	6539.3	6546.0	6552.7	6559.4	6566.1	6572.8	6579.5	6586.2	6592.9	6599.6	6606.3	6613.0	6619.7	6626.4	6633.1	6639.8	6646.5	6653.2	6659.9	6666.6	6673.3	6680.0	6686



**Blickle**  
Ruedas+Horquillas

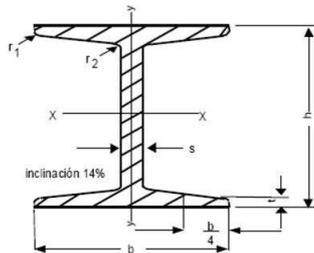
De acero especial, superficie de desplazamiento ascendente hacia el eje 3°, con capacidad de carga extremadamente alta, muy alta resistencia a la abrasión, muy baja resistencia a la rodadura, con cojinete a bolas, superficie ligeramente aceitada.  
Descripción detallada: Página 51

### Ruedas con pestaña

Referencia	Ø rueda sin pestaña (D) [mm]	Ø rueda incl. pestaña (D1) [mm]	Ancho rueda incl. pestaña (T2) [mm]	Ancho banda rodadura sin pestaña (T3) [mm]	Capacidad de carga [kg]	Tipo de eje	Ø eje (d) [mm]	Largo de cubo (Tt) [mm]
SPKVS 50K	50	62	40	30	500	Coj. a bolas	15	40
SPKVS 75K	75	100	40	30	800	Coj. a bolas	20	40
SPKVS 100K	100	125	50	40	1200	Coj. a bolas	25	50
SPKVS 125K	125	150	50	40	1500	Coj. a bolas	25	50
SPKVS 150K	150	180	60	48	2000	Coj. a bolas	30	60
SPKVS 200K	200	240	60	48	2500	Coj. a bolas	35	60
SPKVS 250K	250	290	75	60	4000	Coj. a bolas	45	75
SPKVS 300K	300	345	90	72	7000	Coj. a bolas	60	90

Apéndice A.15. Ficha técnica de la rueda seleccionada, catalogo Blickle.

## VIGAS IPN



### DIMENSIONES

h: Altura  
b: Ancho del ala  
s: Espesor del alma  
t: Espesor del ala  
r: Angulo

### CATALOGO DE PRODUCTOS



### MOMENTO RESPECTO A LOS EJES

I = Momento de Inercia.  
S = Momento de Resistencia  
R = Radio de Inercia, siempre referido al eje De reflexión correspondiente.

Longitud de 12 metros

Calidad ⇒ COVENIN 1149:2005  
⇒ ASTM - A - 36.  
⇒ ST - 37 - 2.

IPN (I)	DIMENSIONES (mm)						AREA cm <sup>2</sup>	PESO kg/m	MOMENTO RESPECTO A LOS EJES					
	h	b	s	t	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>			EJE X - X			EJE Y - Y		
									I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	S <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	R <sub>x</sub> cm	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	S <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	R <sub>y</sub> cm
60	60	3.6	5.3	-	-	-	5.35	4.2	30.4	10.1	2.38	3.04	1.79	0.75
80	80	4.2	4.2	5.9	3.9	2.3	7.77	6.10	78.40	19.6	3.18	6.29	2.99	0.90
100	100	5.0	4.5	6.8	4.5	2.7	10.60	8.34	171.00	34.2	4.01	12.2	4.88	1.07
120	120	5.8	5.1	7.7	5.1	3.1	14.20	11.10	328.00	54.7	4.81	21.5	7.41	1.23
140	140	6.6	5.7	8.6	5.7	3.4	18.20	14.30	573.00	81.9	5.61	35.2	10.7	1.40

**Apéndice A.16.** Ficha técnica de vigas IPN estándar.

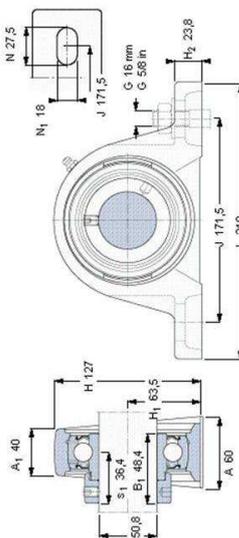
Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos estacionarios	
	No silencioso		normal		muy silencioso			
	Rod. de bolas	Rod. De rodillos	Rod. de bolas	Rod. De rodillos	Rod. de bolas	Rod. De rodillos	Rod. de bolas	Rod. De rodillos
Suave sin vibraciones	0.5	1	1	1.5	2	3	0.4	0.8
Normal	0.5	1	1	1.5	2	3.5	0.5	1
Cargas de choque	>1.5	>2.5	>1.5	>3	>2	>4	>1	>4

**Apéndice A.17.** Factor de carga estática para rodamientos, según catalogo SKF.

**SKF**

**Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, anillo de fijación excéntrico, rodamientos en pulgadas**

Dimensiones		Capacidades de carga		Velocidad		Masa		Designaciones			
d	A	H	H <sub>1</sub>	L	C	C <sub>0</sub>	C	límite	Unidad de rodamiento	Soporte	Rodamiento
mm					kN		kg	con eje de tolerancia h6			
50,8	60	127	63,5	219	43,6	29	3,75	3600	SY 2. FM	SY 511 U	YET 211-200

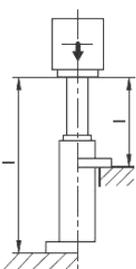
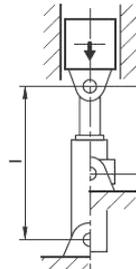
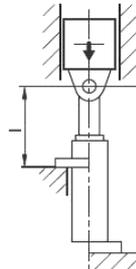
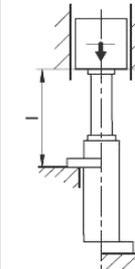


**Prisionero**  
 Per de epiteo recomendado, Nm  
 Tamaño de la llave hexagonal, mm

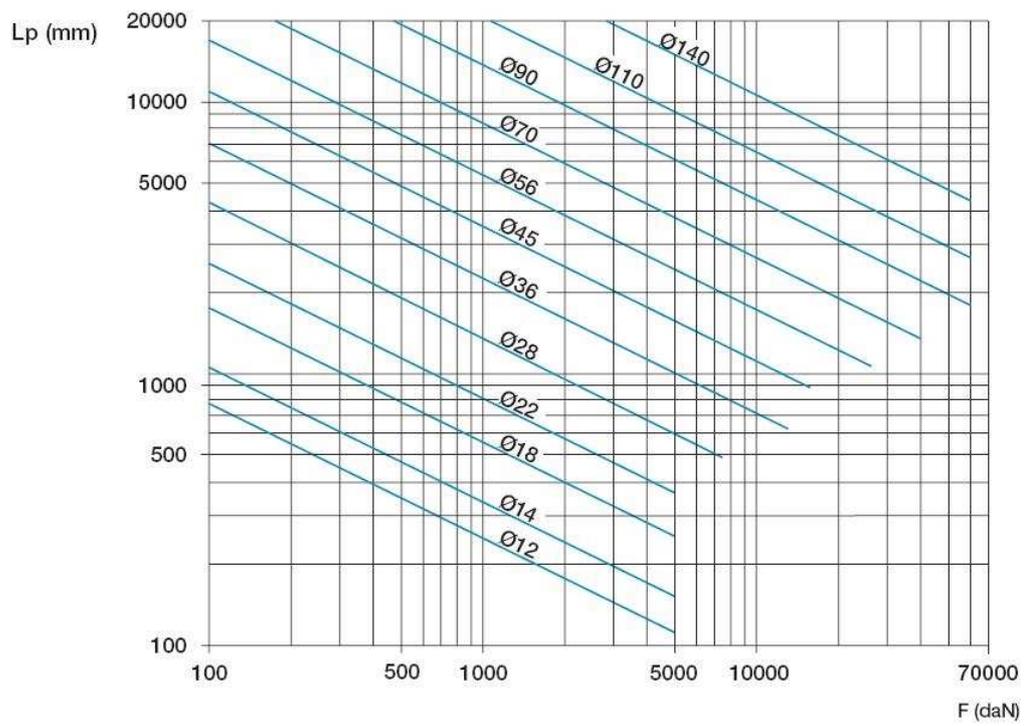
7/16-24x7/16  
 26,5  
 5,55625

**Apéndice A.18.** Ficha técnica de la chumacera seleccionada, según catalogo SKF.

# *APÉNDICE C*

SOLICITACIONES SEGUN EULER STRESS IN ACCORDANCE WITH EULER							
SITUACION MONTAJE DEL CILINDRO CYLINDER SUPPORT LOCATION		CASO 1 CASE 1	CASO 2 CASE 2	CASO 3 CASE 3	CASO 4 CASE 4		
							
EJEMPLO EXAMPLE		Un extremo libre, un extremo fijo. <i>One free end, one fixed end.</i>	Dos extremos articulados. <i>Two articulated ends.</i>	Un extremo articulado, un extremo fijo. <i>One articulated end, one fixed end.</i>	Dos extremos fijos. <i>Two fixed ends.</i>		
MONTAJE MTG. STYLE		ME5, ME6, MS2, MX1, MX2, MX3	MP1, MP3, MP5, MT1, MT2, MT4	ME5, ME6, MS2, MX1, MX2, MX3	ME5, ME6, MS2, MX1, MX2, MX3		
SOLUCION SOLUTION		$L_p = 2 \cdot l$	$L_p = l$	$L_p = 0,7 \cdot l$	$L_p = 0,5 \cdot l$		
l : longitud extendida del vástago. <i>Rod extended length</i>							

**Apéndice C.1.** Longitudes equivalentes para selección de cilindros hidráulicos colocados verticalmente.



**Apéndice C.2.** Grafico de diámetros de vástago para evitar pandeo.

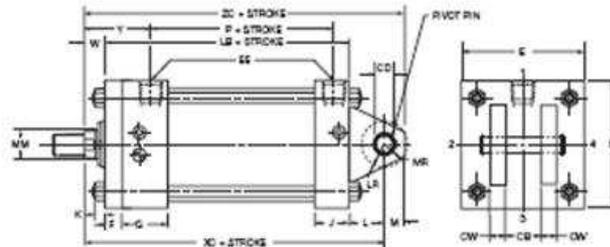
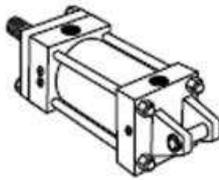
Ø	Conexiones standard / Standard ports				Conexiones mayores / Oversize ports			
	Conexión BSP/G Port size BSP/G	Ø interior tubería Bore of lines	Caudal entrada culata a 5 m/s Cap end flow 5 m/s	Velocidad pistón m/s Piston speed m/s	Conexión BSP/G Port size BSP/G	Ø interior tubería Bore of lines	Caudal entrada culata a 5 m/s Cap end flow 5 m/s	Velocidad pistón m/s Piston speed m/s
25	1 / 4"	7	11,5	0,39	3 / 8"	10	23,5	0,8
32	1 / 4"	7	11,5	0,24	3 / 8"	10	23,5	0,48
38	3 / 8"	10	23,5	0,31	1 / 2"	13	40	0,53
50	1 / 2"	13	40	0,34	3 / 4"	15	53	0,45
63	1 / 2"	13	40	0,21	3 / 4"	15	53	0,28
82	1 / 2"	15	53	0,18	1"	19	85	0,28
100	3 / 4"	15	53	0,11	1"	19	85	0,18
125	1"	19	85	0,12	1 - 1 / 4"	24	136	0,18
160	1"	19	85	0,07	1 - 1 / 4"	24	136	0,11
200	1 - 1 / 4"	24	136	0,07	1 - 1 / 2"	30	212	0,11

**Apéndice C.3.** Tabla de caudales y velocidades recomendados para cilindros hidráulicos.

**Clevis Mountings  
1" to 6" Bore Sizes**

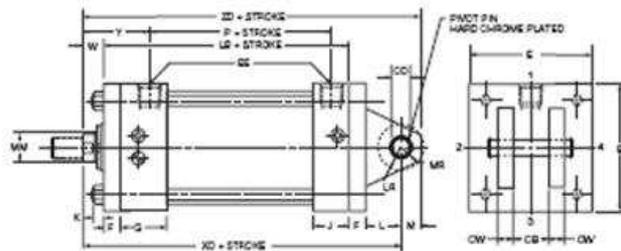
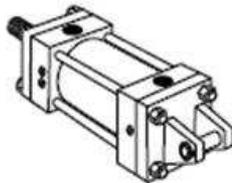
**Series 3L  
Medium Duty Hydraulic Cylinders**

**Cap Fixed Clevis  
Style BB  
(NFPA Style MP1)**



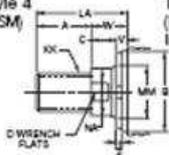
The 1", 4", 5" and 6" bore sizes have the rod nuts at both ends as shown. The rods thread into cap on all other sizes.

**Cap Detachable Clevis  
Style BC  
(NFPA Style MP2)**

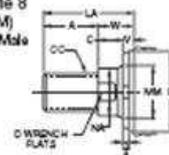


**Rod End Dimensions—see table 2**

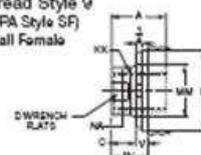
**Thread Style 4  
(NFPA Style SM)  
Small Male**



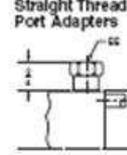
**Thread Style 8  
(NFPA Style IM)  
Intermediate Male**



**Thread Style 9  
(NFPA Style SF)  
Small Female**



**Straight Thread  
Port Adapters**



A high strength rod end stud is supplied on thread style 4 through 2" diameter rods and on thread style 5 through 1 1/2" diameter rods. Larger sizes or special rod ends are cut threads. Style 4 rod ends are recommended when the workpiece is secured against the rod shoulder. When the workpiece is

not shouldered, style 4 rod ends are recommended through 2" piston rod diameters and style 5 rod ends are recommended on larger diameters. Use style 9 for applications where female rod end threads are required. If rod end is not specified, style 4 will be supplied.

**"Specials" Thread Style 3**

To order, specify "Style 3" and give desired dimensions for CC or KK, A and LA. If otherwise special, furnish dimensional sketch.

**For additional information – call your local Parker Cylinder Distributor.**

# Series 3L Medium Duty Hydraulic Cylinders

Clevis Mountings  
1" to 6" Bore Sizes

Table 1—Envelope and Mounting Dimensions

Bore	CB	+0.000 CD* -0.002	CW	EE		F	G	J	K	L	LR	M	MR	Add Stroke	
				NPT/SAE*	SAE*									LB	P
1	*	.441*	*	1/2	1/2	3/8	1 1/2	1	3/8	1 1/2	1 1/2	7/8	1 1/2	3 1/2	2 1/2
1 1/2	3/4	.501	1 1/2	2 1/2	3/8	3/8	1 1/2	1	3/4	3/4	3/4	1 1/2	5/8	4	2 1/4
2	3/4	.501	1 1/2	2 1/2	3/8	3/8	1 1/2	1	3/4	3/4	3/4	1 1/2	5/8	4	2 1/4
2 1/2	3/4	.501	1 1/2	3	3/8	3/8	1 1/2	1	3/4	3/4	3/4	1 1/2	5/8	4 1/2	2 3/4
3 1/4	1 1/4	.751	3/2	3 1/2	1/2	1/2	1 1/2	1 1/4	3/4	1 1/4	1	3/4	1 1/2	4 1/2	2 3/4
4	1 1/4	.751	3/2	4 1/2	1/2	1/2	1 1/2	1 1/4	3/4	1 1/4	1	3/4	1 1/2	4 1/2	2 3/4
5	1 1/4	.751	3/2	5 1/2	1/2	1/2	1 1/2	1 1/4	3/4	1 1/4	1	3/4	1 1/2	5 1/2	2 7/8
6	1 1/2	1.001	3/4	6 1/2	3/4	1/2	2	1 1/2	7/8	1 1/2	1 1/4	1	1 1/2	5 3/4	3 1/8

\*NPT ports will be furnished as standard unless SAE straight thread ports are specified.  
 \*SAE straight thread ports are indicated by port number.  
 ‡ Cushion adjusting needle valve for 1" bore projects beyond side of head and cap.  
 † On 1", 1 1/2", 2" and 2 1/2" bore sizes, the head end (ch) pipe thread is not full depth on cylinders with No. 2 load. Minimum of 3 full threads available.  
 ‡ 1" bore 3L heads are rectangular — see page 20.  
 † Straight thread ports on 1 1/2" bore cap end, and head and with CD06 2 rod, require an adapter fitting. (See "Straight Thread Port Adapter" drawing on opposite page.) Adapters are furnished as standard.  
 \* In 1" bore size model only, a single load eye mounting lug 7/16" thick, is used. Dimension CD [441] is hole diameter; pin set furnished.

Table 2—Rod Dimensions

Bore	Rod No.	Rod Dia. MM	Thread		Rod Extensions and Pilot Dimensions										Add Stroke			
			Style 6 CC	Style 4 & 9 KK	A	B	C	D	LA	NA	V	W	Y	XC	XD	ZC	ZD	
1	1 (Std.)	1/2	7/8-20	7/8-20	3/8	.900	3/8	3/8	1 1/4	7/8	1/4	3/8	1 1/2	5	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
	2	5/8	7/8-20	7/8-20	3/8	1.124	3/8	3/8	1 1/2	1 1/2	1/4	3/8	1 1/2	5	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
1 1/2	1 (Std.)	3/4	7/8-20	7/8-20	3/8	1.124	3/8	3/8	1 1/2	1 1/2	1/4	3/8	1 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
	2	7/8	7/8-20	7/8-20	3/8	1.400	3/8	3/8	2 1/2	1 1/2	1/4	3/8	2 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
2	1 (Std.)	1 1/2	7/8-20	7/8-20	3/8	1.124	3/8	3/8	1 1/2	1 1/2	1/4	3/8	1 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
	2	1 1/2	1 1/4-12	1-14	1 1/2	1.900	3/8	1 1/2	2 1/2	1 1/2	1/4	3/8	2 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
2 1/2	1 (Std.)	1	7/8-20	7/8-20	3/8	1.124	3/8	3/8	1 1/2	1 1/2	1/4	3/8	1 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
	2	1 1/4	1 1/4-12	1-14	1 1/2	1.900	3/8	1 1/2	2 1/2	1 1/2	1/4	3/8	2 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
3 1/4	1 (Std.)	1	7/8-20	7/8-20	3/8	1.124	3/8	3/8	1 1/2	1 1/2	1/4	3/8	1 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
	2	1 1/4	1 1/4-12	1-14	1 1/2	1.900	3/8	1 1/2	2 1/2	1 1/2	1/4	3/8	2 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
4	1 (Std.)	1 1/2	1 1/4-12	1-14	1 1/2	1.900	3/8	1 1/2	2 1/2	1 1/2	1/4	3/8	2 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
	2	1 3/4	1 1/4-12	1-14	1 1/2	2.374	3/8	1 1/2	3 1/2	1 1/2	1/4	3/8	2 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
5	1 (Std.)	1 3/4	1 1/4-12	1-14	1 1/2	1.900	3/8	1 1/2	2 1/2	1 1/2	1/4	3/8	2 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
	2	2 1/4	1 1/4-12	1-14	1 1/2	2.374	3/8	1 1/2	3 1/2	1 1/2	1/4	3/8	2 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
6	1 (Std.)	1 3/4	1 1/4-12	1-14	1 1/2	1.900	3/8	1 1/2	2 1/2	1 1/2	1/4	3/8	2 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	
	2	2 1/4	1 1/4-12	1-14	1 1/2	2.374	3/8	1 1/2	3 1/2	1 1/2	1/4	3/8	2 1/2	5 1/2	5 1/2	5 7/8	5 13/16	

For Cylinder Division Plant Locations – See Page II.



Apéndice C.4. Dimensiones y propiedades mecánicas de los cilindros hidráulicos seleccionados, según Parker.



# Series 3L Medium Duty Hydraulic Cylinders

Cylinder  
Accessories

	Female Rod Clevis Part Number																		
	61221*	50940	50941	50942	13326	50943	50944	13328	50945	13329	50946	50947	50948	50949	50950	50951	50952	50953	50954
A	1 1/2	3/4	3/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2 1/4	3	3	3 1/2	3 1/2	3 1/2	3 1/2	4	4
CB	1 1/2	3/4	3/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	3	3	3	4	4 1/2	4 1/2
CD	3/4	1/2	1/2	3/4	3/4	1	1	1	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4
CE	2 1/4	1 1/2	1 1/2	2 1/2	2 1/2	2 3/4	2 3/4	2 3/4	3 1/4	3 1/4	4 1/2	4 1/2	5 1/2	5 1/2	6 1/2	6 1/2	7 1/2	8 1/2	8 1/2
CW	1 1/2	1/2	1/2	1 1/2	1 1/2	3/4	3/4	3/4	1	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	2	2 1/4	2 1/4
ER	1 1/2	1/2	1/2	3/4	3/4	1	1	1	1 1/8	1 1/8	1 1/4	2	2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	3 1/2	4	4
KK	1 1/2-24	1 1/2-20	1 1/2-20	3/4-16	3/4-16	1 1/2-14	1-14	1-14	1 1/2-12	1 1/2-12	1 1/2-12	1 1/2-12	1 1/2-12	1 1/2-12	2 1/2-12	2 1/2-12	2 1/2-12	3 1/2-12	3 1/2-12
Load Capacity (Lbs.)	2600	4250	4900	11200	11200	16800	19500	19500	33500	33500	45600	65900	65900	98200	98200	98200	156700	223200	223200

	Knuckle Part Number																	
	74075	69089	69090	69091	69092	69093	69094	69095	69096	69097	69098	69099	69100	73636	73437	73438	73439	
A	3/4	3/4	3/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2 1/4	2 1/4	3	3 1/2	3 1/2	3 1/2	4 1/2	5	5 1/2	5 1/2	
CA	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 1/2	2 1/2	2 3/4	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6 1/2	6 1/2	7 1/2	7 1/2	8 1/2	8 1/2	
CB	7/16	3/4	3/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	3	3	3 1/2	4	4	4 1/2	5	
CD	7/16	1/2	1/2	3/4	1	1	1 1/4	1 1/4	2	2	2 1/2	3	3	3 1/2	3 1/2	4	4	
ER	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	3 1/2	4 1/4	4 1/4	4 1/2	4 1/2	5 1/2	5 1/2	
KK	1 1/2-24	1 1/2-20	1 1/2-20	3/4-16	3/4-16	1-14	1 1/4-12	1 1/2-12	1 1/4-12	1 1/2-12	1 1/2-12	2 1/2-12	2 1/2-12	2 1/2-12	3 1/2-12	3 1/2-12	4-12	4 1/2-12
Load Capacity (Lbs.)	3300	5000	5700	12100	13000	21700	33500	45000	53500	75000	98700	110000	123300	161300	217300	273900	308500	

	Clevis Bracket for Knuckle Part Number															
	74075	69205	69206	69207	69208	69209	69210	69211	69212	69213	73542	73543	73544			
CB	1 1/2	3/4	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	2 1/2	3	3	3 1/2	4	4 1/2	5			
CD	7/16	1/2	3/4	1	1 1/8	1 1/4	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4	4			
CW	3/4	1/2	5/8	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2	2	2			
DD	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 1/2	2 1/2			
E	2 1/4	3 1/2	5	6 1/2	7 1/2	9 1/2	12 1/4	12 1/4	12 1/4	12 1/4	15 1/2	17 1/2	17 1/2			
F	3/4	1/2	5/8	3/4	7/8	7/8	1	1	1	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8			
FL	1	1 1/2	1 1/2	2 1/4	3	3 1/2	4 1/4	4 1/2	6	6	6 1/2	7 1/2	7 1/2			
LR	3/4	3/4	1 1/4	1 1/2	2	2 1/4	3 1/2	3 1/2	4 1/4	4 1/4	5	5 1/4	5 1/4			
M	3/4	1/2	3/4	1	1 1/8	1 1/4	2 1/4	2 1/2	3	3	3 1/2	4	4			
MR	1 1/2	1 1/2	2 1/2	1 1/4	1 1/2	2 1/2	2 1/2	3 1/2	3 1/2	3 1/2	4 1/2	4 1/2	4 1/2			
H	1.75	2.55	3.82	4.95	5.73	7.50	9.40	9.40	9.40	9.40	12.00	13.75	13.75			
Load Capacity (Lbs.)	3600	7300	14000	10200	36000	34000	33000	34000	33900	36900	63500	102600	108400			

	Eye Bracket and Mounting Plate Part Number										
	74077	69195	69196	69361*	69198	69362*	69363*	69364*	69365*	73538	73539
CB	3/4	3/4	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	2 1/2	3	3	4	4 1/2
CD	3/4	1/2	3/4	1	1 1/8	1 1/4	2	2 1/2	3	3 1/2	4
DD	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 1/2
E	2 1/4	2 1/2	3 1/2	4 1/2	5	6 1/2	7 1/2	8 1/2	9 1/2	12 1/2	14 1/2
F	3/4	3/4	5/8	7/8	7/8	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	1 1/2	1 1/2
FL	1	1 1/2	1 1/2	2 1/4	3	3 1/2	4	4 1/4	5 1/4	5 1/4	6 1/2
LR	3/4	3/4	1 1/4	1 1/2	2 1/4	2 1/4	2 1/2	3	3 1/4	4	4 1/2
M	3/4	1/2	3/4	1	1 1/8	1 1/4	2 1/4	2 1/2	3	3	3 1/2
MR	1 1/2	1 1/2	2 1/2	1 1/4	1 1/2	2 1/2	2 1/2	3 1/2	3 1/2	4 1/2	4 1/2
H	1.75	1.83	2.55	3.25	3.82	4.95	5.73	6.58	7.50	9.82	11.45
Load Capacity (Lbs.)	1700	4100	10500	20400	21200	49480	70000	94200	121900	57400	75000

	Pivot Pin Part Number													
	74078	69368	69369	69370	69371	69372	69373	69215	69374	69375	69216	73545	82181	73547*
CD	7/16	1/2	3/4	1	1 1/8	1 1/4	2	2	2 1/2	3	3	3 1/2	4	4
CL	1 1/8	1 1/4	2 1/4	3 1/4	4 1/4	5 1/4	6 1/4	5 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	8 1/4	8 1/4	0
Load Capacity (Lbs.)	6600	8900	19300	34300	85000	105200	137400	137400	214700	302200	302200	420900	565800	565800

\*Cylinder accessory dimensions conform to NFPA recommended standard NFPA/ISO R1-1984, NFPA recommended standard fluid power systems — cylinder — dimensions for accessories for cataloged square head industrial types. Parker adopted this standard in April, 1985. Eye Brackets or Mounting Plates shipped before this date may have different dimensions and will not necessarily interchange with the NFPA standard. For dimensional information on older style Eye Brackets or Mounting Plates consult Drawing #1-44265 or previous issues of this catalog.  
 \* See Accessory Load Capacity note on previous page.  
 \* These sizes supplied with cotter pins.  
 † Includes Pivot Pin.  
 Consult appropriate cylinder rod end dimensions for compatibility.

For Cylinder Division Plant Locations – See Page II.



## Apéndice C.5. Dimensiones de los accesorios para cilindros hidráulicos seleccionados, según Parker.

Bulletin 800T/H  
**30.5 mm Push Buttons**  
 Push Button Operators

Momentary Contact Push Button Units, Non-Illuminated



Flush Head Unit  
 Cat. No. 800T-A1A



Extended Head Unit  
 Cat. No. 800T-B6A



Booted Unit  
 Cat. No. 800H-R2A



Bootless Flush Head Unit  
 Cat. No. 800H-AR1A

Contact Type	Button Color	Type 4/13		Type 4/4X13	
		Flush Head	Extended Head	Booted*	Bootless Flush Head
		Cat. No.	Cat. No.	Cat. No.	Cat. No.
No Contact	Green	800T-A1	800T-B1	800H-R1	800H-AR1
	Black	800T-A2	800T-B2	800H-R2	800H-AR2
	Red	800T-A6	800T-B6	800H-R6	800H-AR6
1 N.O.	Green	800T-A1D1	800T-B1D1	800H-R1D1	800H-AR1D1
	Black	800T-A2D1	800T-B2D1	800H-R2D1	800H-AR2D1
	Red	800T-A6D1	800T-B6D1	800H-R6D1	800H-AR6D1
1 N.C.	Green	800T-A1D2	800T-B1D2	800H-R1D2	800H-AR1D2
	Black	800T-A2D2	800T-B2D2	800H-R2D2	800H-AR2D2
	Red	800T-A6D2	800T-B6D2	800H-R6D2	800H-AR6D2
1 N.O. - 1 N.C.	Green	800T-A1A	800T-B1A	800H-R1A	800H-AR1A
	Black	800T-A2A	800T-B2A	800H-R2A	800H-AR2A
	Red	800T-A6A	800T-B6A	800H-R6A	800H-AR6A

**Apéndice C.6.** Catalogo del pulsador sin retención seleccionado, según Allen Bradley.

Bulletin 800T/H  
**30.5 mm Push Buttons**  
 Emergency Stop Operators

**2-Position Red Push-Pull and Push-Pull/Twist Release Units, Illuminated**

Note: A jumbo or large legend plate is recommended, if space allows.



Illuminated 2-Position Push-Pull  
 Cat. No. 800T-FXP16RA1



2-Position Push-Pull  
 Cat. No. 800T-FXJEP16RA1



Illuminated 2-Position Push-Pull/Twist  
 Cat. No. 800T-FXTP16RA1



Illuminated 2-Position Push-Pull/Twist  
 Cat. No. 800H-FRXTTP16RA1

Type	Lamp Type	Volts	Contacts	Operator Position		Type 4/13			Type 4/4X/13
				Maintained		Push-Pull — 40 mm Cat. No.	Push-Pull — 60 mm with "E-Stop" Cat. No.	Push-Pull/Twist Release Cat. No.	Push-Pull/Twist Release Cat. No.
				Out	In				
Full Voltage	Incan.	24V AC/DC	N.O. - N.C.L.B. *Ⓢ	O	X	800T-FXQ24RA1	800T-FXJEQ24RA1	800T-FXTQ24RA1	800H-FRXTQ24RA1
		120V AC		X	O	800T-FXQH10RA1	800T-FXJEQH10RA1	800T-FXTQH10RA1	800H-FRXTQH10RA1
	24V AC/DC				800T-FXQH24RA1	800T-FXJEQH24RA1	800T-FXTQH24RA1	800H-FRXTQH24RA1	
Transformer	Incan.	120V AC	N.O. - N.C.L.B. *Ⓢ	O	X	800T-FXP16RA1	800T-FXJEP16RA1	800T-FXTP16RA1	800H-FRXTTP16RA1
		240V AC		X	O	800T-FXP26RA1	800T-FXJEP26RA1	800T-FXTP26RA1	800H-FRXTTP26RA1
	LED	120V AC				800T-FXPH16RA1	800T-FXJEPH16RA1	800T-FXTPH16RA1	800H-FRXTPH16RA1
		240V AC				800T-FXPH26RA1	800T-FXJEPH26RA1	800T-FXTPH26RA1	800H-FRXTPH26RA1
		240V AC							

Note: X = Closed/O = Open

Note: Emergency stop push buttons are compliant with EN 418 and EN/IEC 60947-5-5 Standards when using N.C.L.B. contact blocks.

\* Normally closed late break contact. When button is pushed from the OUT to IN position, the mechanical detent action of the operator occurs before electrical contacts change state. When the button is pulled from the IN to the OUT position, the electrical contacts change state before the mechanical detent occurs.

Ⓢ Consult your local Rockwell Automation sales office or Allen-Bradley distributor for availability of illuminated E-stops with Self Monitoring Contact Blocks (S.M.C.B.s).

**Apéndice C.7.** Catalogo del pulsador con retención seleccionado, según Allen Bradley.

Bulletin 800T/H  
**30.5 mm Push Buttons**  
 Selector Switches, Continued

4-Position Selector Switch Units, Non-Illuminated



Standard Knob Operator  
 Cat. No. 800T-N2KN4B



Knob Lever Operator  
 Cat. No. 800T-N17KN4B



Standard Knob Operator  
 Cat. No. 800H-NR2KF4AAXX

Contact Type	Operator Position				M = Maintained S = Spring Return	Type 4/13		
						Standard Knob Cat. No.	Knob Lever Cat. No.	Standard Knob Cat. No.
No Contacts	—	—	—	—	M M M M	800T-N2KF4	800T-N17KF4	800H-NR2KF4
					S→M M M	800T-N3KF4	800T-N29KF4	800H-NR3KF4
					M M M→S	800T-N9KF4	800T-N30KF4	800H-NR9KF4
 2 N.O. - 2 N.C.	X O O O	O X O O	O O X O	O O O X	M M M M	800T-N2KF4B	800T-N17KF4B	800H-NR2KF4AAXX
					S→M M M	800T-N3KF4B	800T-N29KF4B	800H-NR3KF4AAXX
					M M M→S	800T-N9KF4B	800T-N30KF4B	800H-NR9KF4AAXX

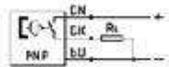
Note: X = Closed/O = Open

**Apéndice C.8.** Catalogo del selector multi- posición seleccionado, según Allen  
 Bradley.

## Hoja de datos - Detector de proximidad SMT-8-PS-K-LED-24-B - 175436

FESTO

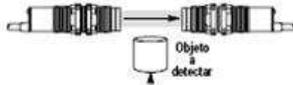
Función



Caracter	Propiedades
Margen de tensión de funcionamiento DC	10 - 30 V
Salida	PNP
Función del elemento de conmutación	contacto de trabajo
Corriente máxima de salida	100 mA
Longitud del cable	2,5 m
Conexión eléctrica	Cable trifilar
Construcción	para ranura en T
Anticortocircuitaje	ciclos
Principio de medición	magnetorresistivo
Característica de la línea	Estándar
Polos inconfundibles	para todas las conexiones eléctricas
Indicación del estado	LED amarillo
Tiempo de desconexión	≤ 0,5 ms
Tiempo de conexión	≤ 0,2 ms
Rendimiento DC máximo de conmutación	3 W
Corriente residual	≤ 0,1 mA
Caída de tensión	≤ 1,8 V
Resistencia a sobrecargas	presente
Marcado CE (ver declaración de conformidad)	Según la normativa UE sobre EMC
Tipo de protección	IP65 IP67
Temperatura ambiente con cableado móvil	-5 - 60 °C
Temperatura ambiente	-20 - 60 °C
Homologación	C-Tick
Par de apriete máximo	0,2 Nm
Peso del producto	30 g
Reproducibilidad del valor de conmutación	+/- 0,1 mm
Sentido de la conexión de salida	longitudinal
Tipo de fijación	aprisionado con ranura en T Encajable longitudinalmente en la ranura
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE
Información sobre el material del cuerpo	TPE-U(PU) Acero inoxidable de aleación fina
Información sobre el material de la cubierta del cable	PUR

**Apéndice C.9.** Hoja de datos del sensor magnético seleccionado, según Festo.

**42CA haz transmitido**  
 Uso general tipo cilindrico de 18 mm



Las fuentes de luz y los receptores han de pedirse por separado. Cualquier fuente de luz es compatible con cualquier receptor.

**Especificaciones**

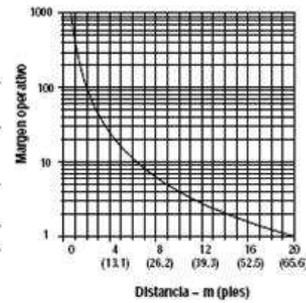
Campo de visión	1.6°
LED emisor	Infrarrojo de 880 nm

**Conjuntos de cables y accesorios QD**

Vea el Catálogo de Sensores C114 para obtener información sobre los accesorios.

Descripción	Catálogo Número de página
Conjunto de cable QD Micro de CC 4 pines, 2 m	889D-F4AC-2
Otros conjuntos de cables disponibles	LEERER MERKER
Elementos de montaje	LEERER MERKER

**Curva de respuesta típica**



**Guía de selección para fuentes de luz**

Voltaje de operación Corriente suministrada	Distancia de detección	Tipo de salida Capacidad Tiempo de respuesta	Corriente de fuga máx.	Tipo de conexión	Número de Catálogo
10-30 VCC 25 mA	3 mm (0.12 pulg.) a 8 m (26.2 pies) (Ajustable)	—	—	Cable de 2 m 300 V	42CA-E1EZB-A2
				Conector Micro CC de 4 pines	42CA-E1EZB-D4

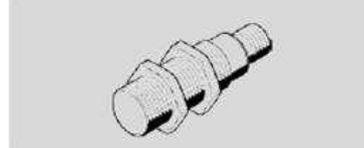
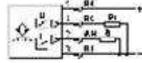
**Guía de selección para receptores**

Voltaje de operación Corriente suministrada	Salida activada	Tipo de salida Capacidad Tiempo de respuesta	Corriente de fuga máx.	Tipo de conexión	Número de Catálogo
10-30 VCC 25 mA	O.L./O.G. Seleccionable	NPN 100 mA 2 ms	0.1 µA	Cable de 2 m 300 V	42CA-R1LNA-A2
				Conector Micro CC de 4 pines	42CA-R1LNA-D4
		PNP 100 mA 2 ms		Cable de 2 m 300 V	42CA-R1LPA-A2
				Conector Micro CC de 4 pines	42CA-R1LPA-D4

## Hoja de datos - Sensor de proximidad SIEA-M18B-UI-S - 538293

FESTO

Función

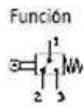


Caracter.	Propiedades
Tamaño	M18
margen de medición del recorrido	0 - 10 mm
Tipo de montaje	a ras
Conexión eléctrica	Conector M12x1 4 contactos
factores de reducción	aluminio = 0,18 acero inoxidable 18/8 = 0,6 cobre = 0,15 latón = 0,28 acero 37 = 1,0
Precisión de repetición en condiciones constantes	+/- 0,02 mm
resolución recorrido	0,002 mm
Construcción	redondo
Principio de medición	inductivo
frecuencia máx. de conmutación DC	500 Hz
Amplitud de banda	500 Hz (-3dB a s=5mm)
Tensión de salida a 23°C	0 V / -0 + 0,4 V (s=0mm) +5,2 V / ± 0,4 V (s=5mm) +10 V / ± 0,4 V (s=10mm)
Corriente de salida a 23°C	4mA / ± 0,8 mA (s=0mm) 20mA / ± 0,8 mA (s=10mm)
Anticortocircuitaje	ciclos
Resistencia a sobrecargas	presente
Polos inconfundibles	para tensión de funcionamiento
Margen de tensión de funcionamiento DC	15 - 30 V
Intensidad en reposo	≤ 10 mA
Salida analógica	0 - 10 V
	4 - 20 mA
Carga máx. en la salida analógica por corriente	500 Ohm
Intensidad máx. de carga en la salida analógica de tensión	10 mA
Valor máx. de la salida de tensión/corriente sin objeto	120 %
Ondulación residual	20 %
Tipo de protección	IP67
Marcado CE (ver declaración de conformidad)	Según la normativa UE sobre EMC.
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-25 - 70 °C
Deriva de temperatura de la distancia de detección real	≤ ±10%
Par de apriete	25 Nm
Peso del producto	55 g
Longitud del cable	2,5 m
Tipo de fijación	con contratuerca
Información sobre el material del cuerpo	latón cromado
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE
precisión de repetición	0,3 mm

**Apéndice C.11.** Hoja de datos del sensor inductivo seleccionado, según Festo.

## Hoja de datos - Detector de final de carrera eléctrico ER-318 - 2050

FESTO

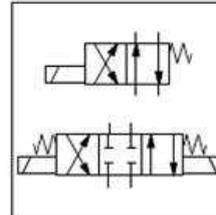


Caracter.	Propiedades
Marcado CE (ver declaración de conformidad)	Según la normativa UE de baja tensión

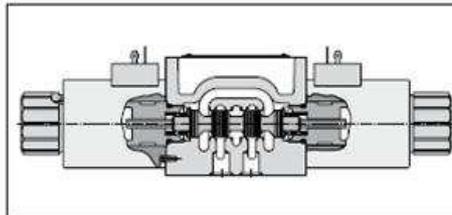
**Apéndice C.12.** Hoja de datos del detector de final de carrera eléctrico seleccionado, según Festo.

The direct operated directional control valve size NG10 is available with both Parker (series D3W) and Denison (series 4D02) model codes.

Both series are available with a soft shift option for smooth operation. An additional orifice in the solenoid anchor dampens the shifting time for D3W. For the 4D02 the orifice is located in the valve body.



**2**



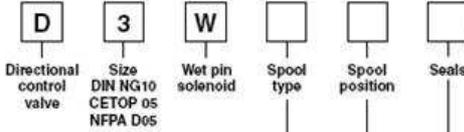
**Technical data**

<b>General</b>							
Design	Directional spool valve						
Actuation	Solenoid						
Size	DIN NG10 / CETOP 05 / NFPA D05						
Mounting interface	DIN 24340 A10 / ISO 4401 / CETOP RP 121-H / NFPA D05						
Mounting position	unrestricted, preferably horizontal						
Ambient temperature	[°C]	-25...+50					
Weight	[kg]	4.8 (1 solenoid), 6.3 (2 solenoids)					
<b>Hydraulic</b>							
Max. operating pressure	[bar]	P, A B: 350; T: 210 (DC), 105 (AC), 210 (AC Code 'H')					
Fluid	Hydraulic oil in accordance with DIN 51524 / 51525						
Fluid temperature	[°C]	-25 ... +70					
Viscosity permitted	[cSt] / [mm²/s]	2.8...400					
Viscosity recommended	[cSt] / [mm²/s]	30...80					
Filtration	ISO 4406 (1999); 18/16/13 (meet NAS 1638: 7)						
Flow max.	[l/min]	150 (DC); 115 (AC)					
Leakage at 50 bar	[ml/min]	Up to 20 per flow path, depending on spool					
<b>Static / Dynamic</b>							
Step response	see table response time						
<b>Electrical characteristics</b>							
Duty ratio	100% ED; CAUTION: coil temperature up to 150 °C possible						
Max. switching frequency	[1/h]	10000					
Protection class	IP 65 in accordance with EN 60529 (plugged and mounted)						
Code	K	J	U	G	Y	T	
Supply voltage / ripple	[V]	12 V =	24 V =	98 V =	205 V =	110V at 50Hz/ 120V at 60Hz	230V at 50Hz/ 240V at 60Hz
Tolerance supply voltage	[%]	±10	±10	±10	±10	±5	±5
Current consumption hold	[A]	3	1.5	0.37	0.18	0.8 / 0.72	0.4 / 0.36
Current consumption in rush	[A]	3	1.5	0.37	0.18	3.41 / 3.31	1.75 / 1.7
Power consumption hold	[W]	36	36	36	36	88 / 86	88 / 86
Power consumption in rush	[W]	36	36	36	36	375 / 397	385 / 408
Solenoid connection	Connector as per EN 175301-803, solenoid identification as per ISO 9461.						
Wiring min.	[mm²]	3 x 1.5 recommended					
Wiring length max.	[m]	50 recommended					

With electrical connections the protective conductor (PE ⚡) must be connected according to the relevant regulations.  
 D3W stand\_UK.INDD CM\_21.01.2008.1



**2**



3 position spools	
Code	Spool type
	a o b
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8 <sup>1)</sup>	
9 <sup>1)</sup>	
10 <sup>2)</sup>	
11	
12	
14	
15	
16	
21 <sup>2)</sup>	
22 <sup>2)</sup>	
31 <sup>2)</sup>	
32 <sup>2)</sup>	
81 <sup>2)</sup>	
82 <sup>2)</sup>	
102 <sup>2)</sup>	

2 position spools	
Code	Spool type
	a b
20	
26	
30	
101 <sup>2)</sup>	

<sup>1)</sup> Consider specific spool position.  
<sup>2)</sup> Only available for DC voltage.

Code	Seals
N	NBR
V	FPM

3 position spools		
all 3 position spools		
Code	Diagram	Description
C		3 positions. Spring offset in position "o". Operated in position "a" or "b".
	Standard Spool type 8 and 9	
E		2 positions. Spring offset in position "o". Operated in position "a".
		Operated in position "b".
F		2 positions. Spring offset in position "b". Operated in position "a".
		Spring offset in position "a". Operated in position "o".
K		2 positions. Operated in position "b". Spring offset in position "a".
		Operated in position "a".
M		2 positions. Spring offset in position "a". Operated in position "o".
		Spring offset in position "b". Operated in position "o".

2 position spools		
Spool position		
Code	Diagram	Description
B		2 positions. Spring offset in position "b". Operated in position "a".
D		2 positions. Operated in position "a" or "b". No centre or offset position.
H		2 positions. Spring offset in position "a". Operated in position "b".

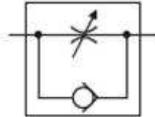
**Bold letters = Short-term availability**

**Apéndice C.13.** Catalogo de las válvulas direccionales seleccionadas, según Parker.  
 (Continuación)

**General Description:** Series F flow control valves provide precise control of flow and shut-off in one direction, and automatically permit full flow in the opposite direction.

**FLOW CONTROL VALVES**

**SERIES F**



Part No.	Description	Size	Material	Press. Rating (PSI)	Flow (GPM)	Weight (lbs.)
F200S	Flow Control Valve	1/8" NPT	Steel	5000	3	0.300
F400S	Flow Control Valve	1/4" NPT	Steel	5000	5	0.500
F420S	Flow Control Valve	#4 SAE	Steel	5000	3	0.500
F600S	Flow Control Valve	3/8" NPT	Steel	5000	8	0.700
F620S	Flow Control Valve	#6 SAE	Steel	5000	5	0.600
F800S	Flow Control Valve	1/2" NPT	Steel	5000	15	1.500
F820S	Flow Control Valve	#8 SAE	Steel	5000	8	1.000
F1020S	Flow Control Valve	#10 SAE	Steel	5000	15	1.800
F1200S	Flow Control Valve	3/4" NPT	Steel	3000	25	2.600
F1220S	Flow Control Valve	#12 SAE	Steel	3000	25	2.600
F1600S	Flow Control Valve	1" NPT	Steel	3000	40	5.100
F1620S	Flow Control Valve	#16 SAE	Steel	3000	40	5.100
F2000S	Flow Control Valve	1 1/4" NPT	Steel	3000	70	8.100
F2020S	Flow Control Valve	#20 SAE	Steel	3000	70	8.100
F2400S	Flow Control Valve	1 1/2" NPT	Steel	3000	100	10.200
F2420S	Flow Control Valve	#24 SAE	Steel	3000	100	10.200
F3200S	Flow Control Valve	2" NPT	Steel	3000	150	17.400
F3220S	Flow Control Valve	#32 SAE	Steel	3000	150	17.400
F200B	Flow Control Valve	1/8" NPT	Brass	2000	3	0.300
F400B	Flow Control Valve	1/4" NPT	Brass	2000	5	0.500
F600B	Flow Control Valve	3/8" NPT	Brass	2000	8	0.700
F800B	Flow Control Valve	1/2" NPT	Brass	2000	15	1.500
F1200B	Flow Control Valve	3/4" NPT	Brass	2000	25	2.600
F1600B	Flow Control Valve	1" NPT	Brass	500	40	5.100



**Apéndice C.14.** Catalogo de la válvula reguladora de flujo seleccionada, según Parker.

# FATEK® The Brand You Can Rely on

## Model Specifications

Basic main units (MA)



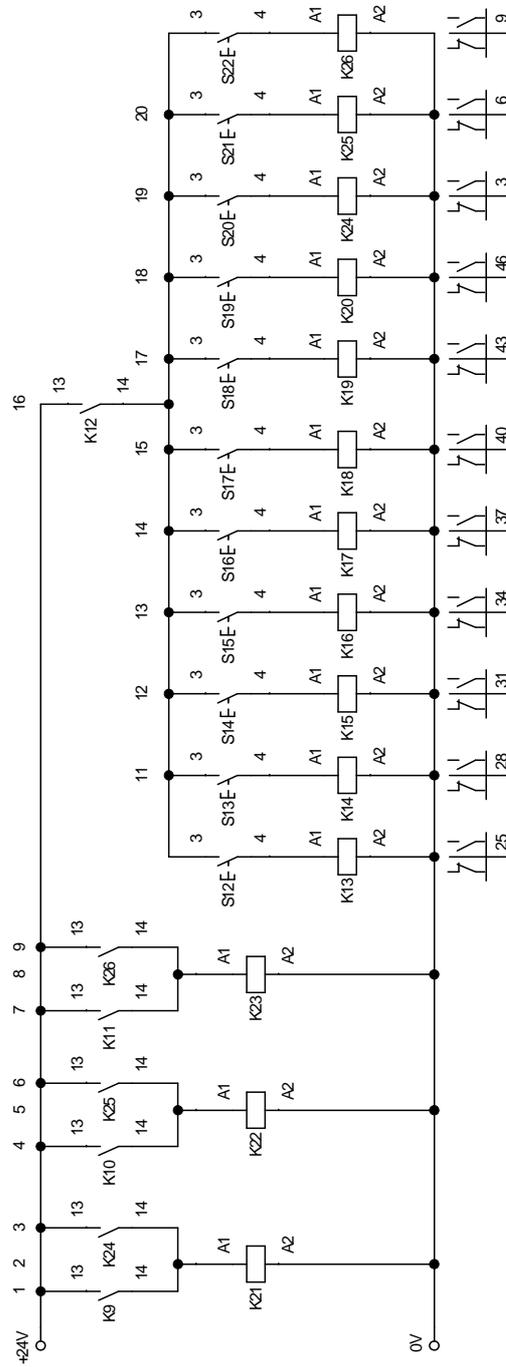
Spec.	Model	FBs-10MA	FBs-10MAT	FBs-14MA	FBs-14MAT	FBs-20MA	FBs-20MAT	FBs-24MA	FBs-24MAT
Digital input	24VDC	Medium low speed (total 50Hz)	4 points						
		Low speed	2 points	4 points		8 points		10 points	
Digital output	Relay	ACDC(2A)	4 points	—	6 points	—	8 points	—	10 points
	Transistor (5 ~ 30VDC)	Medium speed 10KHz (0.5A)	—	4 points	—	4 points	—	4 points	—
		Low speed (0.5A)	—	—	—	2 points	—	4 points	—
Comm. port	Built-in	1 port (Port0, USB or RS232)							
	Expandable	2 ports (Port1 ~ 2, RS485 or RS232 or Ethernet)							
	Calendar	option							
Built-in power supply		POW-14(AC)/DPOW-10(DC)				POW-24(AC)/DPOW-16(DC)			
Wiring mechanism		7.62 mm terminal block							
Dimension		Figure 2				Figure 1			



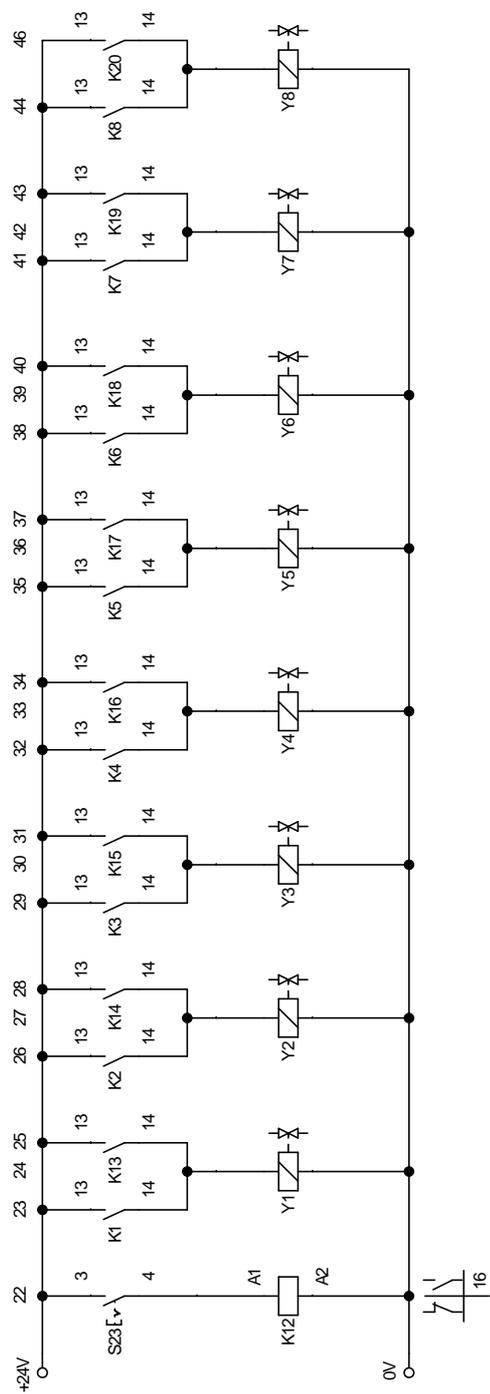
Spec.	Model	FBs-32MA	FBs-32MAT	FBs-40MA	FBs-40MAT	FBs-60MA	FBs-60MAT
Digital input	24VDC	Medium low speed (total 50Hz)	4 points				
		Low speed	16 points		20 points		32 points
Digital output	Relay	ACDC(2A)	12 points	—	16 points	—	24 points
	Transistor (5 ~ 30VDC)	Medium speed 10KHz (0.5A)	—	4 points	—	4 points	—
		Low speed (0.5A)	—	8 points	—	12 points	—
Comm. port	Built-in	1 port (Port0, USB or RS232)					
	Expandable	2 ports (Port1 ~ 2, RS485 or RS232 or Ethernet)					
	Calendar	option					
Built-in power supply		POW-24(AC)/DPOW-16(DC)					
Wiring mechanism		7.62 mm terminal block					
Dimension		Figure 1					

Apéndice C.15. Especificaciones técnicas del PLC seleccionado, según Fatek.

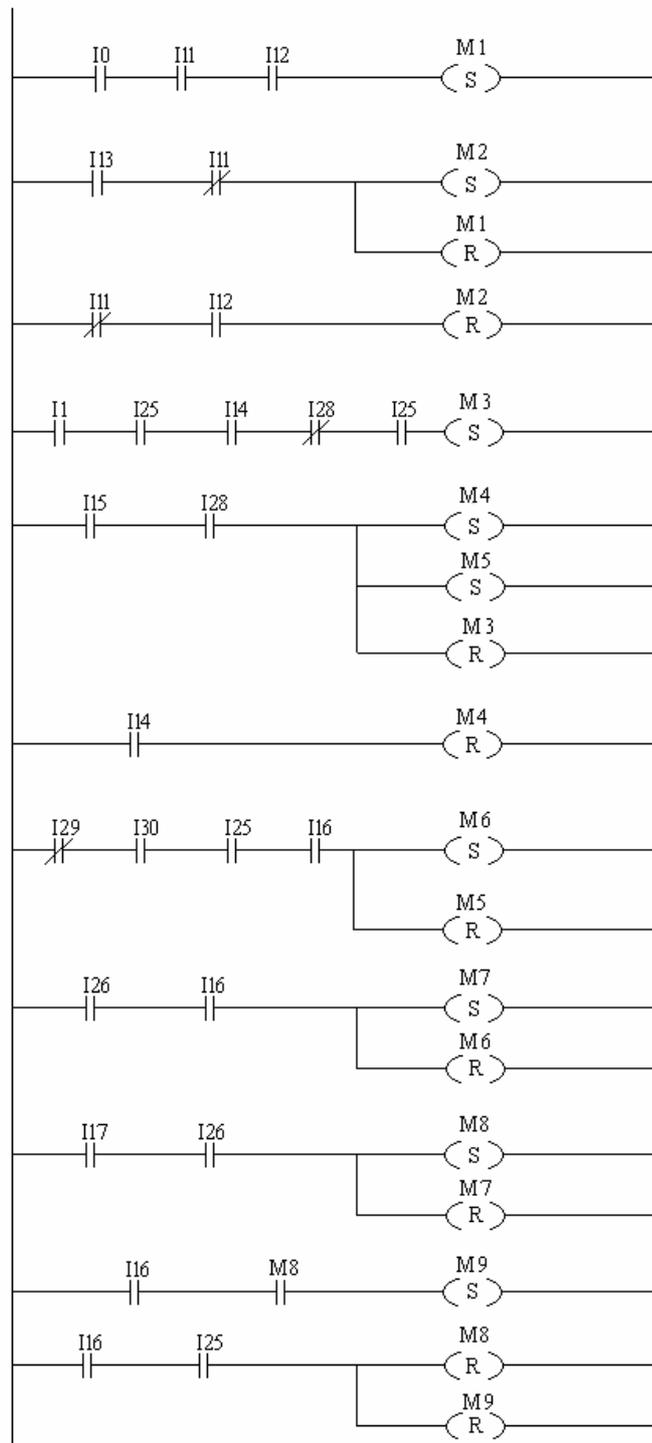
# *APÉNDICE D*



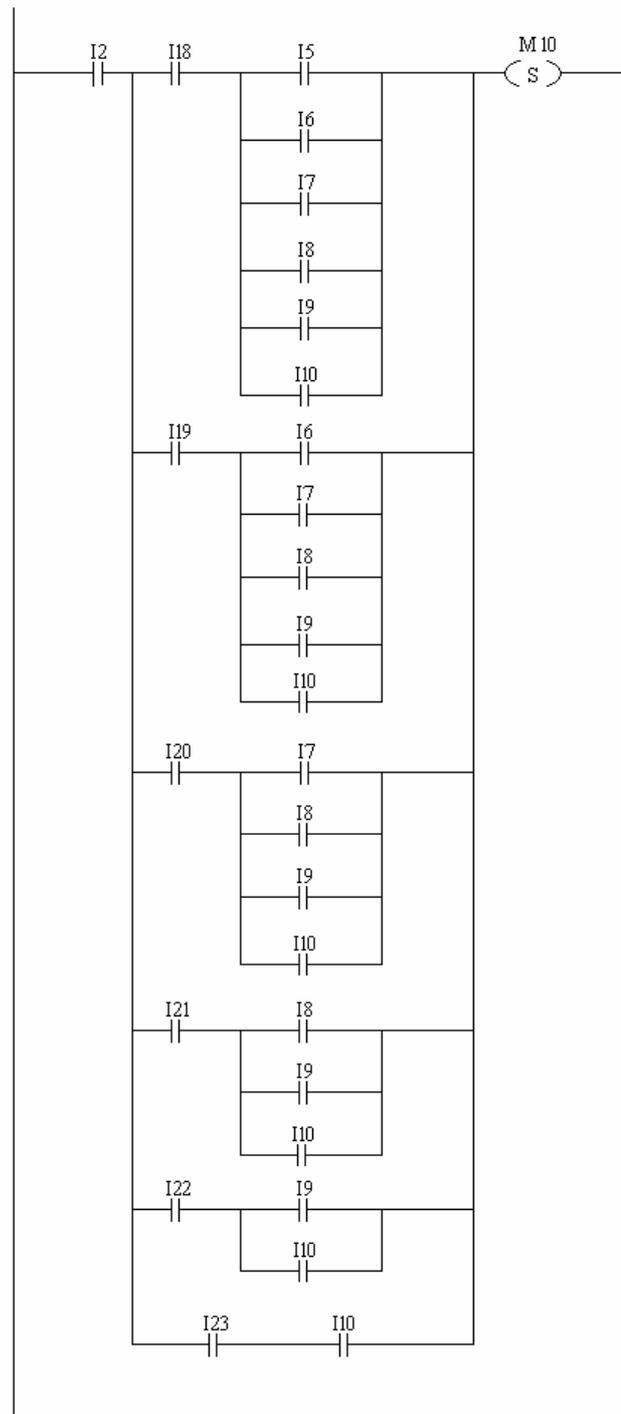
**Apéndice D.1.** Diagrama de lógica cableada para el sistema en modo manual.



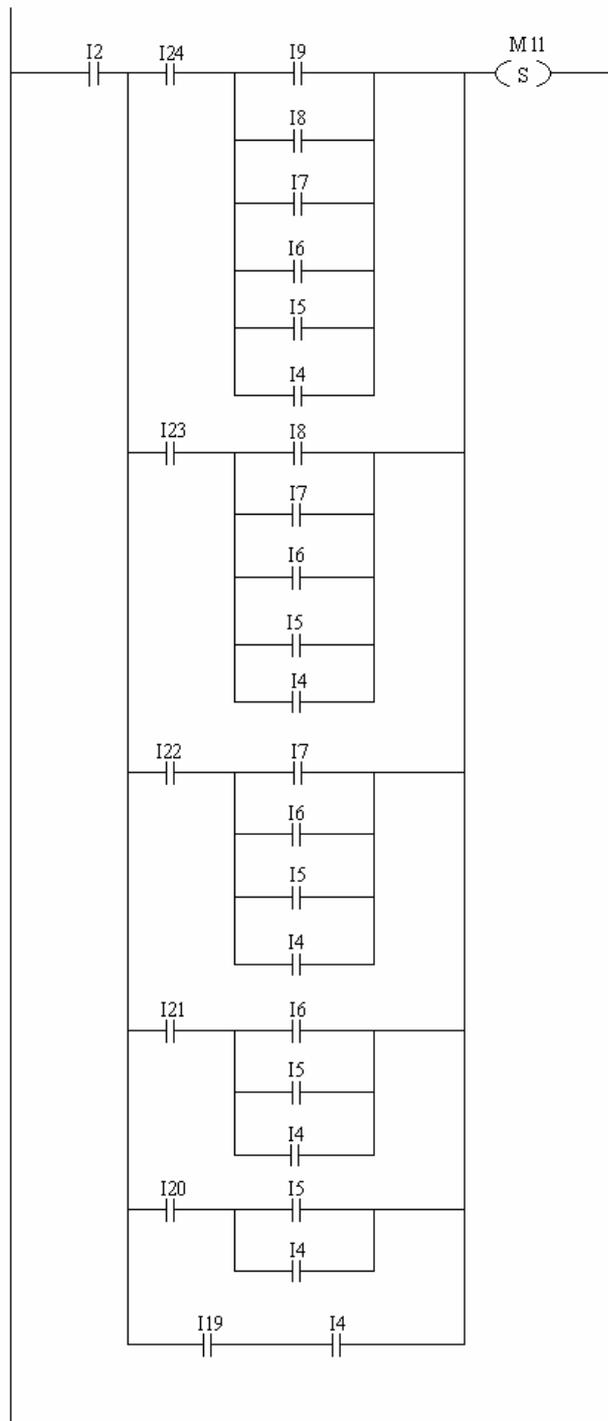
**Apéndice D.1.** Diagrama de lógica cableada para el sistema en modo manual  
(continuación).



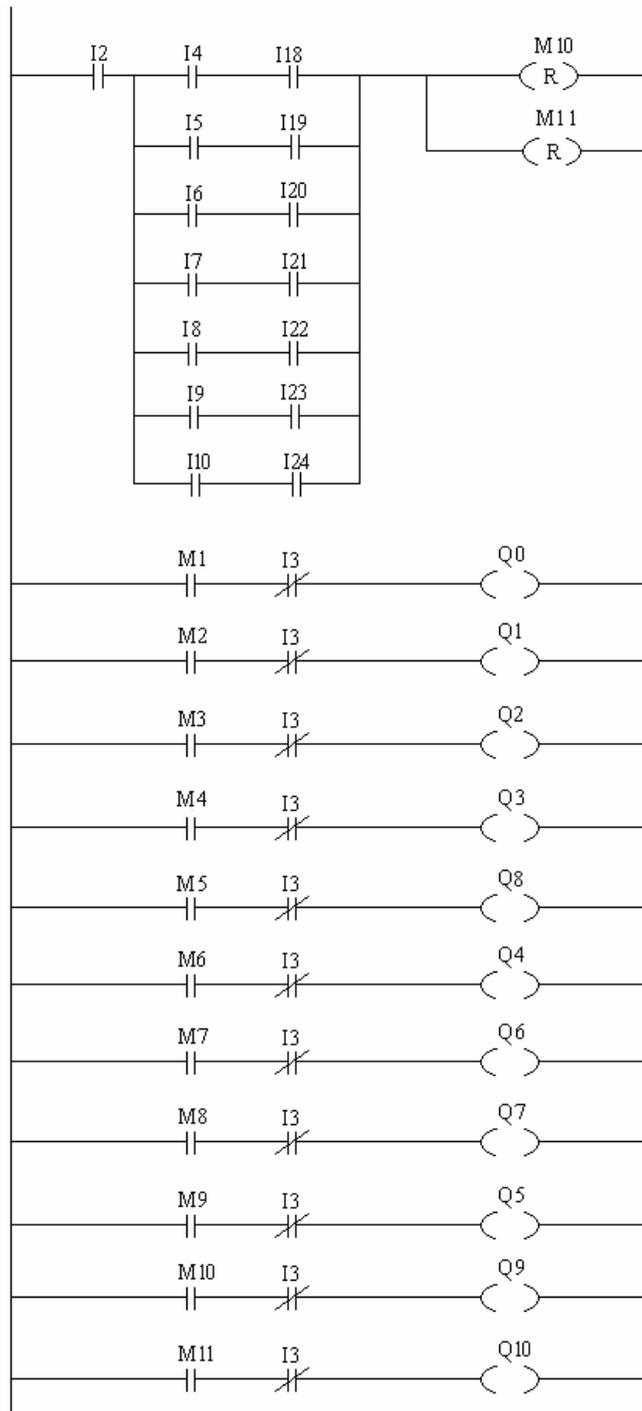
**Apéndice D.2.** Diagrama escalera del PLC.



**Apéndice D.2.** Diagrama escalera del PLC. (Continuación)



**Apéndice D.2.** Diagrama escalera del PLC. (Continuación)



**Apéndice D.2.** Diagrama escalera del PLC. (Continuación)

*ANEXOS*



## ANEXO A (Cotizaciones)

PRECA S.A.

SUCURSAL VALENCIA

AV. Este-Oeste, Parcela Nº 272 Zona Ind. Municipal Norte,

Teléfono: 041-325218

Rif: J-08505914-8

Nit: 0002113112

Dependencia: VALENCIA. Almacén: 01. ALMACEN COMERCIAL

Página Nº: 1

Documento Nº: 00073930

Fecha Emisión: 01/04/2009

### PRESUPUESTO

Código: 09999 Sres: ADOLFO REYES

C.I. n.º RIF: 16555924

Vendedor: SANCHEZ M., YUGESID.

Teléfono:

CODIGO	CANTIDAD	DESCRIPCION DEL MATERIAL	U/M	PRECIO (S/IVA)	TOTAL Bs. (S/IVA)
8070504	1.00	ELECTRODO 6013 S/92° EMPAQUE 5 KGS WEST ARC	PAG	47.94	47.94
8070048	1.00	BARRA REDONDA L6A 7/16" x 6 MTS	PZA	17.81	17.81
8080116	21.00	TUBO ESTRUCT CUADRADO 60 x 2.25 mm x 12 MTS	PZA	238.46	5,007.66
8080120	6.00	TUBO ESTRUCT CUADRADO 90 x 2.30 mm x 12 MTS	PZA	445.79	2,674.74
8090001	5.00	VIGA IPN 80 mm x 12 MTS	PZAM	285.71	1,428.55
8070049	1.00	BARRA REDONDA L6A 1" x 6 MTS	PZA	30.27	30.27
8070055	1.00	BARRA REDONDA L6A 2 1/2" x 6 MTS	PZA	83.71	83.71
9020007	1.00	MANEJO Y CARGA	PZA	460.83	460.83

**PRECA, S.A.**  
Sucursal Valencia  
RIF: J-08505914-8

Condiciones de Pago:	CONTADO			SUBTOTAL Bs.:	9,751.61
Días de Plazo:	0	Peso Total:	1,851.61	-----	0.00
PRECIOS SUJETOS A CAMBIOS SIN PREVIO AVISO.				12.00 IVA Bs.:	1,170.19
				<b>TOTAL Bs.:</b>	<b>10,921.80</b>

RODAMIENTOS ROVI, C.A. R.I.F.: J-00015892-0 N.I.T.: 001292520	Cotización: 90000418 Página: 1 Fecha Emisión: 02-06-2009 Fecha Entrega: 02-06-2009
---	---

Cliente: GEN01 ADOLFO REYES R.I.F.: J-18.555.924 Dirección: Teléfonos: Transporte: CLIE CLIENTE RETIRA	N.I.T.: FAX: Condición Pago: CONTADO Vendedor: 01 MOSTRADOR
--	---

Código	Modelo	Descripción	Doc. Origen	Nro. Doc.	Alm	Cantidad	Unid.	Neto
0026292	ASA 200-1	RV-CADENAS DE RODILLOS-RV			0 VAL	2.00	UND	5,340.63
0006040	ASA 80-1 1"	MOR-CADENAS DE RODILLOS MOR			0 VAL	2.00	UND	1,248.13
0006670	80 B 15	RV-PIONES PARA CADENAS RV			0 VAL	4.00	UND	262.08
0006601	200 B 17	RV-PIONES PARA CADENAS RV			0 VAL	2.00	UND	2,344.00

Sub-Total:		9,194.84
% Desc.:	%	0.00
Recargo:	%	0.00
I.V.A.:		1,033.8
Otros:		0.00
Neto:		10,298.22

**GRUPO TECNI RODAMIENTOS, C.A.**

Av. Michelena - Local #7-A, Zona Industrial La Quizanda  
 Valencia, Edo. Carabobo. Apartado Postal # 1189  
 RIF: J-31150207-6 NIT: 0333512408  
 Internet: www.tecnirodamientos.com  
 E-mail: carabobo@tecnirodamientos.com



Página 1 de 1

**Cotización a nombre de:**

Cliente: V016555924  
**ADOLFO REYES**  
 R.I.F.: V016555924  
 Teléfonos:  
 Atención: Sr. ADOLFO REYES

**Cotización N° 0021274**

Emisión: 1 de Junio del 2009  
 Vencimiento: 3 de Junio del 2009  
 Requisición:  
 Vendedor: GRUPO TECNI RODAMIENTOS, C.A.

Código	Descripción	Marca	Cantidad	Precio	Total
SY 2. FM	CHUMACERA PUENTE	SKF	6,00	390,87	2.345,22

Estos Precios NO INCLUYEN EL I.V.A.  
 Forma de Pago: CONTADO  
 Validez de la Oferta: 2 Días.

Cotizador: HECTOR MUÑOZ

Los Precios y Disponibilidad están sujetos a cambios sin previo aviso.  
 El tiempo de entrega corre después de recibida su orden de compra.

**Notas:**

Total Items:	2.345,22
Descuento:	0,00
Fletes:	0,00
	281,43
<b>Total Cotización:</b>	<b>2.626,65</b>

Son: \*\*\*\*\* DOS MIL SEISCIENTOS VEINTISEIS CON 65/100\*\*\*\*\*



**METAL - ARTE, C.A.**

FABRICANTE DE:  
Ruedas Industriales, Comerciales,  
Equipos de Transporte y Elevación Manual,  
Andamios Industriales

DIVISIÓN:  
Puertas "SANTA MARÍA"  
en Hierro y Aluminio  
Acorazada, Microperforada,  
Malla y Varios Modelos

DIVISIÓN COMERCIAL:  
Maquinas y Herramientas  
Industriales

**No. 099321**

CLIENTE: <i>Roberto Reyes</i>		C.I./R.I.F.:		
DIRECCIÓN:		PEDIDO <input type="checkbox"/>		
TELF.:		PRESUPUESTO <input type="checkbox"/>		
FECHA: <i>1/6/2009</i>				
CODIGO	DESCRIPCION	CANTIDAD	Precio Unitario	TOTAL Bs.
<i>1244A</i>	<i>Rueda, Hierro</i>	<i>06</i>	<i>320,00</i>	<i>1920</i>
Nombre y Firma del Comprador: _____ Sello del Comprador: _____		L.V.A. _____ % Bs.		<i>1920</i>
		TOTAL Bs.		<i>2.304</i> <i>2.150,4</i>

CONDICIONES DE PAGO: \_\_\_\_\_

VENDEDOR (Nombre y Firma)

PLANTA Y DIRECCIÓN FISCAL MARACAIBO: Calle 96 No. 190-159 (Cañada Honda) Edif. Metal Arte, Maracabo-Edo.Zulia: Telfs. (0261) 7526295, 7520111, 7520273, 7526220 - Fax: 7526250.  
 VALENCIA: Centro Comercial Valentino, Locales 5A y 5B Urb. Industrial Carabobo, Valencia-Edo.Carabobo Telfs. (0241) 8383571-8387641 - Fax: 8384131.  
 BARCELONA: Barrio Sucre, Calle Sucre, Locales 1360-1361, Barcelona-Edo Anzoátegui Telfs. (0281) 2776167 Fax: 2742716.  
 BARQUISIMETO: Avda. Venezuela entre calles 24 y 25 Edif. Borzellino, Local 24-80, Barquisimeto-Edo. Lara Telfs. (0251) 2311476 - 2311876 - Fax: 2311965.  
 ARAGUA: Calle Guárico con Avda. Mariño No. 3 detrás del Central Madeirense, San Ignacio, Maracay-Edo. Aragua Telfs. (0243) 2346954.

ESTE DOCUMENTO NO DA DERECHO A CREDITO FISCAL  
 Fecha Elaboración: 18/07/2008 desde el 95.001 al 105.000

TODO CHEQUE DEBE EMITIRSE A : METAL ARTE, C.A. - NO ENDOSABLE

**SEW EURODRIVE VENEZUELA, S.A.**

Motores - Reductores - Variadores de Frecuencia

OFICINA PRINCIPAL: Planta Valencia

Av. Norte Sur 3, Galpón N° 84-319, Zona Industrial

Municipal Norte, Valencia Edo. Carabobo.

Telfs.: (0241) 8329804 - 8329583

Fax.: (0241) 8386275

RIF.: J-30588495-1 NIT.: 0093552512

E-mail.: ventas@sew-eurodrive.com.ve

www.sew-eurodrive.com.ve

SUCURSAL: Guayana

Av. Paseo Caroni con Calle Guanibe.

Centro Comercial P.A. Unare II, Primer Piso.

Local 101, Ciudad Guayana, Edo. Bolívar.

Telfs.: (0286) 9514006 - 9530542

Fax.: (0286) 9523051

guayana@sew-eurodrive.com.ve

SUCURSAL: Zulia

Avenida 3-C con Calle 67.

C.C. Unicentro Virginia, Local

P 8-5, Maracaibo, Edo. Zulia

Telfs.: (0261) 7936277 - 7936937

Fax.: (0261) 7936068

zulia@sew-eurodrive.com.ve

**SEW  
EURODRIVE****COTIZACION**

Cliente: **JOSÉ DE ORNELAS**  
 Atención: **Jose De Ornelas**  
 Fax:  
 Teléfono.: **0412 5325699**  
 E-mail.: **j\_m6684@hotmail.com**

SU REF.: Solic. Verbal  
 NUESTRA: SEW-27013/06  
 HOJA 1 DE 2

## REFERENCIAS

FECHA: Junio 01 de 2009

ITEM	CANT	DESCRIPCION	UNITARIO	TOTAL
1	1	Motorreductor de engranajes helicoidales con patas de fijación	Bs. F. 5.268,00	Bs. F. 5.268,00
		Tipo: <b>R67DV100M4</b>		
		<b>Especificaciones técnicas:</b>		
		Potencia (Kw): 2,2 (3HP)		
		Velocidad (Rpm): 53		
		Reducción (i): 32,27		
		Fuerzas Radiales Admisibles (N): 8750		
		Factor de Servicio: 1,35		
		Torque Máximo Admisible (Nm): 533		
		Torque a Máxima Velocidad (Nm): 395		
		Forma Constructiva: M1 CONFIRMAR		
		Tensión (V): 220/440		
		Frecuencia (Hz.): 60		
		Protección Motor: IP55		
		Tensión de Freno (V): N/A		
		Diámetro de Flanche (mm): N/A		
		Diámetro de Eje (mm): 35X70		
		Diámetro de Eje Hueco (mm): N/A		
		Factor de servicio bajo, uso y aplicación a riesgo y cuenta del cliente	Sub-total	Bs. F. 5.268,00
			IVA 12%	Bs. F. 632,16
			<b>TOTAL</b>	<b>Bs. F. 5.900,16</b>
		ANEXO PLANO		
		Compre con <b>GARANTÍA</b> compre a <b>SEW EURODRIVE VENEZUELA</b>		
		Garantía: Ver Condicionado anexo		
		Cotizó: <b>Alexander CASTILLO / Juan Carlos Alcalá</b>		
		ACO/jca <b>0414 - 4144254 / 0241 - 8329804</b>		

ENTREGA:	2 - 3 semanas en nuestro almacén, salvo venta previa	SEW EURODRIVE VENEZUELA
CONDICIONES DE PAGO:	Contado, Depósito Previo con Orden de Compra	
VALIDEZ DE LA OFERTA:	07 días	ING. EDGARDO AGUILAR

Agradecemos comprueben que los equipos ofertados, su descripción y características, se ajustan a sus necesidades, por ello **SEW EURODRIVE VENEZUELA, S.A.** no aceptará devoluciones del mismo por errores en el pedido al no verificar la presente oferta. Material sujeto a disponibilidad de inventario al momento de recibir la Orden de Compra ( Equipos de Ensamble Local ).

**SEW EURODRIVE VENEZUELA, S.A.**

Motores - Reductores - Variadores de Frecuencia

OFICINA PRINCIPAL: Planta Valencia

Av. Norte Sur 3, Galpón N° 84-319, Zona Industrial

Municipal Norte, Valencia Edo. Carabobo,

Telfs.: (0241) 8329804 - 8329583

Fax.: (0241) 8386275

RIF.: J-30588495-1 NIT.: 0093552512

E-mail.: ventas@sew-eurodrive.com.ve

www.sew-eurodrive.com.ve

SUCURSAL: Guayana

Av. Paseo Caroni con Calle Guaribe,

Centro Comercial P.A. Unare II, Primer Piso,

Local 101, Ciudad Guayana, Edo. Bolívar,

Telfs.: (0286) 9514006 - 9530542

Fax.: (0286) 9523051

guayana@sew-eurodrive.com.ve

SUCURSAL: Zulia

Avenida 3-C con Calle 67,

C.C. Unicentro Virginia, Local

P.B-6, Maracaibo, Edo. Zulia

Telfs.: (0261) 7936277 - 7936937

Fax.: (0261) 7936068

zulia@sew-eurodrive.com.ve

**SEW  
EURODRIVE****COTIZACION**

Cliente: **JOSÉ DE ORNELAS**  
 Atención: **Jose De Ornelas**  
 Fax:  
 Teléfono.: **0412 5325699**  
 E-mail.: [j\\_m6884@hotmail.com](mailto:j_m6884@hotmail.com)

REFERENCIAS  
 SU REF.: Solic. Verbal  
 NUESTRA: SEW-27013/06  
 HOJA 2 DE 2

FECHA: Junio 01 de 2009

ITEM	CANT	DESCRIPCION	UNITARIO	TOTAL
2	1	Motorreductor de engranajes helicoidales con patas de fijación	Bs. F. 55.196,00	Bs. F. 55.196,00
		Tipo: R167DV180L4		
		<b>Especificaciones técnicas:</b>		
		Potencia (Kw): 22 (30HP)		
		Velocidad (Rpm): 13		
		Reducción (i): 139,98		
		Fuerzas Radiales Admisibles (N): 120000		
		Factor de Servicio: 1,1		
		Torque Máximo Admisible (Nm): 18370		
		Torque a Máxima Velocidad (Nm): 16700		
		Forma Constructiva: MT CONFIRMAR		
		Tensión (V): 220/440		
		Frecuencia (Hz.): 60		
		Protección Motor: IP55		
		Tensión de Freno (V): N/A		
		Diámetro de Flanche (mm): N/A		
		Diámetro de Eje (mm): 120x210		
		Diámetro de Eje Hueco (mm): N/A		
		Factor de servicio bajo, uso y aplicación a riesgo y cuenta del cliente	Sub-total	Bs. F. 55.196,00
			IVA 12%	Bs. F. 6.623,52
			<b>TOTAL</b>	<b>Bs. F. 61.819,52</b>
		ANEXO PLANO		
		Compre con <u>GARANTIA</u> compre a <u>SEW EURODRIVE VENEZUELA</u>		
		Garantía: Ver Condicionado anexo		
		Cotizó: Alexander CASTILLO / Juan Carlos Alcalá		
		ACO/jca 0414 - 4144254 / 0241 - 8329804		

ENTREGA:	6 - 8 semanas en nuestro almacén	SEW EURODRIVE VENEZUELA  ING. EDGARDO AGUILAR
CONDICIONES DE PAGO:	Contado, Depósito Previo con Orden de Compra	
VALIDEZ DE LA OFERTA:	07 días	

Agradecemos comprueben que los equipos ofertados, su descripción y características, se ajustan a sus necesidades, por ello SEW EURODRIVE VENEZUELA, S.A. no aceptará devoluciones del mismo por errores en el pedido -al no verificar la presente oferta. Material sujeto a disponibilidad de inventario al momento de recibir la Orden de Compra ( Equipos de Ensamble Local ).

# HIDRANAVEN C.A.

MANGUERAS Y CONEXIONES  
RIF J-00227552-9 NIT 0049334516

C.C. ARPE local 12 nave "A"  
prof. av. Michelena.  
TLF. 0241 833 7882 - 834 8461  
FAX: 0241 864 0024  
hidranaven@cantv.net  
VALENCIA - VENEZUELA

**Señores: Jose de Ornelas**

23-jun-09

**0906-23-1**

ITEM	CANT	DESCRIPCION	P/U	TOTAL Bsf.
1	4	ELECTROVALVULAS HIDRAULICAS CENTRO TANDEM D3W8CNY	3.156,00	12.624,00
2	1	HORQUILLA P/VASTAGO 2"	523,00	523,00
3	1	HORQUILLA P/VASTAGO 1"	275	275,00
4	2	CLEVIS MACHO 1 1/2"	285	285,00
			SUB TOTAL Bsf.	13.707,00
			IVA 12%	1.644,84
			<b>TOTAL Bsf.</b>	<b>15.351,84</b>

HIDRANAVEN, C.A.

Pago: CONTADO  
Entrega: INMEDIATA

SALUDOS : ALEX CHURIO

# HIDRANA VEN C.A.

MANGUERAS Y CONEXIONES  
RIF J-00227552-9 NIT 0049334516

C.C. ARPE local 12 nave "A"  
prof. av. Michelena.

TLF. 0241 833 7882 - 834 8461

FAX: 0241 864 0024

hidranaven@cantv.net

VALENCIA - VENEZUELA

**Señores: Jose de Ornelas**

23-jun-09

**0906-23**

ITEM	CANT	DESCRIPCION	P/U	TOTAL Bs.
1	2	CILINDRO HIDRAULICO 3 1/4" X 2" 3,25BB2HLU54A20,0	9.940,00	19.880,00
2	2	CILINDRO HIDRAULICO 1 1/2" X 1" 1,50BB2HLU14A8,0	4.135,00	8.270,00
3	1	CILINDRO HIDRAULICO 1" X 1/2" 1,50BB2HLU4,72	3.860,00	3.860,00
4	8	VALVULA REGULADORA FLUJO CONEXIÓN 1/2" NPT	461	3.688,00
SUB TOTAL E				35.698,00
IVA 12%				4.283,76
<b>TOTAL Bs.</b>				<b>39.981,76</b>

HIDRANA VEN, C.A.

VALIDEZ DE LA OFERTA: 5 DIAS HABILES  
FORMA DE PAGO: CONTADO

SALUDOS ALEX CHURIO



SEQUIN VALENCIA, C.A.  
R.I.F.: J-30527156-9

Cotización: 17339  
Página: 1  
Fecha Emisión: 25/06/2009  
Fecha Entrega: 25/06/2009

Cliente: ADOLFO REYES  
R.I.F.: 00 N.I.T.: 00  
Dirección:  
Teléfonos: FAX:  
Tiempo de entrega: 24 HORAS DESPUES / CONFIRMADA O/C  
Atención:

Condic. Pago:  
CONTADO  
  
ASESOR:  
JOSE RAUL PIÑANGO  
Validez de la oferta:  
7 DIAS

Código	Descripción	Cant.	Precio Unit	Neto
FBS-80MA	PLC AVANZADO (P0 USB) 32 ENTRADAS DIGITALES DC24/ 24 SALIDAS MARCA: FATEK	1.00	3,800.00	3,800.00
XB2-8J33	SELECTOR 4 POSICIONES MANDO LARGO	2.00	22.00	44.00
XB2-8C42	HONGO DE EMERGENCIA SIN RETENCION, INC.	1.00	20.00	20.00
XB2-8S542	HONGO 40 mm. CON RETENCION	1.00	30.00	30.00

Sub-Total:		3,894.00
% Desc.:	%	0.00
Recargo:	%	0.00
I.V.A. 12 %:		467.28
Otros:		0.00
Neto:		4,361.28

JOSE RAUL PIÑANGO



SEQUIN VALENCIA, C.A.  
R.I.F.: J-30527156-9

Cotización: 17349  
Página: 1  
Fecha Emisión: 29/06/2009  
Fecha Entrega: 29/06/2009

Cliente: JOSE DE ORNELAS  
R.I.F.: 00 N.I.T.: 00  
Dirección:  
Teléfonos: FAX:  
Tiempo de entrega: 24 HORAS DESPUES DE CONFIRMAR / O/C  
Atención:

Condic. Pago:  
CONTADO

ASESOR:  
JOSE RAUL PIÑANGO  
Validez de la oferta:  
7 DIAS

Código	Descripción	Cant.	Precio Unit	Neto
BE9GM-PFR	SENSOR FOTOELECTRICO MARCA: AUTONICS	3,00	420.00	1,260.00
KH-8005-C	LIMIT SWITCH	14,00	110.00	1,540.00

\_\_\_\_\_  
JOSE RAUL PIÑANGO

Sub-Total:		2,800.00
% Desc.:	%	0.00
Recargo:	%	0.00
I.V.A. 12 %:		336.00
Otros:		0.00
Neto:		3,136.00





**NEUMATICA  
ROTONDA C.A.**

RIF: J-30521380-5

www.neumaticarotonda.com  
ventas@neumaticarotonda.com



Cliente: 1007857 <b>ADOLFO REYES</b> R.I.F.: V-16555924 N.I.T.: Dirección: URB LA PRADERA ARAGUANEY 47 APTO 14 SAN JOAQUIN Teléfonos: 0414 7937964 FAX: Transporte: EL NUESTRO Dir. Ent.: Origen: 0	<b>Cotización: 1019542</b> Página: 1/1 Fecha Emisión: 26/06/2009 Validez de la Oferta: 7 DIAS Condición Pago: CONTADO Atención a: ADOLFO REYES Vendedor: MOSTRADOR
---	---

Moneda: BS

Reng	Código	Modelo	Descripción	Cantidad	Unid.	Precio Unitario	% Desc.	Neto
1	W0962025390	SM ISO A	SENSOR MAGN PICIL ISO A RANURADO CABLE / PNP / 6-30VDC EQUIVALENTE A: SMT-8-PS-K-LED-24-B ENTREGA INMEDIATA	2.00	PZ	302.15		604.30
2	AK1/AP-1A	SI M18	SENSOR INDUCTIVO M18 NA PNP ENRASADO CON CABLE EQUIVALENTE A: SIEA-M18B-UI-S ENTREGA INMEDIATA	1.00	PZ	376.40		376.40

FAX:

-

Sub-Total:		980.70
% Desc.:	%	0.00
Recargo:	%	0.00
I.V.A.:	12.00%	117.68
Otros:		0.00
<b>TOTAL:</b>		<b>1,098.38</b>

**OFICINA PRINCIPAL VALENCIA**  
 Prolongación Av. Michelena - Centro Comercial Atlas, Local B-10 y  
 B-11 Valencia, Edo. Carabobo, Venezuela. Telfs: (58-241) 832.64.64  
 832.32.50 / 814.22.02, Fax: (58-241) 832.62.83

**SUCURSAL ARAGUA**  
 C.C. Paseo los Laureles, Planta Alta, Local 82  
 La Encrucijada, Cagua, Edo. Aragua, Venezuela.  
 Telfs: (0244) 395.79.08 Telf/Fax: (0244) 395.90.58