



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
DPTO. DE DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN**



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE, CARGA Y  
DESCARGA DE BOBINAS TEXTILES”**

**JOSÉ ARMADA**

**Julio, 2008**



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
DPTO. DE DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN**



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE, CARGA Y  
DESCARGA DE BOBINAS TEXTILES”**

**Trabajo Especial de Grado Presentado ante la Ilustre Universidad  
de Carabobo para Optar al Título de Ingeniero Mecánico**

**JOSÉ ARMADA**

**Julio, 2008**



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
DPTO. DE DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN**



**CERTIFICADO DE APROBACIÓN**

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de Grado titulado “**Diseño de un sistema de transporte, carga y descarga de bobinas textiles**”, realizado por el bachiller José Ismael Armada S, cédula de identidad 11.762.654, hago constar que he revisado y aprobado dicho trabajo.

---

Prof. Arístides Boada  
Tutor

---

Prof. Oswaldo Urbano

Jurado

---

Prof. Luís Escalona

Jurado

**Julio, 2008**

---

## **DEDICATORIAS**

Una vez fue un sueño, hoy en día es una realidad, por eso le dedico mi triunfo especialmente:

A Dios todopoderoso, por darme la sabiduría, fortaleza y oportunidad de alcanzar una de mis metas trazadas en la vida.

A mis amados Padres *Morelia y Omar*, por creer en mi, brindarme ese apoyo incondicional, por la paciencia que tuvieron durante mi formación y por la motivación que siempre me ofrecieron. Gracias por ser mis padres, los quiero mucho.

A mis hermanos quienes de una u otra forma creyeron en mí y que nunca me abandonaron a lo largo de la carrera, siempre siguieron de cerca mi desempeño, Gracias.

A mi novia *Carmen*, fuiste la persona que estuvo a mi lado de una manera incondicional, codo a codo y me impulsaste de muchas formas y maneras para lograr este sueño que además de ser mió, se convirtió en nuestro, de verdad gracias mi reina bella por llegar a mi vida.

A todos mis compañeros, amigos y demás familiares que de una u otra forma contribuyeron con la realización de este proyecto.



## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco y honro a mi gran casa de estudios la *Universidad de Carabobo*, por haberme brindado sus espacios para formar parte de ella y de haberme impartido conocimientos a través de sus profesores y formarme como Ingeniero Mecánico.

A mi Tutor Prof. *Aristides Boada*, por el apoyo, la colaboración, por la confianza depositada en mí y haberme orientado en la realización de este trabajo.

Al prof. *Luís Escalona* por haberme brindado su apoyo y a todos los profesores que durante mi carrera contribuyeron con sus conocimientos en mi formación profesional.

A mis padres, hermanos, padrinos y tíos, por el apoyo y la confianza depositada en mí.

A la mujer que estuvo a mi lado en la etapa más difícil de la carrera, gracias *Carmen Montero* por ser parte de mi vida.

A mis amigos, quienes aportaron un granito de arena en la realización de este proyecto, muy especialmente a *Nancy y Aquiles*.

A todos gracias...

## **“DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE, CARGA Y DESCARGA DE BOBINAS TEXTILES”**

### ***RESUMEN***

En el presente trabajo especial de grado, se realizó el diseño de un sistema de transporte, carga y descarga de bobinas textiles. Dicha propuesta se enfoca en el diseño de un sistema automatizado, cuya función es colocar las bobinas en la posición de alimentación, el cual está compuesto de barras móviles que levantan las bobinas para almacenarlas en una estructura, donde luego se alimentará la mesa de tendido a través de brazos de descarga, esto con el objeto de eliminar el transporte y el esfuerzo realizado por el operario. Este trabajo incluye la determinación de las variables fundamentales como lo son: los materiales de fabricación (AISI 4340, aleación de Aluminio y acero estructural A50 y A36), las fuerzas aplicadas en el momento de la carga y la velocidad de giro de la cadena. Con la determinación de estas variables se logró diseñar una estructura capaz de cargar y almacenar 12 bobinas, que cuenta con pistones neumáticos sin vástago para realizar la carga y descarga, cadenas de transporte con aditamentos y un motorreductor con freno que transmite la potencia al sistema a través de ejes. Por otra parte se diseñó un sistema de control electroneumático, el cual se encargará de sincronizar la marcha y parada del morreductor y los pistones neumáticos. Finalmente se determinó la factibilidad económica, concluyéndose que la inversión inicial del proyecto se recuperará en el tercer año, lo que permite concluir que el proyecto es rentable.

## **ÍNDICE DE GRÁFICAS Y FIGURAS**

| <b>Figura</b>                                                   | <b>Pág.</b> |
|-----------------------------------------------------------------|-------------|
| Gráfica 4.1. Características generales de cadena Morse.         | 64          |
| Gráfica 4.2. Factor de servicio del motorreductor.              | 69          |
| Gráfica 4.3. Determinación de las características del cubo.     | 110         |
| Gráfica 4.4. Resistencia al cortante del pasador.               | 129         |
| Figura 1.1. Carro Kanban.                                       | 7           |
| Figura 1.2. Actividad de carga de bobinas.                      | 8           |
| Figura 1.3. Mesas de tendido.                                   | 9           |
| Figura 1.4. Diagrama del proceso de Fabricación de Butacas.     | 10          |
| Figura 1.5. Diagrama de causa efecto del proceso actual.        | 14          |
| Figura 2.1. Accesorios en K.                                    | 24          |
| Figura 2.2. Accesorios en F.                                    | 25          |
| Figura 2.3. Accesorios en L.                                    | 25          |
| Figura 2.4. Accesorios tipo pernos de salida.                   | 26          |
| Figura 2.5. Rodamiento tipo “Y”.                                | 29          |
| Figura 2.6. Soporte de brida de fundición gris.                 | 30          |
| Figura 2.7. Soporte de brida de fundición cuadrado.             | 30          |
| Figura 2.8. Soporte de pie de fundición gris.                   | 31          |
| Figura 4.1. Posible Solución 1.                                 | 40          |
| Figura 4.2. Posible Solución 2.                                 | 42          |
| Figura 4.3. Posible Solución 3.                                 | 43          |
| Figura 4.4. Posible Solución 4.                                 | 45          |
| Figura 4.5. Posible Solución 5.                                 | 46          |
| Figura 4.6. Dispositivo a diseñar.                              | 53          |
| Figura 4.7. Dimensiones principales de la cadena de transporte. | 54          |

|                                                                                                 |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 4.8. Características de attachments tipo K-2.                                            | 59 |
| Figura 4.9. Características de attachments tipo D.                                              | 60 |
| Figura 4.10. Característica de la cadena de transporte.                                         | 62 |
| Figura 4.11. Cadena motora, dimensiones principales.                                            | 63 |
| Figura 4.12. Dimensiones del Motorreductor.                                                     | 71 |
| Figura 4.13. Isometría del eje de la bobina.                                                    | 73 |
| Figura 4.14. Eje de la bobina, vista lateral.                                                   | 73 |
| Figura 4.15. Diagramas de corte, momento y elástica en el plano y-z del eje de la bobina.       | 76 |
| Figura 4.16. Isometría del eje central.                                                         | 80 |
| Figura 4.17. Vista lateral del eje central.                                                     | 80 |
| Figura 4.18. Diagramas de corte, momento, elástica y torsor en el plano y-z del eje central.    | 83 |
| Figura 4.19. Diagramas de corte, momento, elástica en el plano x-y del eje central.             | 84 |
| Figura 4.20. Vista 3D y diagrama de cuerpo libre del eje transmisor.                            | 88 |
| Figura 4.21. Diagramas de corte, momento, elástica y torsor en el plano y-z del eje transmisor. | 90 |
| Figura 4.22. Diagramas de corte, momento, elástica en el plano x-z del eje transmisor.          | 91 |
| Figura 4.23. Vista 3D y diagrama de cuerpo libre del eje de apoyo.                              | 94 |
| Figura 4.24. Diagramas de corte, momento y elástica en el plano y-z del eje de apoyo.           | 95 |
| Figura 4.25. Diagramas de corte, momento y elástica en el plano x-y del eje de apoyo.           | 97 |
| Figura 4.26. Ubicación de los Rodamientos en el Eje.                                            | 99 |

|                                                                                       |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 4.27. Diagrama de cuerpo libre eje transmisor.                                 | 105 |
| Figura 4.28. Vista lateral del eje de apoyo.                                          | 106 |
| Figura 4.29. Diámetros del Eje central.                                               | 112 |
| Figura 4.30. Diámetros del eje transmisor.                                            | 112 |
| Figura 4.31. Diámetros del eje de apoyo.                                              | 113 |
| Figura 4.32. Detalle de Cuñas en el punto G.                                          | 115 |
| Figura 4.33. Vista 3D y dimensiones del eje seguidor.                                 | 118 |
| Figura 4.34. Diagramas de corte, momento y elástica en el plano y-z del eje seguidor. | 121 |
| Figura 4.35. Dimensiones principales del gancho.                                      | 124 |
| Figura 4.36. Vista 3D de la soldadura en el gancho de la cadena transportadora.       | 125 |
| Figura 4.37. Dimensiones del área sometida a esfuerzo de la soldadura del gancho.     | 126 |
| Figura 4.38. Isometría de la extensión del actuador de descarga.                      | 131 |
| Figura 4.39. Vista frontal del actuador de descarga.                                  | 132 |
| Figura 4.40. Distancia entre el eje neutro y la fibra más alejada.                    | 133 |
| Figura 4.41. Isometría del actuador DNCKE.                                            | 135 |
| Figura 4.42. Posiciones de la carga.                                                  | 137 |
| Figura 4.43. Actuadores lineales DGPL con guía.                                       | 139 |
| Figura 4.44. Carrera del actuador.                                                    | 140 |
| Figura 4.45. Vista 3D y dimensiones principales de la guía de carga/alimentación      | 142 |
| Figura 4.46. Isometría de la base de alimentación.                                    | 145 |
| Figura 4.47. Isometría del brazo de alimentación.                                     | 148 |
| Figura 4.48. Área del brazo sometida a esfuerzo.                                      | 149 |

|                                                                                                        |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 4.49. Dimensiones del área sometida a esfuerzo.                                                 | 149 |
| Figura 4.50. Factores de servicio del acople del motorreductor.                                        | 152 |
| Figura 4.51. Tipos de acoples.                                                                         | 154 |
| Figura 4.52. Especificaciones del acople tipo ST.                                                      | 155 |
| Figura 4.53. Características de la base del motorreductor.                                             | 157 |
| Figura 4.54. Isometría de la estructura.                                                               | 169 |
| Figura 4.55. Relación de esfuerzos.                                                                    | 171 |
| Figura 4.56. Diagrama de corte y momento en la sección mas<br>esforzadas.                              | 172 |
| Figura 4.57. Conjunto armado del sistema.                                                              | 179 |
| Figura 4.58. Tablero de control del sistema.                                                           | 180 |
| Figura 4.59. Ubicación de los sensores en el sistema.                                                  | 181 |
| Figura 4.60. Ubicación de los micro-switch de alimentación.                                            | 182 |
| Figura 4.61. Diagrama neumático.                                                                       | 196 |
| Figura 4.62. Diagrama de Fuerza.                                                                       | 197 |
| Figura 4.63. Diagrama eléctrico de conexión de las bobinas<br>energizada por el PLC a los contactores. | 197 |
| Figura 4.64. Sud-diagrama de inicio.                                                                   | 198 |
| Figura 4.65. Sud-diagrama de la secuencia de carga.                                                    | 199 |
| Figura 4.66. Sud-diagrama de la secuencia de alimentación<br>posición # 1.                             | 200 |
| Figura 4.67. Sud-diagrama de la secuencia de alimentación<br>posición # 2.                             | 201 |
| Figura 4.68. Sud-diagrama de la secuencia de alimentación<br>posición # 3.                             | 202 |
| Figura 4.69. Sud-diagrama de la secuencia de des-<br>alimentación, posición # 1.                       | 203 |



|                                                                                  |     |
|----------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 4.70. Sud-diagrama de la secuencia de des-<br>alimentación, posición # 2. | 204 |
| Figura 4.71. Sud-diagrama de la secuencia de des-<br>alimentación, posición # 3. | 205 |
| Figura 4.72. Sud-diagrama de la secuencia de descarga del<br>sistema.            | 206 |
| Figura 4.73. Diagrama de conexiones de entradas.                                 | 207 |
| Figura 4.74. Diagrama de conexiones de salidas.                                  | 208 |
| Figura 4.75. Diagrama de conexiones de entradas/salidas.                         | 209 |
| Figura 4.76. Escala de tiempo de pago.                                           | 229 |

## **ÍNDICE DE TABLAS**

|                                                                                               | Pág. |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| <b>Tablas</b>                                                                                 |      |
| Tabla 4.1. Características cadena Morse.                                                      | 65   |
| Tabla 4.2. Reducciones internas del motorreductor.                                            | 68   |
| Tabla 4.3. Especificaciones técnicas de motorreductores.                                      | 70   |
| Tabla 4.4. Dimensiones del motorreductor.                                                     | 72   |
| Tabla 4.5. Estado de las cargas del eje de la bobina.                                         | 74   |
| Tabla 4.6. Diámetros del eje de la bobina.                                                    | 78   |
| Tabla 4.7. Estado de las cargas del eje central, y-z.                                         | 81   |
| Tabla 4.8. Estado de las cargas del eje central, plano x-y.                                   | 82   |
| Tabla 4.9. Diámetros del eje central.                                                         | 86   |
| Tabla 4.10. Diámetros para verificar deflexión del eje central.                               | 87   |
| Tabla 4.11. Estado de las cargas del eje central, plano y-z.                                  | 89   |
| Tabla 4.12. Estado de las cargas del eje central, plano x-z.                                  | 91   |
| Tabla 4.13. Diámetros del eje transmisor.                                                     | 92   |
| Tabla 4.14. Diámetros para verificar deflexión del eje transmisor.                            | 93   |
| Tabla 4.15. . Estado de las cargas del eje de apoyo, plano y-z.                               | 94   |
| Tabla 4.16. Estado de las cargas del eje central, plano y-x.                                  | 96   |
| Tabla 4.17. Diámetros del eje de apoyo aplicando la ecuación de torsión y flexión combinadas. | 98   |
| Tabla 4.18. Diámetros para verificación de deflexión del eje de apoyo.                        | 98   |
| Tabla 4.19. Tipos de cojinetes.                                                               | 101  |
| Tabla 4.20. Vida útil de diseño recomendada para cojinetes.                                   | 102  |

|                                                                                    |     |
|------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tabla 4.21. Rodamientos y soportes seleccionados del eje central.                  | 104 |
| Tabla 4.22. Rodamientos y soportes seleccionados del eje transmisor.               | 106 |
| Tabla 4.23. Rodamientos y soportes seleccionados del eje de apoyo.                 | 107 |
| Tabla 4.24. Dimensiones principales de ruedas dentadas.                            | 109 |
| Tabla 4.25. Características del cubo.                                              | 111 |
| Tabla 4.26. Diámetros mínimos y comerciales de rodamiento del eje central.         | 111 |
| Tabla 4.27. Diámetros mínimos y comerciales de rodamiento del eje transmisor.      | 112 |
| Tabla 4.28. Diámetros mínimos y comerciales de rodamiento del eje de apoyo.        | 112 |
| Tabla 4.29. Tamaños de cuñas y tornillos prisioneros estándar para ejes.           | 114 |
| Tabla 4.30. Características de cuñas en cada eje.                                  | 117 |
| Tabla 4.31. Reacciones en los apoyos.                                              | 119 |
| Tabla 4.32. Diámetros del eje seguidor.                                            | 123 |
| Tabla 4.33. Tamaño de la soldadura.                                                | 126 |
| Tabla 4.34. Resistencia al cortante del pasador.                                   | 129 |
| Tabla 4.35. Carga de los actuadores lineales con bloqueo.                          | 135 |
| Tabla 4.36. Características de los Actuadores lineales con freno DNC normalizados. | 137 |
| Tabla 4.37. Características principales de los actuadores seleccionados.           | 138 |
| Tabla 4.38. Características principales del actuador DGLP.                         | 141 |

|                                                                            |     |
|----------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tabla 4.39. Especificaciones y resistencias métricas para pernos de acero. | 157 |
| Tabla 4.40. Dimensiones de roscas para tornillos métricos estándar ISO.    | 158 |
| Tabla 4.41. Parámetros de rigidez.                                         | 161 |
| Tabla 4.42. Características principales de los pernos seleccionados.       | 165 |
| Tabla 4.43. Perfiles seleccionados.                                        | 169 |
| Tabla 4.44. Tabla de direcciones.                                          | 211 |
| Tabla 4.45. . Listado de costos de los componentes del sistema             | 219 |



## **ÍNDICE GENERAL**

|                                                                 | Pág. |
|-----------------------------------------------------------------|------|
| <b>INTRODUCCIÓN.</b>                                            | 1    |
| <br><b>CAPITULO I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.</b>              | 4    |
| 1.1. Planteamiento o formulación del problema de investigación. | 4    |
| 1.2. Diagrama Causa-Efecto.                                     | 11   |
| 1.2.1. Causas.                                                  | 11   |
| 1.3. Objetivos.                                                 | 15   |
| 1.3.1. Objetivo General.                                        | 15   |
| 1.3.2. Objetivos Específicos.                                   | 15   |
| 1.4. Justificación de la investigación.                         | 15   |
| 1.5. Limitaciones.                                              | 17   |
| 1.6. Delimitaciones.                                            | 17   |
| <br><b>CAPITULO II. MARCO TEÓRICO.</b>                          | 19   |
| 2.1. Antecedentes.                                              | 19   |
| 2.2. Bases Teóricas.                                            | 21   |
| 2.2.1. Carro Kanban.                                            | 21   |
| 2.2.2. Cadenas.                                                 | 22   |
| 2.2.3. Transportadores de cadena.                               | 23   |
| 2.2.4. Cadenas de paso alargado.                                | 23   |
| 2.2.5. Aditamentos para cadenas.                                | 24   |
| 2.2.6. Motorreductores.                                         | 26   |
| 2.2.7. Rodamientos.                                             | 28   |



|                                                                               |     |
|-------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 2.2.8. Ejes de transmisión                                                    | 32  |
| 2.2.9. Automatización industrial.                                             | 33  |
| <b>CAPITULO III. MARCO METODOLÓGICO.</b>                                      | 34  |
| 3.1. Nivel de la Investigación.                                               | 34  |
| 3.2. Diseño de la Investigación.                                              | 35  |
| 3.3. Fases de la investigación.                                               | 35  |
| 3.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos.                          | 37  |
| 3.5 Técnicas de procesamiento y análisis de datos.                            | 38  |
| <b>CAPITULO IV. CÁLCULOS Y RESULTADOS.</b>                                    | 39  |
| 4.1 Propuestas de diseño del sistema de carga, descarga y transporte.         | 39  |
| 4.2 Selección de la mejor alternativa o toma de decisiones.                   | 47  |
| 4.2.1. Criterios y restricciones.                                             | 47  |
| 4.2.2. Evaluación de las posibles soluciones según criterios y restricciones. | 48  |
| 4.3 Cálculos Realizados                                                       | 52  |
| 4.3.1. Diseño de la Cadena de transporte.                                     | 54  |
| 4.3.2. Diseño de la cadena motora.                                            | 63  |
| 4.3.3. Selección del motorreductor.                                           | 67  |
| 4.3.4. Diseño del eje de la bobina                                            | 73  |
| 4.3.5. Diseño del eje central.                                                | 80  |
| 4.3.6. Diseño del eje transmisor.                                             | 88  |
| 4.3.7. Diseño de los ejes de apoyo de la cadena transportadora.               | 94  |
| 4.3.8. Selección de Rodamientos y Soportes.                                   | 99  |
| 4.3.8.1. Eje central.                                                         | 99  |
| 4.3.8.2. Eje transmisor.                                                      | 105 |



|                                                                                     |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.3.8.3. Ejes de apoyo de la cadena transportadora                                  | 106 |
| 4.3.9. Selección de ruedas dentadas.                                                | 107 |
| 4.3.10. Resumen de diámetros de eje.                                                | 111 |
| 4.3.11. Selección y diseño de las cuñas.                                            | 113 |
| 4.3.12. Comprobación del seguidor de la cadena transportadora.                      | 117 |
| 4.3.13. Comprobación del gancho de la cadena transportadora.                        | 124 |
| 4.3.14. Comprobación del pasador del gancho de la cadena transportadora.            | 128 |
| 4.3.15. Comprobación de la extensión del actuador de alimentación.                  | 130 |
| 4.3.16. Selección de los actuadores de posicionamiento de carga.                    | 134 |
| 4.3.17. Selección de los actuadores de carga y alimentación                         | 139 |
| 4.3.18. Comprobación de la guía de carga/alimentación.                              | 142 |
| 4.3.19. Comprobación de la base de alimentación.                                    | 145 |
| 4.3.20. Selección del acople del motorreductor al eje central.                      | 151 |
| 4.3.21. Selección de Pernos y Tornillos.                                            | 156 |
| 4.3.21.1. Selección de Tornillos para fijar el motoreductor.                        | 157 |
| 4.3.21.2. Selección de pernos para fijar los Soportes de Pie con rodamiento tipo Y. | 164 |
| 4.3.21.3. Selección de pernos para fijar el motorreductor con freno a la ménsula.   | 165 |
| 4.3.22. Diseño de la estructura del sistema de carga.                               | 167 |



|                                                                  |     |
|------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.3.23. Diseño del Sistema de Control.                           | 176 |
| 4.3.23.1. Esquemas del sistema de control.                       | 178 |
| 4.3.23.2. Memoria descriptiva del sistema.                       | 178 |
| 4.3.23.2.1. Secuencia de carga.                                  | 179 |
| 4.3.23.2.2. Secuencia de alimentación de<br>tendido.             | 183 |
| 4.3.23.2.3. Secuencia des-alimentación de<br>tendido.            | 187 |
| 4.3.23.2.4. Secuencia de descarga.                               | 192 |
| 4.3.23.2.5. Giro del motoreductor.                               | 193 |
| 4.3.23.3. Ciclo automático.                                      | 198 |
| 4.3.23.4. Lista de direcciones.                                  | 210 |
| 4.3.23.5. Selección de los componentes del sistema.              | 214 |
| 4.3.24. Estudio Económico del Proyecto                           | 218 |
| 4.3.24.1. Cálculo de costos por inversión.                       | 218 |
| 4.3.24.2. Cálculo del beneficio anual.                           | 224 |
| 4.3.24.3. Determinación del Tiempo de Pago del<br>proyecto (TP). | 228 |
| <b>CONCLUSIONES.</b>                                             | 230 |
| <b>RECOMENDACIONES.</b>                                          | 232 |
| <b>BIBLIOGRAFIA.</b>                                             | 234 |
| <b>ANEXOS.</b>                                                   | 237 |

## **INTRODUCCIÓN**

En la actualidad, las empresas están en la obligación de cumplir ciertas leyes para poder laborar en el país, entre una de ellas se encuentra, la exigida por el Instituto Nacional de Prevención de Salud y Seguridad Laborales (INSASEL), Ley Orgánica de Prevención, Condiciones y Medio Ambiente de Trabajo (LOPCYMAT), que tiene por objetivo garantizar a los trabajadores condiciones y prevención, salud, seguridad y bienestar en el trabajo. Para garantizar el cumplimiento de dicha Ley, se realizará el proyecto a continuación.

En este trabajo de investigación se presenta el diseño de un sistema de carga, descarga y transporte de bobinas textiles de la empresa 3-A Johnson Controls Andina C.A.

Sus inicios fueron en el año 1970 bajo el nombre de “Auto tapicería La Candelaria”, orientadas hacia las reparaciones en general de tapicerías automotrices, ya para el año 1974 se transforma en AUTACA S.A., y da paso a la creación de nuevas empresas en el grupo para consolidarse en el ramo automotriz, como son: Asientos Moldeados de Uretano, (Amusa) y Asientos Metálicos, C.A (Asimeca).

En 1997 AUTACA S.A. firma la alianza con Johnson Controls Incorporation (JCI) y adopta la razón social de 3-A JHONSON CONTROLS ANDINA, C.A, ubicada en la zona industrial Pruinca, Guacara Estado Carabobo.



Esta empresa se dedica a la fabricación de butacas para vehículos automotores de las principales ensambladoras del país, como: Ford, Toyota, GM.

El problema principal se debe al esfuerzo que realizan los operarios al momento de levantar manualmente las bobinas, lo que ocasiona lesiones físicas en los mismos, como: lumbalgia, contractura muscular, lumbago crónico, etc.

Este trabajo tiene como objetivo diseñar un sistema automático capaz de reducir el esfuerzo realizado por los operarios para lograr que estos gocen de un ambiente de trabajo saludable y en condiciones seguras y así cumplir con los requerimientos exigidos por la mencionada ley.

Este trabajo de grado está conformado por cuatro capítulos donde el capítulo I (planteamiento del problema) especifica la situación problemática de la empresa, objetivo general y específicos, limitaciones y delimitaciones; en el capítulo II (marco teórico) contiene de manera sintetizada los antecedentes del trabajo de investigación, conceptos básicos sobre cadenas de transporte y accesorios para cadena, motorreductores, rodamientos, entre otros.



En el capítulo III (marco metodológico) se detalla el nivel, tipo y diseño de la investigación que se llevó a cabo para hacer posible el diseño del sistema de carga, descarga y transporte; el capítulo IV (cálculos y resultados) está compuesto por los cálculos fundamentales para el diseño de cadenas de transporte, ejes, motorreductor elementos mecánicos necesario en el diseño, además de un sistema de control, estudio económico, conclusiones y recomendaciones importantes para la ejecución de este proyecto.

---

## **CAPÍTULO I**

### **EL PROBLEMA**

#### **1.1. Planteamiento o formulación del problema de investigación**

Para alcanzar los objetivos de productividad en cualquier actividad de trabajo, se deben integrar criterios de salud y seguridad, de calidad del producto o servicio y de calidad de vida del trabajador. Ahora bien, para lograr un ambiente de trabajo adecuado, se busca la adaptación entre el hombre y su trabajo sin descuidar la productividad, adaptar las condiciones, métodos, ritmos, secuencias e interrelación de tareas, cuidando la salud y el medio ambiente. Por esta razón, en el presente trabajo se busca obtener dichas condiciones.

Este proyecto de investigación se realizará en la empresa 3-A Jonson Controls Andina C.A, ubicada en Guacara Estado Carabobo, la cual se encarga de la fabricación de butacas para vehículos automotores de los modelos Ford, Toyota, GM.

Esta empresa comienza cuando, en 1970 nace auto tapicería la “La Candelaria” propiedad del Sr. Antonio González, ubicada en una populosa parroquia Valenciana del mismo nombre, cuyas principales actividades estaban orientadas hacia las reparaciones en general de tapicerías automotrices, pero ofrecía ciertos trabajos de reparación a las ensambladoras establecidas en Valencia.

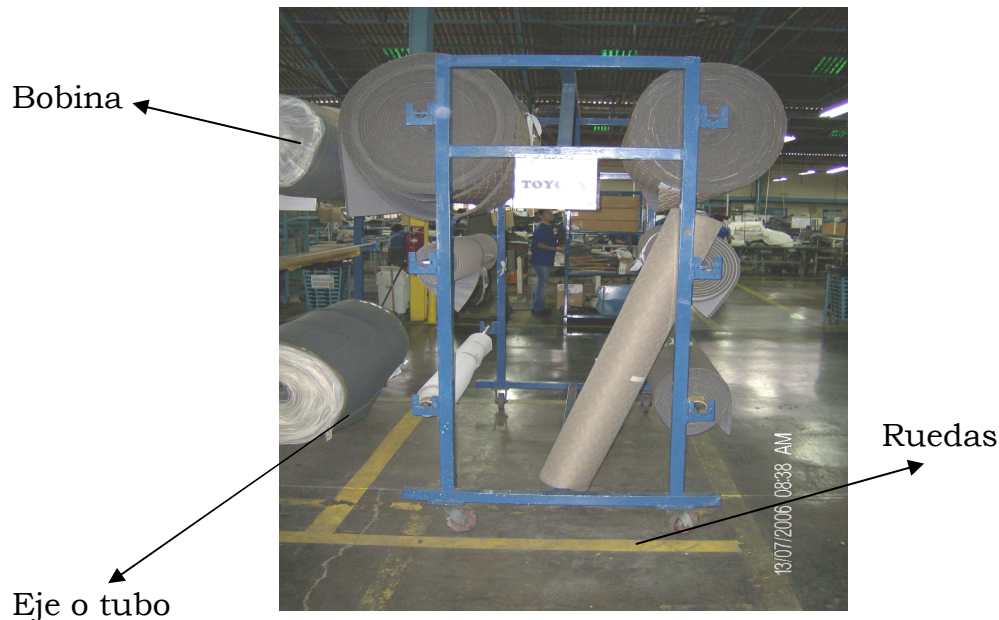
En 1973 el Sr. León Vaisberg adquiere Auto tapicería “La Candelaria” teniendo como visión proveer de manera exclusiva la tapicería requerida por las ensambladoras; ya para el año 1974 se crea AUTACA S.A., bajo un concepto formal en cuanto a responsabilidades administrativas y operativas, estableciendo su sede en la zona Industrial Carabobo, en un local de aproximadamente de 5.000 m<sup>2</sup>. Para la fecha, entre sus principales clientes se pueden mencionar Ford motor de Venezuela y Chrysler de Venezuela, ya para el año de 1976 se incorpora General Motor de Venezuela, posteriormente FIAT de Venezuela, Honda de Venezuela y Renault de Venezuela. Autaca, S.A, cambia de ubicación, estableciéndose su sede en la zona industrial Pruinca en Guacara Estado Carabobo; dando paso a la creación de nuevas empresas en el grupo para consolidarse en el ramo automotriz, como son: Asientos Moldeados de Uretano, (Amusa) y Asientos Metálicos, C.A (Asimeca).

En 1995, AUTACA S.A. en la búsqueda de nuevos mercados altamente competitivos y sobrevivir en el proceso de Globalización, inicia un “Joint Venture” con Johnson Controls Incorporation (JCI), quien es el mayor proveedor a nivel mundial de partes de tapicería automotriz de optima calidad. En 1997 AUTACA S.A. firma la alianza con Johnson Controls Incorporation (JCI) y adopta la razón social de 3-A JHONSON CONTROLS ANDINA, C.A.

A continuación se describe el proceso de corte, donde se presenta la problemática de la empresa:

El departamento de corte de la empresa es el encargado de cortar las telas en las diferentes partes que conforman los forros de cada modelo. Se divide en tres áreas: Área de almacén de corte, donde se colocan en forma ordenada y por modelo, los dispositivos de transporte y alimentación de tendido, llamado carro Kanban (**Ver Figura 1.1**), donde cada uno de estos tiene 6 tubos o ejes con disposición horizontal (soporte para las bobinas), 3 de cada lado, en forma simétrica y alturas distintas (0,6, 1,15, 1,9 m), y cuentan con cuatro ruedas, 2 fijas y 2 giratorias para poder moverlos fácilmente. El área de carga, lugar utilizado para colocar las bobinas en el carro Kanban y por último, el área de corte, la cual está constituida por tres mesas de tendido, dos de ellas utilizadas para la alimentación de la máquina de control numérico (máquina de corte) y una de corte manual, como plan de contingencia.

El proceso de carga y transporte de bobinas textiles comienza cuando el operario trae un carro Kanban desde el almacén de corte hasta el área de carga, luego toma uno de los ejes, lo introduce en la bobina, la cual tiene aproximadamente 80Kg, y con ayuda de otro operario la levanta una altura máxima de 1,9 m hasta colocarla en la posición que ocupaba anteriormente dicho eje. Por tal motivo, esta actividad solo puede ser realizada por personal masculino y podría ocasionar lesiones físicas y accidentes laborales debido a que se supera la carga máxima permisible según el National Institute for Occupational Safety and Health (NIOSH) (**Ver figura 1.2**).



Fuente: propia.

**Figura 1.1.** Carro Kanban.

Este proceso se repite hasta llegar a la máxima capacidad del carro o para reponer bobinas faltantes. Estas operaciones se realizan en forma manual, 34 veces/turno por un mismo operario.

Después de cargado completamente el carro Kanban el operario lo empuja hasta posicionarlo de nuevo en el almacén de corte. Es importante destacar que cargado a su máxima capacidad tiene una masa de aproximadamente 450 Kg, generando agotamiento físico en el operario. Para alimentar la máquina de corte, el operario busca un carro Kanban del almacén de corte y lo coloca en la mesa de tendido

(Ver Figura 3), donde 2 operarios desenrollan una longitud determinada de tela y la cortan, en esta actividad las bobinas que no están a la altura de dicha mesa generan una mayor resistencia a ser desenrolladas, razón por la cual, el operario para realizar la actividad fácilmente cambia las bobinas a la posición central (a la altura de la mesa de tendido).



Fuente: propia.

**Figura 1.2.** Actividad de carga de bobinas.

Esta operación se repite hasta llegar a una cantidad de paños (colchón) que dependerán del tipo de tela y se realizan manualmente y por los mismos operarios/turno. El departamento de corte trabaja 3 turnos/ día y cada turno es de 8 horas.



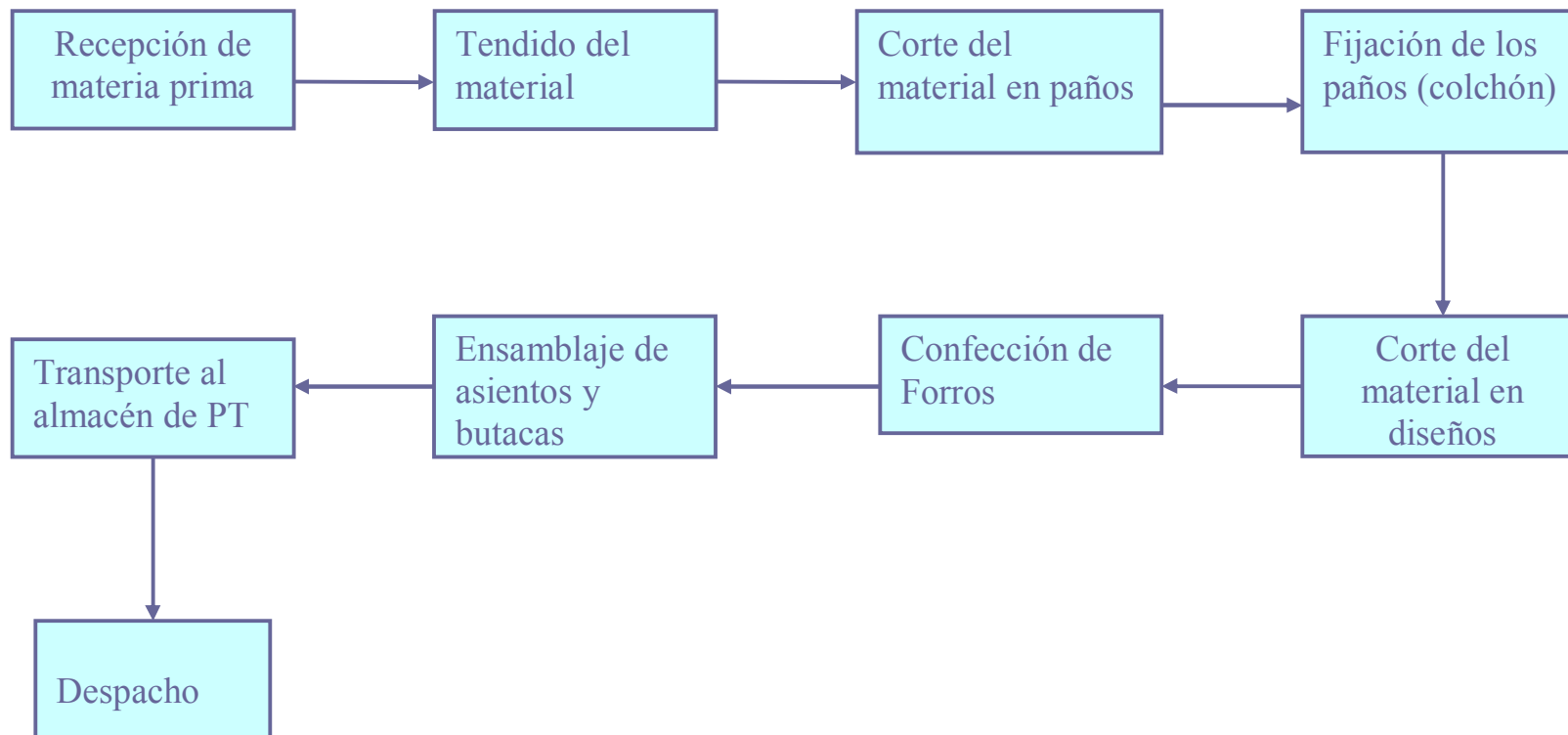
Fuente: propia.

**Figura 1.3.** Mesas de tendido.



## *Capítulo I: El Problema*





Fuente: propia.

**Figura 1.4.** Diagrama del proceso de Fabricación de Butacas.

## 1.2. Diagrama Causa-Efecto

Este diagrama ofrece un método efectivo de hallar las causas que ocasionan la situación problemática y sus posibles efectos en el proceso.

### 1.2.1. Causas

#### **Mano Obra**

- Características Físicas: La carga de las bobinas se realiza en forma manual por dos operarios, por lo tanto la mano de obra requerida en esta área está limitada por la edad, estatura y contextura física ya que es necesario levantar una bobina de hasta 80 Kg.
- Seguridad: La carencia de ergonomía en el área de carga de bobinas textiles provoca lesiones a nivel cervical y columna a los obreros encargados de esta parte del proceso.
- Habilidad: La destreza del obrero al realizar su trabajo depende en parte de la educación recibida y la experiencia adquirida.
- Rendimiento: Se ve afectado por descuidos, interrupciones y desinterés en el trabajo; posiblemente cuando el obrero pueda presentar problemas personales, se sienta aburrido de seguir la misma rutina o cometa errores por no seguir un buen procedimiento.

- Disponibilidad: Existen operaciones que requieren operarios dedicados completamente a ellas, por lo tanto algunas áreas de la empresa se ven afectadas por falta de personal.

### **Maquinaria**

- No disponible: El área de corte no cuenta con un sistema de carga y descarga de bobinas al momento de formar los paños de tela.
- Función: Los equipos que existen para cargar la bobina de tela no es apta para realizar el trabajo debido a que los operarios tienen que realizar un gran esfuerzo físico al momento de levantarla y colocarla sobre la carrucha.
- Operación: Para poner en funcionamiento cualquier máquina es necesario impartir entrenamiento a los obreros para contar con una mano de obra especializada que se encargue de operar el equipo.

### **Método Operacional**

- Carga: Es lenta y carente de ergonomía; además de depender totalmente de la presencia de los obreros para que se pueda realizar.
- Descarga: Se realiza en forma manual por dos operarios, los cuales realizan esfuerzo al halar la tela de las bobinas.

- Transporte: Se emplea para tal fin una carrucha, a la cual se le colocan 2 bobinas en el almacén de materia prima y trasladada por el operario hasta el área de corte donde cargan los carros Kanban (aproximadamente a 70 m).

### **Materiales**

- Calidad Superficial: Muchos de los materiales utilizados presentan manchas y agujeros, ocasionando que el producto salga defectuoso.

### **Medio Ambiente**

- Ruidos: Provocados por las herramientas neumáticas, el sistema de suspensión de la mesa de corte y el sistema de aspiración de la máquina de corte.
- Temperatura: Es elevada en toda la planta debido a que el sistema de ventilación de la misma no es suficiente.
- Aire: Se ve contaminado ocasionalmente por el olor a pegamento que existen en el área de ensamble de paneles de puertas.

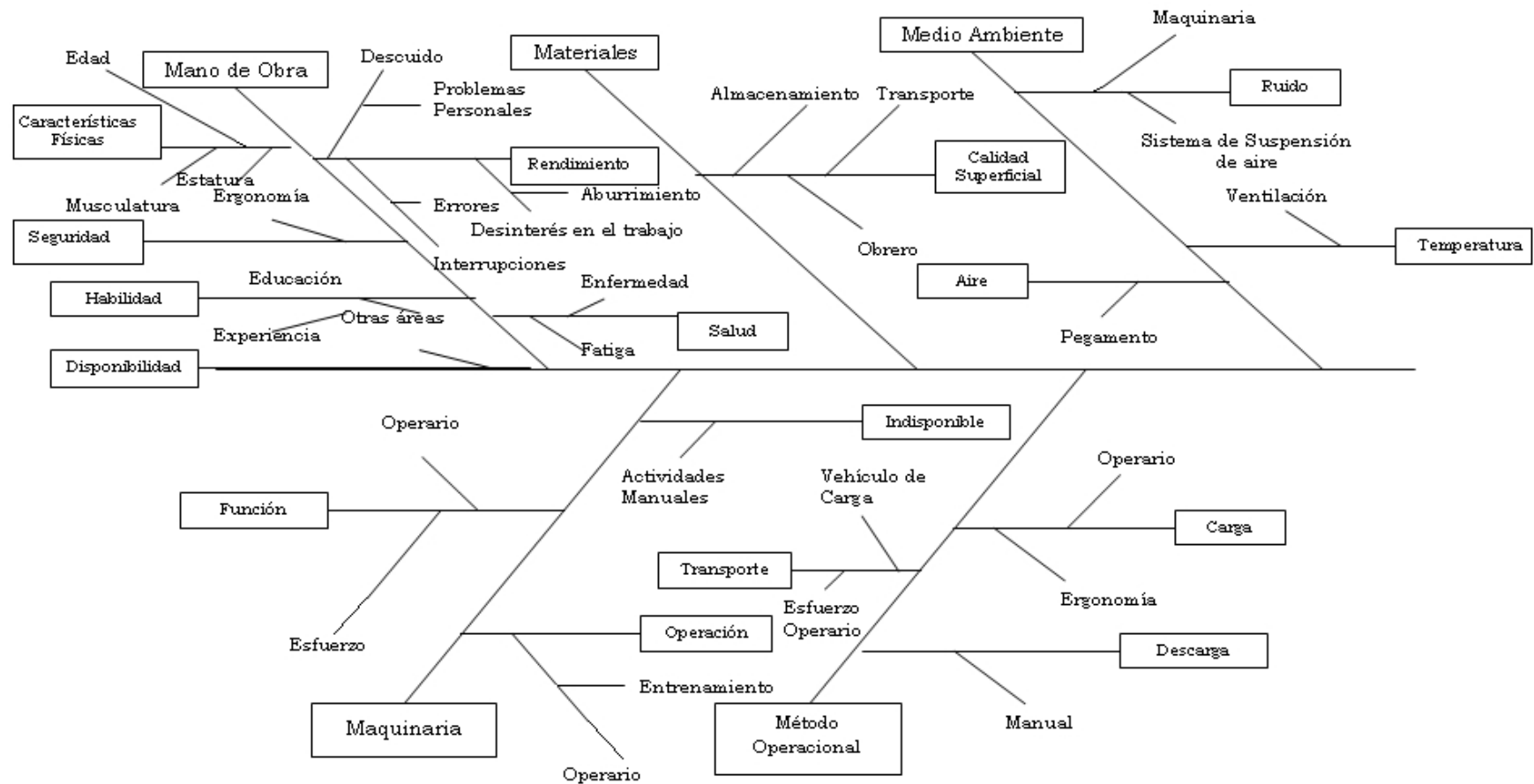
### **Medición.**

No se toma en cuenta para el diagrama causa efecto ya que a lo largo del proceso no existen problemas con los equipos de medición.



## *Capítulo I: El Problema*





Fuente: propia.

**Figura 1.5.** Diagrama de causa efecto del proceso actual.

### **1.3. Objetivos del Estudio**

#### **1.3.1. Objetivo General**

Diseñar un sistema de transporte, carga y descarga de bobinas textiles en una empresa ensambladora de butacas.

#### **1.3.2. Objetivos Específicos**

- ✓ Determinar las condiciones desfavorables del método actual.
- ✓ Rediseñar el sistema de transporte de bobinas textiles en el área de corte.
- ✓ Determinar, calcular y seleccionar los elementos necesarios para el funcionamiento del sistema de carga y descarga de bobinas textiles.
- ✓ Diseñar el sistema de control del dispositivo de carga.
- ✓ Realizar el estudio económico del proyecto a elaborar.

### **1.4. Justificación de la investigación**

Para la empresa 3-A Jonson Controls Andina C.A, es prioridad proporcionar a sus trabajadores un ambiente de trabajo adecuado, en cuanto a salubridad y seguridad industrial.

Entre una de sus políticas de Salud, Seguridad, Ergonomía y Medio Ambiente, se encuentra la de promover una cultura de bienestar y cero lesiones.

La realización de este trabajo de grado es de suma importancia ya que los operarios que están encargados de la alimentación de la máquina de corte se ven expuestos a condiciones de trabajo donde su salud puede verse afectada, ya que debido a la forma como esta diseñado el proceso de carga y transporte de las bobinas de tela los operarios deben realizar operaciones repetitivas de levantamiento de carga hasta una altura superior a su estatura, lo que ha ocasionado lesiones con pérdidas de tiempo. Por esta razón y debido a que la empresa está rigiéndose por las reglamentaciones de la Ley Orgánica de Prevención Condiciones y Medio Ambiente de Trabajo (LOPCYMAT), la cual tiene por objeto establecer las instituciones, normas y lineamientos en materia de seguridad y salud, regular derechos y deberes de los trabajadores y empleadores y establecer sanciones por incumplimiento de esta normativa, se hace prioritario solventar esta situación. Actualmente, en Jonson Controls se realiza la operación de transporte, carga y descarga de forma manual, lo que implica que se invierte en esta actividad muchas horas hombres al mes, trayendo como consecuencia gastos adicionales a la empresa.

La oportunidad que se vislumbra en esta investigación se puede traducir en aplicar y evaluar conocimientos adquiridos en la Universidad de Carabobo como ingenieros mecánicos, además que se

podrá utilizar como referencia para los trabajos, proyectos y futuras consultas en la Escuela de Ingeniería Mecánica en el área de diseño.

### **1.5. Limitaciones**

Entre algunas de las limitaciones, se pueden mencionar:

- ✓ El diseño del sistema de carga debe estar sujeto a las dimensiones físicas de las bobinas.
- ✓ La ubicación del sistema de carga está restringida por la distribución del departamento de corte.
- ✓ La capacidad mínima del carro Kanban debe ser de 6 bobinas.
- ✓ Limitación de los recursos necesarios para llevar a cabo esta investigación, como son el tiempo, dinero, material equipos para procesamiento de datos, etc.

### **1.6. Delimitaciones**

Este proyecto tiene como finalidad diseñar un sistema de transporte, carga y descarga de bobinas textiles en una empresa manufacturera que disminuya las operaciones repetitivas y los esfuerzos realizados por el operario.



Cabe destacar, que solo se realizará el diseño de los sistemas, no incluye la construcción de ninguno de los elementos presente.

El proyecto solo aplica al área de corte de la empresa 3-A Johnson Control Andina C.A.



---

## **CAPÍTULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1. Antecedentes**

##### **Antecedente 1.<sup>[9]</sup>**

**Güecha, José; Nodar, Jhonnatan.** “Rediseño de un sistema mecánico automatizado de carga y descarga de largueros en la prensa de templado”. Trabajo Especial de Grado. Universidad de Carabobo. 2004.

Este trabajo se realizó con la finalidad de plantear un rediseño automatizado del proceso de templado en la empresa Structural Solution de Dana Venezuela, división Parrish, la solución planteada para el proceso de carga fue el uso de un sistema de engranaje y cremalleras que muevan linealmente los largueros hacia la prensa de templado y para el proceso de descarga implica una modificación en la disposición de los cilindros hidráulicos que retiran los largueros de la prensa una vez aplicado el temple. El principal aporte de esta investigación consiste en la revisión teórica y seguimiento de los procesos aplicados por el investigador para el diseño realizado.

**Antecedente 2.**<sup>[5]</sup>

**Colmenares, Anacarolina; Coronado, Natacha.** “Diseño de un sistema de descarga en la línea de formado de largueros para camiones.” Universidad de Carabobo. 2002.

El objetivo principal de esta investigación fue diseñar el sistema de descarga en la línea de formado de largueros para camiones en la empresa DANA VEN PARISH C.A, componentes estructurales pesados, el cual generó la solución al problema de bajo nivel de producción debido a que para ese momento el proceso de carga se realizaba en forma manual, lo que lo convertía un proceso sumamente lento y poco seguro para los operarios. La metodología empleada para la selección de las alternativas y el diseño de la mejor propuesta sirve como ejemplo a la presente investigación debido a que muestra detalladamente los pasos a seguir para seleccionar la mejor opción par solucionar la problemática.

**Antecedente 3.**<sup>[4]</sup>

**Bougrant, Juan; Ferreira, José** “Estudio de la factibilidad Económica de diseñar un sistema de elevación de bobinas de aluminio en el laminador cuarto-intermedio de ALCASA-Guacara”. Universidad Tecnológica del Centro (UNITEC). 1992.

Este trabajo tiene como finalidad estudiar la factibilidad de diseñar un sistema de elevación para el carro de alimentación del laminador cuarto- intermedio de ALCASA – Guacara para resolver la problemática que presentaba la empresa en ese entonces, la cual era la reducción del tiempo de producción u operación del laminador ya que el sistema de elevación que existía en ese momento impedía el correcto montaje de la bobina de aluminio en los conos de la desdobladora. El funcionamiento del dispositivo diseñado se consideró para la realización de la investigación debido a que se utilizó para cargar bobinas como es el caso del presente trabajo.

## **2.2. Bases Teóricas**

### **2.2 1. Carro Kanban.**

Según información suministrada por 3-A Jhonson Controls Andina C.A, el carro Kanban es una estructura metálica (ver Fig. 1.1) compuesta por cuatro barras de hierro dispuestas en forma vertical unidas por soportes superiores y laterales, contiene 6 ganchos colocados a ambos lados que permiten colocar los ejes donde van sujetas las bobinas. Además, posee 4 ruedas que permiten deslizarlo con su carga o sin ella de un lugar a otro.

### 2.2.2 Cadenas.<sup>[24]</sup>

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia que se fabrica con una serie de eslabones que se unen mediante pernos. El diseño proporciona flexibilidad mientras permite que la cadena transmita fuerzas de tracción cuya magnitud es considerable. Cuando se transmite potencia entre flechas o ejes que giran, la cadena activa ruedas dentadas, estas ruedas dentadas se fijan en los ejes conducidos y conductores de los mecanismos.

El tipo más común de cadena es la cadena de rodamientos, en la que el rodamiento de cada perno proporciona una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las ruedas dentadas.

#### **Cadenas de rodillos.<sup>[24]</sup>**

La única característica de una cadena de rodillos es la libertad de la junta de acción durante su engranaje con la rueda dentada. Mientras los rodillos giran sobre la parte externa de los bujes, los pasadores oscilan dentro de ellos y de manera eliminan la fricción entre los rodillos y los dientes de la rueda.

Cuando este tipo de cadena envuelve la rueda, los eslabones engranan simultáneamente ambos lados de los dientes de la rueda, es decir que la junta de acción es fácil.

### 2.2.3. Transportadores de Cadenas.<sup>[24]</sup>

El equipo de un transportador a base de cadenas consta en general de un cabezal de accionamiento (constituido por el grupo motorreductor y la rueda dentada o “catalina”), la cadena propiamente dicha, la rueda de retorno y la estructura que hace de soporte-guía constituyendo el “bastidor”.

La cadena consta de eslabones que son de dos tipos: simples y con alimentos, a los que se les une algún componente a cargar, empujar o arrastrar el material transportado, o el cangilón o envase que va en el mismo. Los componentes de los eslabones simples son en general barras laterales, bloque, pasador, buje, rodillo y elemento de fijación.

### 2.2.4. Cadenas de paso alargado.<sup>[24]</sup>

Este tipo de cadena es uno de los más usuales y económicos para transportadores y elevadores de toda clase.

Su principal ventaja consiste en que, por tener el diámetro de rodillo más grande que el ancho de la placa la cadena se desliza con suavidad y sin rozamientos excesivos. Se puede proveer con aletas, pernos salientes, agujeros en las mallas laterales, o cualquier otro aditamento ubicado según cada necesidad. Las aletas y pernos normales se dimensionan al pie.

Además y en el caso de no deslizar sobre guías, se podría utilizar la cadena en rodillos o sea solamente con el buje clavado.

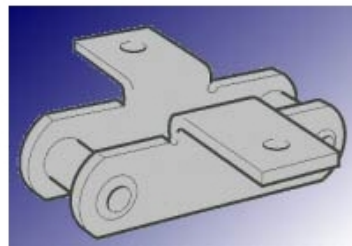
Los materiales utilizados en la fabricación de esta cadena son los siguientes: Mallas de acero laminado - Pernos y bujes de acero al carbono tratados térmicamente - Rodillos de acero SAE 1020.

### 2.2.5. Aditamentos para cadenas.<sup>[24]</sup>

Los accesorios estándares son piezas adaptadas a la base de una cadena para un propósito particular como un medio transportador. Los accesorios pueden formar una parte integral de la placa del eslabón o se pueden construir en la cadena como reemplazo del eslabón normal.

#### Aditamentos de K - externos o acoplamientos internos.<sup>[24]</sup>

Los accesorios de K (ver Fig. 2.1), proporcionan una plataforma paralela a la línea de la cadena y al perno eje del cojinete. Se utilizan para asegurar los listones, los raspadores, los cubos etc. También para cadenas.

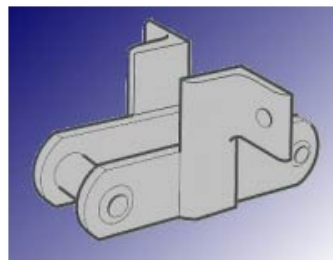


Fuente: [www.Hitachi.com](http://www.Hitachi.com).

**Figura 2.1.** Accesorios en K.

**Aditamentos de F - externos o acoplamientos internos.**<sup>[24]</sup>

Los accesorios de F (ver Fig. 2.2), proporcionan una superficie plana perpendicularmente a la placa de cadena. Se utilizan para asegurar los empujadores, las barras del raspador, etc.

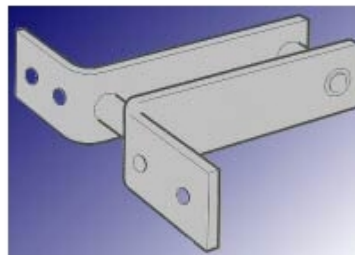


Fuente: [www.Hitachi.com](http://www.Hitachi.com).

**Figura 2.2.** Accesorios en F.

**Aditamentos L.**<sup>[24]</sup>

Los accesorios L (ver Fig. 2.3), son integrales con las placas externas de cadena. Tienen normalmente uno o dos agujeros pero para usos distintos pueden ser provistas sin agujeros y de varias anchuras de la caja.

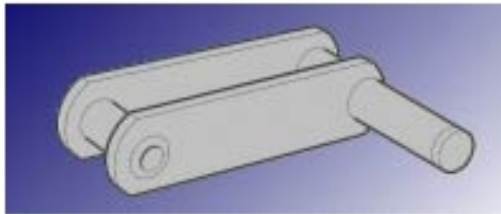


Fuente: [www.Hitachi.com](http://www.Hitachi.com).

**Figura 2.3.** Accesorios en L.

**Pernos de salida.**<sup>[24]</sup>

Los pernos de salida (ver Fig. 2.4), pueden ser montados a través de los pernos del cojinete o de las placas huecas del acoplamiento y son asegurados por una arandela con tuerca y de resorte.



Fuente: [www.Hitachi.com](http://www.Hitachi.com).

**Figura 2.4.** Pernos de salida.

**2.2.6. Motorreductores.**<sup>[23]</sup>

Los Reductores ó Motorreductores son apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos de uso industrial, que necesitan reducir su velocidad en una forma segura y eficiente.

Las transmisiones de fuerza por correa, cadena o trenes de engranajes que aún se usan para la reducción de velocidad presentan ciertos inconvenientes. Al emplear reductores o motorreductores se obtiene una serie de beneficios sobre estas otras formas de reducción.

Algunos de estos beneficios son:

- Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
- Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
- Menor tiempo requerido para su instalación.

Los motorreductores se suministran normalmente acoplado a la unidad reductora un motor eléctrico normalizado asincrónico tipo jaula de ardilla, totalmente cerrado y refrigerado por ventilador para conectar a redes trifásicas de 220/440 voltios y 60 Hz. Para proteger eléctricamente el motor es indispensable colocar en la instalación de todo Motorreductor un guarda motor que limite la intensidad y un relé térmico de sobrecarga. Los valores de las corrientes nominales están grabados en las placas de identificación del motor.

Los motores de corriente continua y alterna son actuadores muy potentes sin embargo giran a demasiada velocidad como para poder utilizarlos en muchas aplicaciones robóticas. Por esa razón se emplean los reductores, habitualmente basados en engranes (también llamados engranajes) Gracias a los engranajes es posible reducir la velocidad de los motores e incrementar el torque del motor. Esto permite actuar elementos voluminosos, con una reducción suficientemente elevada y fiable un pequeño motor podría mover cualquier peso, sacrificando por supuesto velocidad de giro.

#### **2.2.7. Rodamientos.<sup>[22]</sup>**

Rodamiento, también denominado, cojinete, es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste, sirviéndole de apoyo y facilitando su desplazamiento. El principio básico de funcionamiento de un rodamiento, radica en la reducción de la magnitud de la fuerza de rozamiento con la superficie base, introduciendo elementos rodantes pequeños, en consecuencia la fuerza de fricción opuesta al movimiento es mucho menor. Al introducir elementos rodantes se hace posible facilitar el movimiento entre los elementos en contacto por las características de rodadura propias de estos. Muchas veces, debido a esta circunstancia, estos elementos son llamados “cojinetes antifricción” pero en realidad la fricción se halla siempre presente aunque en menor magnitud.

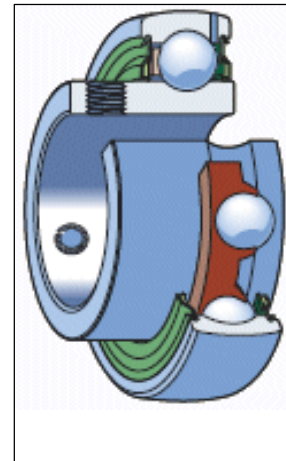
### Rodamientos tipo “Y”<sup>[22]</sup>

También llamados rodamientos de inserción, son básicamente rodamientos rígidos de bolas obturados, con un diámetro exterior esférico convexo. Estos rodamientos se suministran con un aro interior estándar, o con un aro interior prolongado a uno o a ambos lados.

Las distintas series de rodamientos se diferencian en el método de fijación del rodamiento en el eje.

Los rodamientos “Y” montados en los soportes adecuados para formar unidades de rodamientos “Y” pueden soportar una desalineación inicial moderada pero normalmente no permiten el desplazamiento axial. Utilizando estas unidades

se pueden crear disposiciones de rodamientos sencillas y económicas. Debido a su versatilidad y rentabilidad, las unidades de rodamientos “Y” se utilizan en maquinarias agrícolas, equipos para la construcción, transportadores, máquinas textiles y ventiladores, así como en máquinas dedicadas al procesamiento y envase de alimentos y bebidas.

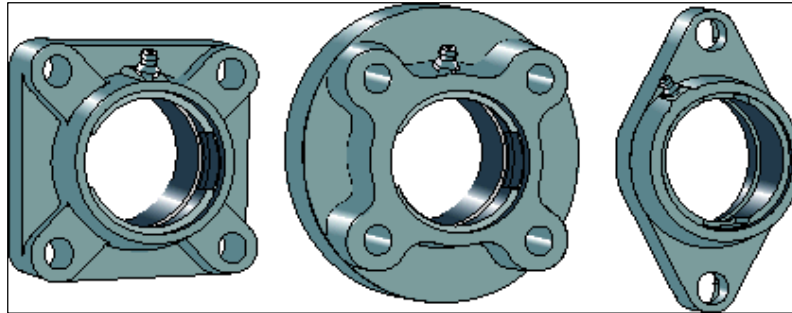


Fuente: [www.skf.com](http://www.skf.com).

**Figura 2.5.** Rodamiento Y

### Soporte de brida con rodamiento “Y”<sup>[22]</sup>

Los soportes de brida con rodamientos “Y” están disponibles de forma estándar, en varios diseños y materiales diferentes.



Fuente: [www.skf.com](http://www.skf.com).

**Figura 2.6.** Soporte de brida de fundición gris.

### **Soporte de brida de fundición con rodamiento “Y”.**<sup>[22]</sup>

Son soportes enterizos de fundición gris, que pueden ser relubricados a través de una boquilla engrasadora situada en el soporte. Esto los hace particularmente adecuados para las disposiciones de rodamientos que deben funcionar en entornos difíciles, a altas velocidades o a temperaturas elevadas, o bajo cargas relativamente elevadas.



Fuente: [www.skf.com](http://www.skf.com).

**Figura 2.7.** Soporte de brida de fundición cuadrado.

**Soporte de pie con rodamiento “Y”.**<sup>[22]</sup>

Los soportes de pie para los rodamientos “Y” son soportes enterizos de fundición gris, que vienen listos para montar, engrasados y obturados que permiten la compensación de la desalineación inicial. Estos soportes se pueden relubricar a través de una boquilla engrasadora situada en el.



Fuente: [www.skf.com](http://www.skf.com).

**Figura 2.8.** Soporte de pie de fundición gris.

### 2.2.8. Ejes de transmisión.<sup>[13]</sup>

#### **Diseño para flexión totalmente alternante con Torsión uniforme.**

Se ha publicado la norma ANSI/ASME para diseño de flechas de transmisión, identificada como B106.1M-19985. Esta norma presenta un procedimiento simplificado para el diseño de las flechas. El procedimiento ASME supone que la carga es a flexión totalmente alternante (con componente medio a flexión igual a cero) y un par de torsión uniforme (con componente al par de torsión alternante igual a cero) a un nivel tal que genere esfuerzos por debajo del límite de fluencia elástico a torsión del material.

En situaciones en las que las cargas son como se supone deben ser, es decir, un par de torsión constante y un momento totalmente alternante, Norton (1999) propone la siguiente ecuación:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[ \left( K_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ecuación 2.1})$$

### 2.2.9. Automatización industrial.<sup>[20]</sup>

La automatización como una disciplina de la ingeniería es más amplia que un mero sistema de control, abarca la instrumentación industrial, que incluye los sensores y transmisores de campo, los sistemas de control y supervisión, los sistemas de transmisión y recolección de datos y las aplicaciones de software en tiempo real para supervisar y controlar las operaciones de plantas o procesos industriales.

Es por ello que muchas empresas han aumentado la implementación de equipos, automatizando sus procesos lo cual ha generado que los mismos sean cada día más eficientes, económicos, ergonómicos y precisos, haciendo a las empresas más productivas.

Por lo tanto la automatización de un proceso trae como resultados:

- Solución de sistemas complejos.
- Mayor precisión en sus procesos.
- Realizar trabajos que son imposibles manualmente.
- Uso más eficiente de los materiales y de la energía.
- Aumento de la seguridad e higiene industrial.

### **CAPÍTULO III**

#### **MARCO METODOLÓGICO**

En el presente capítulo se mostrarán los diferentes pasos seguidos para lograr los objetivos perseguidos desde el inicio de la investigación, comenzando por el tipo de investigación en la que puede enmarcarse este trabajo de grado, descripción detallada del diseño, las técnicas e instrumentos de recolección de datos y por último técnicas de procesamientos y análisis de datos.

#### **3.1. Nivel de la investigación. [3]**

De acuerdo a lo que plantea Bavaresco (2001) y el grado de profundidad con el que se aborda el presente trabajo, se puede clasificar el nivel de investigación del mismo en descriptivo y evaluativo, ya que se pretende la búsqueda de las causas o las razones que son desconocidas en los problemas planteados, analizando dichas causas para obtener la mejor solución. En esta investigación se realizarán diferentes estudios y análisis de parámetros o factores que involucren el funcionamiento del sistema de transporte de bobinas textiles, definiendo con esto el origen del problema para la búsqueda de soluciones acorde con lo establecido dentro de los objetivos.

### **3.2. Diseño de la investigación. [3]**

El presente proyecto se apoya en una investigación de campo, que según Namakforoosh (2005), el experimento en el campo se refiere a un estudio experimental, en donde una o más variables independientes estarán sujetas a manipulación bajo estricto control de otras variables de control, debido a que este diseño permitió no solo observar, sino recolectar los datos directamente de la realidad objeto de estudio, el cual es el área de trabajo del transporte, carga y descarga de bobinas textiles, para posteriormente analizar e interpretar los resultados de estas indagaciones.

### **3.3. Fases de la investigación. [3]**

**Fase I: Búsqueda y análisis de información.** Esta fase consistió en la recolección de información a través de Internet y material bibliográfico sobre el diseño de sistema de transporte y carga, para determinar las condiciones desfavorables del método actual y obtener una solución a la problemática encontrada. Además, se realizaron entrevistas con el personal técnico y los expertos que tienen contacto directo con los equipos en cuestión, esto con la finalidad de establecer las necesidades que se requieren para el óptimo control del proceso.

**Fase II: Búsqueda de Soluciones.** En esta etapa se generaron las posibles soluciones, esto se realizó mediante el método de tormenta de ideas, analogía, entre otros que fueron seleccionados por el investigador al momento de ser utilizados, para generar, seleccionar y comparar las soluciones que cumplieron con las restricciones, permitiendo de una manera objetiva seleccionar la posible solución más adecuada al problema.

**Fase III: Especificaciones de Diseño.** En esta etapa se seleccionaron los requerimientos del sistema a diseñar. Dichas especificaciones permitieron reducir el número de posibles soluciones que se desarrollaron en la búsqueda de soluciones.

**Fase IV: Toma de decisiones.** Cuando el investigador ha desarrollado soluciones en la cantidad y calidad que juzgue conveniente, se hace necesario decidir cuál de ellas es la mejor con el fin de implantarla. En esta etapa se seleccionó la mejor alternativa de solución a través del Método de ponderación de criterios y soluciones.

**Fase V: Estudio Económico del Proyecto.** Una vez culminado el diseño en su aspecto teórico, se determinaron todos los costos que se producirán como consecuencia de la realización del mismo y con ello su estudio económico, estos costos incluyen cada una de las partes del diseño y el proyecto de Ingeniería del sistema diseñado.

### **3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.** <sup>[3]</sup>

Las técnicas de recolección de datos establecen las distintas formas de cómo se obtendrá la información par llevar a cabo el siguiente proyecto. Dado el nivel y el tipo de investigación, la manera más confiable y precisa de obtener datos es a través de observación directa en campo. Estas técnicas se emplean para conocer el proceso y el funcionamiento del sistema desde diferentes puntos de vista.

Los instrumentos de recopilación de datos para el desarrollo de la presente investigación son los siguientes:

- Equipos de medición directa: Cinta métrica, balanza y vernier. Sus unidades de medida corresponden con el sistema Internacional de Medidas.
- Equipos de captura de imágenes tales como cámaras fotográficas digitales y filmadoras.
- Equipos de medición del tiempo como cronómetros y relojes, de tal forma que su unidad patrón de medida en el Sistema Internacional de Medida sea el segundo (s).

### **3.5. Técnicas de procesamiento y análisis de datos. [3]**

La información obtenida por revisión bibliográfica, por entrevistas realizadas a los especialistas y los datos más importantes del proceso fueron tabulados para facilitar el acceso a ellos. Esta información fue utilizada para la formulación de posibles soluciones de diseño. Una vez terminado este proceso, se realizó una evaluación estructural y de componentes con el respaldo de bases teóricas, por ejemplo, teoría de cargas, análisis de esfuerzos con ayuda de programas de computación como autocad, se realizaron los planos estructurales, selección de materiales en conjuntos mecánicos a criterios de flexión y fatiga, entre otros, llegando a la formulación de un estudio económico, analizando los beneficios que ofrece a la empresa.

## CAPITULO IV

### CÁLCULOS Y RESULTADOS

#### 4.1. Propuestas de diseño del sistema de carga, descarga y transporte.

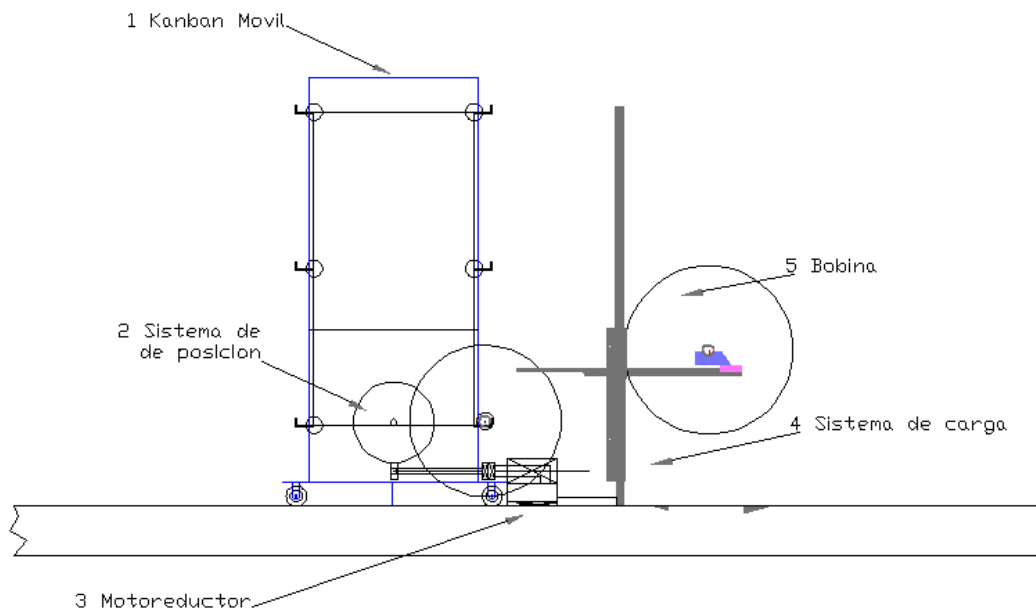
Las posibles soluciones planteadas en este punto están basadas en el rediseño del carro Kanban, todos con sistema de cambio de posiciones de bobinas y con la variante de Kanban fijo o móvil y la incorporación de un sistema de carga y descarga.

- Posible solución 1(PS1). Kanban móvil con cambio de posiciones de bobina y dispositivo de carga fijo.

El sistema completo esta compuesto por dos dispositivos, el kanban móvil con sistema de cambio de posiciones de bobinas y el dispositivo de carga fijo compacto (ambos ubicados en el almacén de corte). La bobina se coloca en los ganchos móviles del dispositivo de carga y el kanban se conecta a la toma fuerza del mismo para así poder cambiar las posiciones de los soportes de bobinas en dicho carro. Al accionar un pulsador se ponen en moviendo los pistones, los cuales están acoplados a una barra central de carga y esta a su vez unida a los brazos de carga, levantan la bobina hasta su posición máxima. Mediante un sistema de rieles colocados en los brazos de carga, la bobina se desplaza horizontalmente con ayuda de un motor

eléctrico hasta posicionarse en el kanban, cuyos soportes giran a través de la activación del motor reductor y toman la bobina por su eje central y la colocan en la posición siguiente dejando el espacio para cargar otra.

Luego de cargado completamente en Kanban, es transportado manualmente una distancia de 10m. para ser ubicado en la mesa de tendido donde se acopla a otro toma fuerza el cual hace girar las posiciones de los soportes colocando la bobina en la posición para desenrollar (descarga) la tela fácilmente.



Fuente: propia. Autocad 2006.

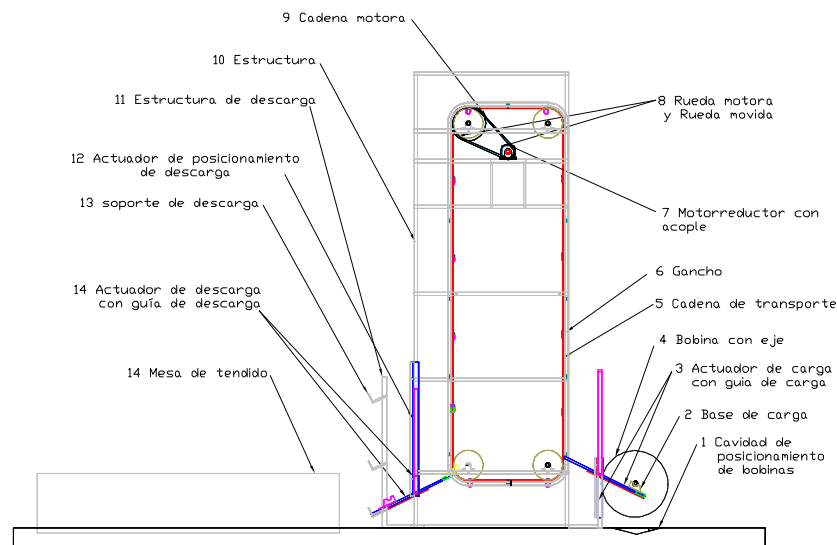
Figura 4.1. Posible Solución 1.

- Posible Solución 2 (PS2). Kanban fijo, con sistema de cambio posiciones y dispositivos de carga y descarga integrados.

La ubicación del sistema integrado es en el área de corte frente a la mesa de tendido, razón por la cual se elimina la operación de transporte del carro Kanban cargado, el carro Kanban, el área de almacén de corte y el área de carga. La bobina se traslada desde el almacén hasta la mesa de tendido y se coloca frente al sistema, las bases de carga colocados sobre dos cilindros neumáticos sin vástago dispuestos en posición horizontal, toman el eje que se coloca manualmente en el centro de la bobina, se acciona un pulsador y se accionan dos cilindros neumáticos idénticos dispuestos verticalmente, levantando dos cilindros neumáticos sin vástago colocados perpendiculares con respecto al anteriores. Los cuales tienen una base para el eje de la bobina, hasta llegar a la altura de carga, se desplaza horizontalmente hasta llegar a una posición de acoplamiento al sistema rotativo dentro el Kanban fijo, los pistones verticales descienden, posicionando el eje de la bobina dentro de los ganchos en las cadenas, Al llegar a esta posición, se activa un sensor para cambiar de posición la bobina y dejar el espacio para cargar la siguiente a través de un sistema integrado por piñones, cadenas, motoreductor y sensores. Este proceso se repite hasta llegar a la capacidad máxima del dispositivo (12 bobinas).

El tendido de tela se realiza mediante un sistema de pistones neumáticos sin vástago (similar al sistema de carga), el cual tiene la capacidad de posicionar tres bobinas para ser desenrollada fácilmente (descarga), ubicándolas en un soporte de descara fijo con capacidad para tres bobinas. Este sistema consta de cuatro pistones neumáticos sin vástago fijados dentro del kanban, los cuales tienen

ganchos que se colocan debajo de la bobina, y al accionar los pistones neumáticos que mueve de tal manera que liberan el eje de la bobina de los soportes del carro, haciendo trasladar la bobina hasta la posición de descarga, una bobina por vez.



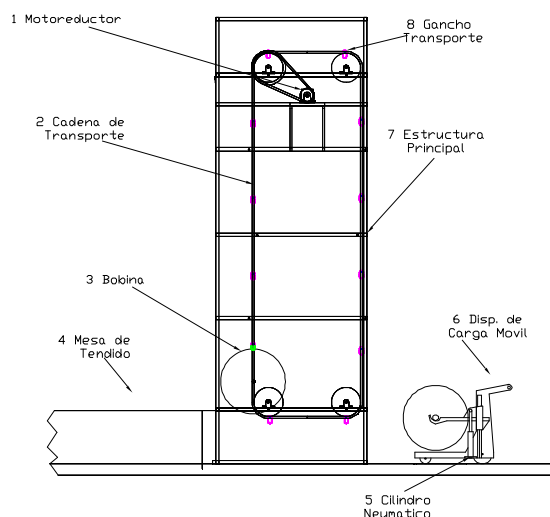
Fuente: propia. Autocad 2006.

Figura 4.2. Posible Solución 2.

- Posible Solución 3 (PS3). Kanban fijo, con sistema de cambio posiciones y dispositivos de carga móvil.

La ubicación del sistema integrado es en el área de corte frente a la mesa de tendido, razón por la cual se elimina la operación de transporte del carro Kanban cargado, el área de almacén de corte y el área de carga. La bobina de tela es traída del almacén y es colocada en el suelo, el dispositivo de carga se coloca de una manera tal que la bobina quede dentro de su base, se le introduce un eje por el cilindro

central de la misma y se procede a levantarla accionando un pulsador, el cual pone en funcionamiento los brazos de carga a través de cilindros neumáticos, llevándola hasta la altura máxima. El dispositivo de carga es trasladado manualmente hasta donde se encuentra el carro el kanban con ayuda de unas ruedas (2 fijas y una direccional) colocadas en su base, allí se coloca la bobina justo sobre los soportes del carro y los brazos del dispositivo bajan hasta que el eje central de la bobina se apoye en dichos soportes. Luego, se acciona un pulsador para cambiar de posición la bobina y dejar el espacio para cargar la siguiente a través de un sistema integrado por piñones, cadenas, motor reductor y sensores. Este proceso se repite hasta llegar a la capacidad máxima del dispositivo (12 bobinas). Para realizar el tendido de la tela en la mesa de corte, se ubica la bobina deseada en la posición más cercana a la mesa y se procede a desenrollarla.



Fuente: propia. Autocad 2006.

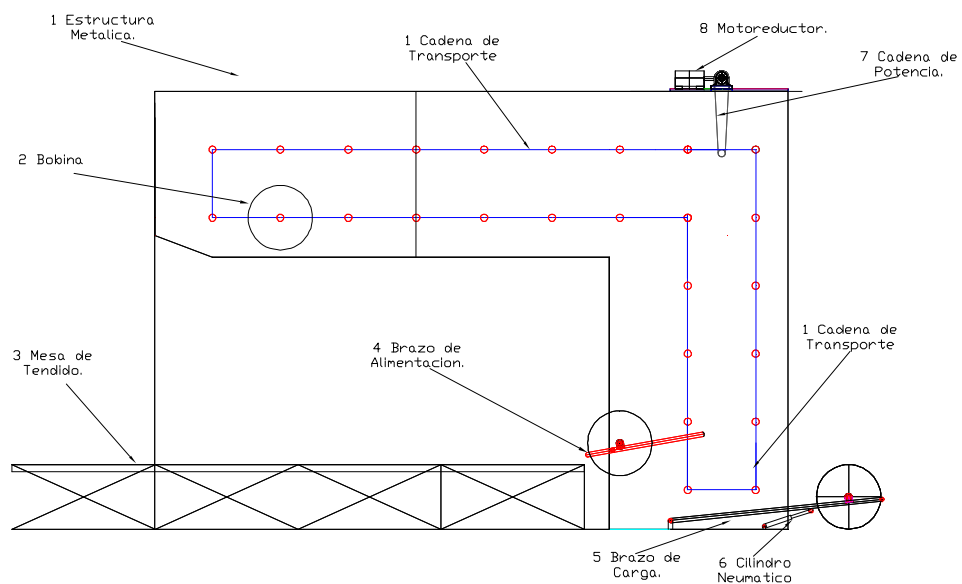
Figura 4.3. Posible Solución 3.

- Posible Solución 4 (PS4). Kanban en forma de L fijo, con sistema de cambio de posiciones y dispositivos de carga y descarga integrados.

La ubicación del sistema integrado es en el área de corte frente a la mesa de tendido, razón por la cual se elimina la operación de transporte del carro Kanban cargado, el área de almacén de corte y el área de carga. La bobina se traslada desde el almacén hasta la mesa de tendido y se coloca frente al sistema, los ganchos de los brazos mecánico toman el eje que se coloca manualmente en el centro de la bobina, se acciona un pulsador y se levantan los brazos, los cuales se encuentran pivotados a un punto fijo, hasta llegar a un ángulo tal que la bobina se deslice por gravedad a través de ellos colocando el eje de la bobina en los soportes del kanban en la posición de carga. Al llegar a esta posición, se activa un sensor para cambiar de posición la bobina y dejar el espacio para cargar la siguiente a través de un sistema integrado por piñones, cadenas, motor reductor, motor eléctrico y sensores. Este proceso se repite hasta llegar a la capacidad máxima del dispositivo (27 bobinas).

El tendido de tela se realiza mediante un sistema de barras que extrae del kanban la bobina a utilizar y la sostiene en una posición que permite desenrollar fácilmente la misma (descarga), este sistema consta de dos barras pivotadas dentro del kanban, las cuales tienen ganchos que se colocan debajo de la bobina, se acciona un pistón neumático que mueve dichas barras cierto ángulo hasta liberar el eje

de la bobina de los soportes del carro, haciendo deslizar la bobina a través de rieles hasta la posición de descarga.



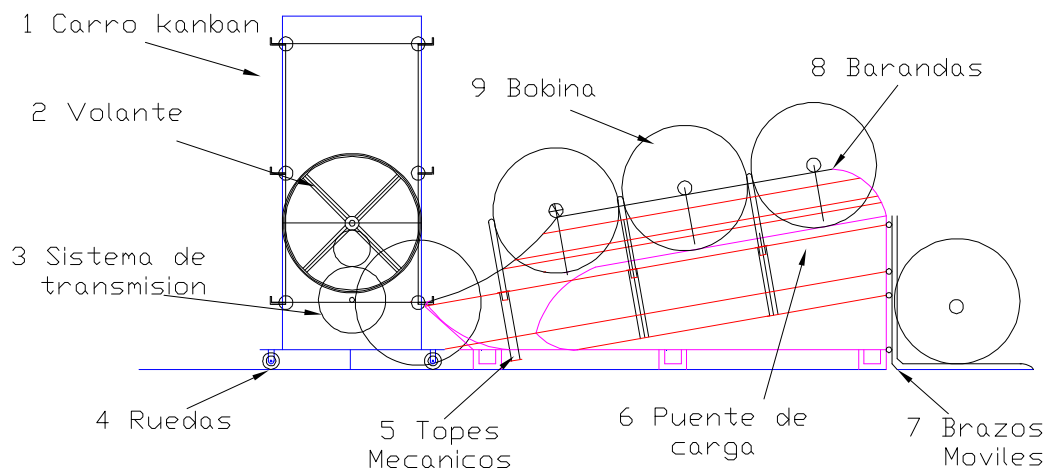
Fuente: propia. Autocad 2006.

Figura 4.4. Posible Solución 4.

- Posible solución 5(PS5). Puente de carga con elevación neumática para Kanban móvil con sistema de cambio de posiciones manual.

La bobina de tela que se trae desde el almacén, es colocada en los brazos móviles del puente de carga (ubicado en el almacén de carga) y se le introduce el eje central, de allí se eleva hasta la parte más alta de dicho puente a través de un sistema neumático, constituido por dos pistones acoplados a una barra central de carga, la cual está unida a los brazos móviles, luego la bobina cae por

gravedad hasta el último de los topes mecánicos, estos están diseñados de manera tal que permitan separar las bobinas sobre el puente y controlar la alimentación del kanban utilizando para esto un sistema de barras y sensores, al ser liberado este, la bobina se desliza suavemente por las barandas del puente hasta que su eje se posiciona en los ganchos del carro kanban, los cuales son desplazados manualmente a través de un volante, cadena y sistema de transmisión hasta la posición siguiente, dejando libre el espacio para colocar una nueva bobina, este proceso se repite hasta que dicho carro este completamente lleno. Luego de cargado completamente en Kanban, es transportado manualmente una distancia de 8 m. para ser ubicado en la mesa de tendido donde se gira el volante manualmente hasta que la bobina a utilizar se coloque en la posición central del carro para desenrollar (descarga) la tela fácilmente.



Fuente: propia. Autocad 2006.

Figura 4.5. Posible Solución 5.

#### 4.2. Selección de la mejor alternativa o toma de decisiones. <sup>[17]</sup>

##### 4.2.1. Criterios y restricciones

- Criterios

- C1. Menor mantenimiento
- C2. Efectividad en la realización de la función principal
- C3. Menor esfuerzo por al operario
- C4. Mayor seguridad para al operario
- C5. Menor costo de fabricación
- C6. Fácil manejo
- C7. Menor costo de instalación.

- Restricciones

- R1. El sistema a diseñar debe permitir la carga y la descarga simultáneamente.
- R2. El sistema a diseñar debe ser semi-automatizado
- R3. El dispositivo de carga debe ser capaz de levantar bobinas con un ancho de 1,80 m y 100 Kg. de masa
- R4. El sistema debe posicionar las bobinas en la mejor posición para su descarga.
- R5. El sistema completo debe ser de un tamaño tal que ocupe un área menor a 13 m<sup>2</sup>

R6. El mantenimiento debe ser realizado por el personal de mantenimiento de la empresa donde se instale.

R7. El carro de transporte debe tener una capacidad mínima de 6 bobinas.

#### 4.2.2. Evaluación de las posibles soluciones según criterios y restricciones.

Para emprender la toma de decisiones es necesario el análisis de las posibles soluciones planteadas, considerando las especificaciones de diseño mencionadas anteriormente. Debido a que no permite la carga y la descarga simultáneamente (restricción 1), es eliminada la posible solución N° 3 y por restricciones de espacio se elimina la posible solución N° 5.

Solución N° 1. Kanban móvil con posicionamiento de bobina asistido y dispositivo de carga fijo.

Fortalezas:

- Elimina la operación manual realizada por el operario al cargar la bobina en el carro Kanban.
- El sistema permite cambiar simultáneamente las posiciones de las bobinas en el carro Kanban para facilitar la carga y la descarga.

- El sistema de carga está ubicado en el área de corte, reduciendo el recorrido realizado al transportar el carro Kanban cargado.
- El dispositivo de carga de este sistema es compacto y de fácil manejo.

#### Debilidades:

- El sistema de posicionamiento de bobinas del Kanban, le añade más peso al mismo, ocasionando mayor esfuerzo para el operario al transportarlo.
- Para cambiar las posiciones de las bobinas en el carro kanban, este debe estar acoplado a una toma fuerza externa, ocasionando gastos adicionales en el proyecto.
- Es necesario fabricar 12 carros Kanban para cubrir la capacidad de bobinas.

Solución N° 2. Kanban fijo, con posiciones giratorias y dispositivos de carga y descarga integrados.

#### Fortalezas:

- Elimina la operación manual realizada por el operario al cargar la bobina en el carro Kanban.

- El sistema permite cambiar simultáneamente las posiciones de las bobinas en el carro Kanban para facilitar la carga y la descarga.
- El sistema permite la carga y la descarga simultáneamente, sin interrumpir ninguna de las dos operaciones.
- El sistema a diseñar integra la carga y la descarga, eliminando la operación de transporte.
- Este sistema permite la eliminación de los carros Kanban existentes, liberando el espacio que ocupan actualmente.

#### Debilidades:

- La capacidad del dispositivo de colocación de bobinas es de 12 unidades por cada mesa de corte, requiriendo un flujo de alimentación mayor al actual.

Solución N° 4. Kanban en forma de L fijo, con posiciones giratorias y dispositivos de carga y descarga integrados.

#### Fortalezas:

- Elimina la operación manual realizada por el operario al cargar la bobina en el carro Kanban.

- El sistema permite cambiar simultáneamente las posiciones de las bobinas en el carro Kanban para facilitar la carga y la descarga.
- El sistema permite la carga y la descarga simultáneamente, sin interrumpir ninguna de las dos operaciones.
- El sistema a diseñar integra la carga y la descarga, eliminando la operación de transporte.
- Este sistema permite la eliminación de los carros Kanban existentes, liberando el espacio que ocupan actualmente.

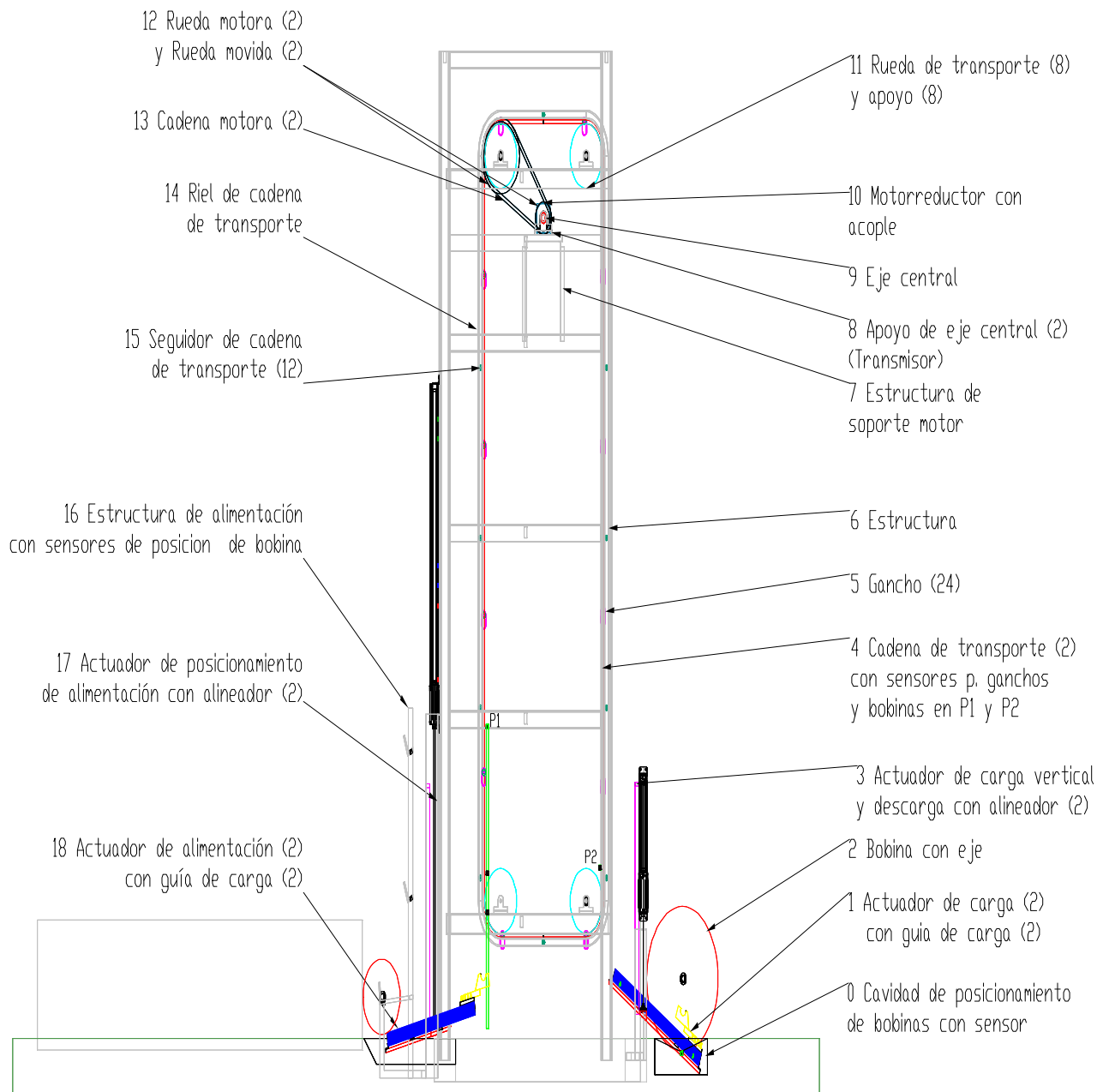
#### Debilidades:

- La existencia de múltiples cambios de dirección en el recorrido de la bobina podría complicar el diseño ya que hay variables que deben ser muy bien manejadas por el diseñador, son algo complicadas y requiere de tiempo para el estudio.
- Debido a la complejidad del sistema a diseñar, se requiere de mano de obra calificada para realizar las labores de mantenimiento.
- El sistema genera una condición de riesgo a los operarios debido a que parte de él estaría colocado sobre la mesa de tendido.

Mediante el estudio y el análisis de estas 3 alternativas de solución, considerando las fortalezas y debilidades, se llega a la conclusión que la mejor solución es la alternativa N° 2, ya que cumple con las exigencias del diseño, además de presentar menos debilidades de gran de fuerza para el proyecto.

#### 4.3. Cálculos Realizados.

La figura 4.6, nos muestra el sistema completo, sus componentes principales, y el sistema a diseñar en este proyecto.

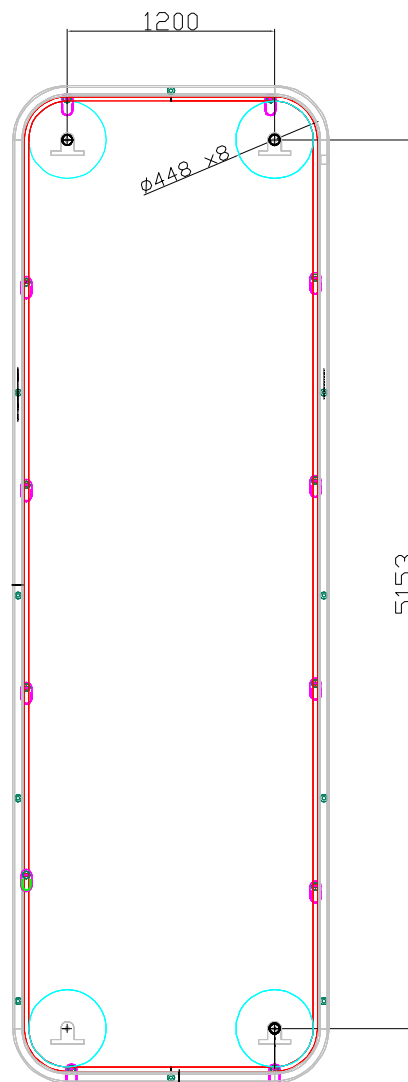


Fuente: propia. Autocad 2006.

Figura 4.6. Dispositivo a diseñar.

#### 4.3.1. Diseño de la cadena de transporte.

En la figura 4.7, se muestran las dimensiones principales de la cadena de transporte a diseñar.



Fuente: propia. Autocad 2006.

Figura 4.7. Dimensiones principales de la cadena de transporte.

Para el diseño de la cadena de transporte se consideraron los siguientes obtenidos de la empresa:

Para el diseño se tomara la bobina de mayor masa según el anexo A-1, incrementándole un 20% por las condiciones de trabajo.

Masa máxima por bobina:  $m_b = 105Kg$ .

La velocidad lineal de la cadena de transporte, por requerimientos de la empresa será:

Velocidad lineal:  $V = 0,1m/s$

Por limitaciones de espacio relacionada con la solución seleccionada.

Diámetro de las ruedas:  $D = 446,2mm = 0,4462m$

Número de artículos por unidad de longitud:  $N_l = 1_{bobina} / m$

Distancia entre centros horizontal:  $d_{ch} = 1200mm = 1,2m$

Distancia entre centros Vertical:  $d_{cv} = 5153mm = 5,15m$

Factor de seguridad:  $F_s = 1,1$

Los parámetros básicos que se deben considerar en el diseño de cadenas de transporte son:[6.P 26]

Flujo de material:

$$Q = 60 * n * V = 6 \text{ bobina} / s = 10, Kg / s \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

Longitud de la cadena:

$$l_c = 2 * (d_{ch} + d_{cv}) + \pi * D = 14,10m \quad (\text{Ecuación 4.2})$$

Carga de la cadena: La carga total se distribuye entre las dos cadenas.

$$Carga = 6 \text{ bobinas} * 105Kg / bobina = 630Kg$$

Carga lineal de la cadena:

$$c_{lc} = \frac{Carga}{l_c} = 44,656Kg / m = Pm \quad (\text{Ecuación 4.3})$$

Longitud de la cadena: Debido a la configuración del diseño, es necesario dividir la cadena en tramos:

Tramo horizontal:

$$L_1 = d_{ch} + D = 1,6462m \quad (\text{Ecuación 4.4})$$

Tramo vertical:

$$L_2 = d_{cv} + D = 5,5992m \quad (\text{Ecuación 4.5})$$

Ángulo de arrojado  $\alpha = 90^\circ$  (según la configuración del diseño)

Factor de servicio:  $C_s$  [6. P34] Considerando choque frecuente, cargado brisco, ambiente polvoriento y 22 horas de trabajo, de lo cual se obtiene que:  $C_s = 1,2 * 1,5 * 1,2 * 1,2 = 2,592$

Corrección por velocidad: Se obtiene de la gráfica relación entre velocidad, número de dientes y factor de corrección E mostrada en los fundamentos y metodología para el proyecto de cintas y cadenas transportadas, el cuál es:  $E = 1$

Factor de ramal  $C_{ramal} = 1$  (Se utiliza una sola cadena)

Número de ramales  $N_c = 1$  (Se utiliza una sola cadena)

Para seleccionar la cadena de transporte se realiza un procedimiento de tanteo entre cadenas comerciales de catálogo Hitachi, el cual consiste en suponer una cadena, calcular la tracción de la cadena en la entrada de la rueda motriz ( $P_o$ ) y la carga de diseño ( $P_a$ ) y se compara la carga admisible ( $P_{adm}$ ) de la cadena supuesta con  $P_a$ , donde  $P_{adm}$  debe ser mayor a  $P_a$ . Estos parámetros se calculan de la siguiente manera:

$$P_{o_T} = P_{ov} + P_{oh} \quad (\text{Ecuación 4.6})$$

$$P_{oh} = 2 * l_2_{real} * (p_{c_2} + P_m) * F_s \quad (\text{Ecuación 4.7})$$

$$P_{ov} = P_m * \sin(a) * l_1_{real} * 2 \quad (\text{Ecuación 4.8})$$

$$Pa = Po * Cs * E * C_{ramal} / N_C \quad (\text{Ecuación 4.9})$$

Luego de realizar el tanteo mencionado, la cadena seleccionada es una Hitachi C2120H.<sup>[24]</sup>

Cuyas especificaciones técnicas son:

Peso de la cadena:  $P_C = 4,92Kg / m$

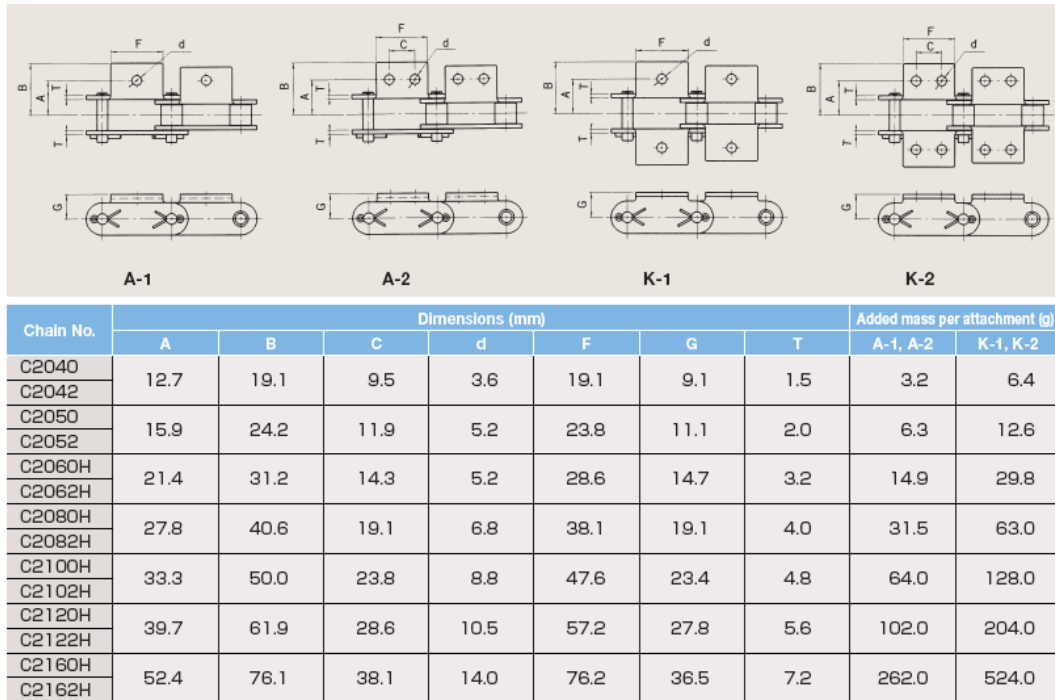
Paso de la cadena  $P = 76,2mm = 0,0762m$

Peso admisible de la cadena  $Padm = 23,94KN$

Por la configuración del diseño es necesario seleccionar aditamentos para cadenas (attachments), para colocar el seguidor y el gancho de transporte.

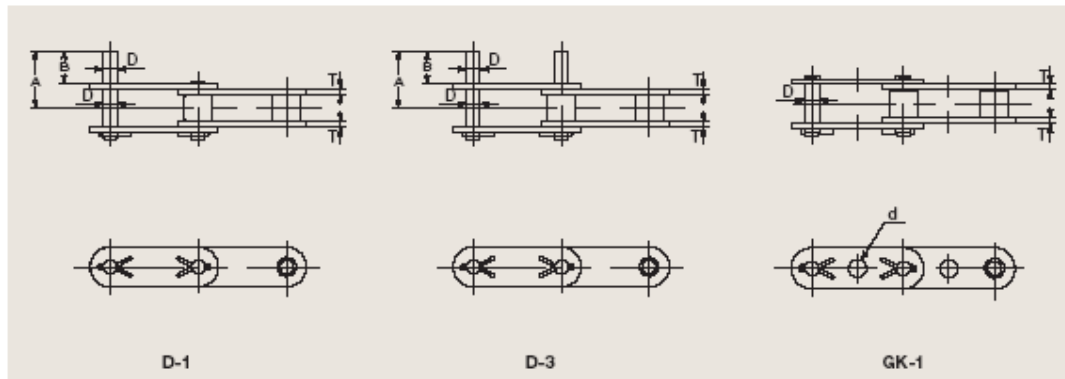
En la cadena Hitachi C2120H,<sup>[24]</sup> utilizando el catalogo correspondiente se seleccionaron los siguientes aditamentos:

Para la sujeción del seguidor se usaran 24 attachments tipo K-2 (tabla 4.1) y para el gancho se usaran 24 attachments tipo D-1 (tabla 4.2).



Fuente: hitachi coveyor chains.

Figura 4.8. Características de attachments tipo K-2.



| Chain No. | Dimensions (mm) |      |          |      |     | Added mass per attachment (g) |      |
|-----------|-----------------|------|----------|------|-----|-------------------------------|------|
|           | A               | B    | D        | *d   | T   | D-1                           | D-3  |
|           |                 |      | D-1, D-3 | GK-1 |     |                               |      |
| C2040     | 16.8            | 9.5  | 3.96     | 4.1  | 1.5 | 0.9                           | 1.8  |
| C2042     |                 |      |          |      |     |                               |      |
| C2050     | 21.1            | 11.9 | 5.08     | 5.1  | 2.0 | 1.8                           | 3.6  |
| C2052     |                 |      |          |      |     |                               |      |
| C2060H    | 27.5            | 14.3 | 5.95     | 6.1  | 3.2 | 3.0                           | 6.0  |
| C2062H    |                 |      |          |      |     |                               |      |
| C2080H    | 35.6            | 19.0 | 7.93     | 8.1  | 4.0 | 7.0                           | 14.0 |
| C2082H    |                 |      |          |      |     |                               |      |
| C2100H    | 43.2            | 23.8 | 9.53     | 10.1 | 4.8 | 12.0                          | 24.0 |
| C2102H    |                 |      |          |      |     |                               |      |
| C2120H    | 53.0            | 28.6 | 11.1     | 12.1 | 5.6 | 20.0                          | 40.0 |
| C2122H    |                 |      |          |      |     |                               |      |
| C2160H    | 69.0            | 38.1 | 14.23    | 16.0 | 7.2 | 44.0                          | 88.0 |
| C2162H    |                 |      |          |      |     |                               |      |

Fuente: hitachi coveyor chains.

Figura 4.9. Características de attachments tipo D.

Con la cadena seleccionada se procede a recalcular los parámetros de diseño, para obtener sus valores.

Número de dientes:

$$Z' = \frac{180}{\sin^{-1}\left(\frac{P_2}{D}\right)} \quad (\text{Ecuación 4.10})$$

Diámetro real (obtenida de la ecuación 4.10):

$$D_{real} = \frac{P_2}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z'}\right)} = 0,43m$$

Velocidad angular:

$$\omega = \frac{2 \cdot V}{D_{real}} = 0,45 \text{ rad/s} = 4,35 \text{ rpm} \quad (\text{Ecuación 4.11})$$

Potencia por cadena:

$$Potencia = Pa \cdot 9,81 \cdot V \cdot 1,1 = 2119,35W = 2,843Hp \quad (\text{Ecuación 4.12})$$

Longitud real:

$$L_{real} = \frac{l_c}{P_2} = 185 \text{ pasos} = 14,097m \quad (\text{Ecuación 4.13})$$

Paso de aditamentos:

$$P_{adt} = 1176,1195mm = 1,176m = 15 \text{ pasos}$$

Distancia real entre aditamentos:

$$D_{adt} = P_{adt} \cdot P_2 = 1,143m \quad (\text{Ecuación 4.14})$$

Peso de la cadena:

$$P_{cadena} = 4,92Kg / m$$

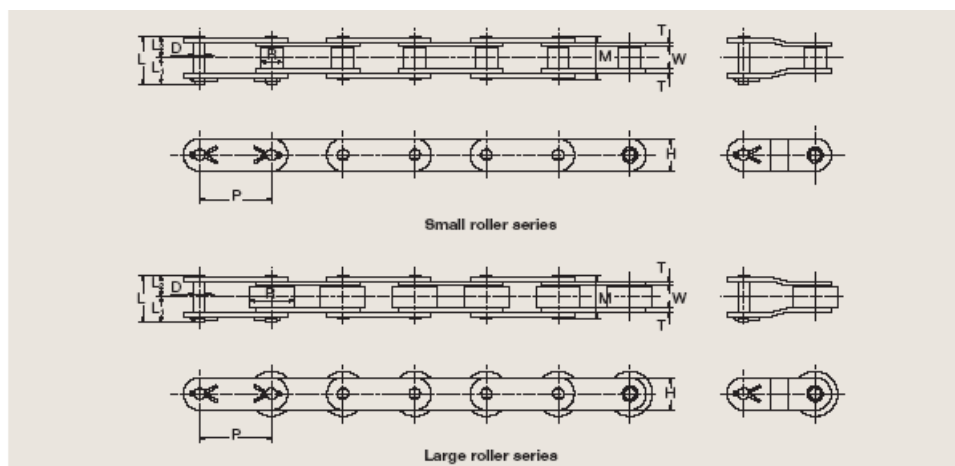
Peso de aditamento:

$$P_{adt} = 0,02Kg / unidad$$

Peso propio:

$$P_{propio} = L_{c\_real} * P_{cadena} * P_{adt} + 12 * P_{adt} = 69,59724Kg \quad (\text{Ecuación 4.15})$$

Utilizando los valores recalculados  $P_{adm}$  sigue siendo mayor que  $P_a$ .



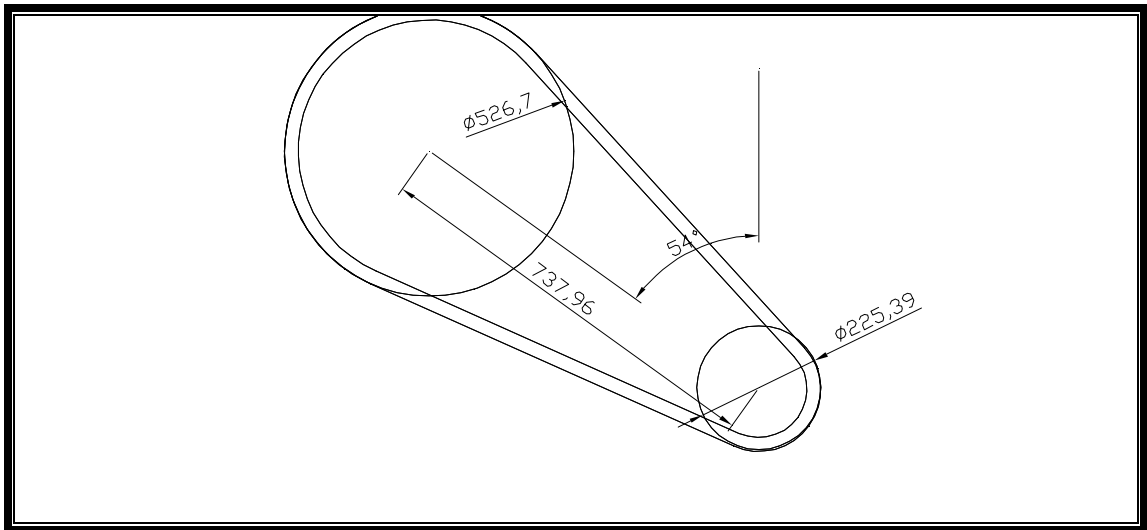
| Chain No. | pitch P (mm) | Roller         |                | Inner width W (mm) | Pin         |             |      |                | Link plate    |                  | Average ultimate strength |       | Maximum allowable load |       | Mass (kg/m) |                |
|-----------|--------------|----------------|----------------|--------------------|-------------|-------------|------|----------------|---------------|------------------|---------------------------|-------|------------------------|-------|-------------|----------------|
|           |              | Outer Dia.(mm) |                |                    | Dia. D (mm) | Length (mm) |      |                | Height H (mm) | Thickness T (mm) | (kN)                      | (kgf) | (kN)                   | (kgf) |             |                |
|           |              | R              | R <sub>1</sub> |                    |             | M           | L    | L <sub>1</sub> |               |                  |                           |       |                        |       |             | L <sub>2</sub> |
| C2040     | 25.4         | 7.94           | —              | 7.95               | 3.96        | 16.4        | 18.2 | 10.0           | 8.2           | 11.5             | 1.5                       | 16.7  | 1700                   | 2.64  | 270         | 0.50           |
| C2042     |              | —              | 15.88          |                    |             |             |      |                |               |                  |                           |       |                        |       |             | 0.85           |
| C2050     | 31.75        | 10.16          | —              | 9.53               | 5.08        | 20.4        | 22.2 | 12.0           | 10.2          | 15.0             | 2.0                       | 27.5  | 2800                   | 4.31  | 440         | 0.85           |
| C2052     |              | —              | 19.05          |                    |             |             |      |                |               |                  |                           |       |                        |       |             | 1.30           |
| C2080H    | 38.1         | 11.91          | —              | 12.70              | 5.95        | 28.7        | 31.0 | 16.7           | 14.3          | 17.0             | 3.2                       | 40.2  | 4100                   | 6.27  | 640         | 1.50           |
| C2082H    |              | —              | 22.23          |                    |             |             |      |                |               |                  |                           |       |                        |       |             | 2.15           |
| C2080H    | 50.8         | 15.88          | —              | 15.88              | 7.93        | 35.6        | 38.8 | 21.0           | 17.8          | 22.8             | 4.0                       | 68.6  | 7000                   | 10.6  | 1090        | 2.50           |
| C2082H    |              | —              | 28.58          |                    |             |             |      |                |               |                  |                           |       |                        |       |             | 3.65           |
| C2100H    | 63.5         | 19.05          | —              | 19.05              | 9.53        | 42.2        | 45.8 | 24.7           | 21.1          | 28.8             | 4.8                       | 108   | 11000                  | 17.0  | 1740        | 3.46           |
| C2102H    |              | —              | 39.67          |                    |             |             |      |                |               |                  |                           |       |                        |       |             | 5.64           |
| C2120H    | 76.2         | 22.23          | —              | 25.40              | 11.10       | 52.4        | 57.0 | 30.7           | 26.3          | 35.0             | 5.6                       | 151   | 15400                  | 23.9  | 2440        | 4.92           |
| C2122H    |              | —              | 44.45          |                    |             |             |      |                |               |                  |                           |       |                        |       |             | 7.87           |
| C2160H    | 101.6        | 28.58          | —              | 31.75              | 14.28       | 67.3        | 72.9 | 39.0           | 33.9          | 47.8             | 7.2                       | 258   | 26300                  | 40.8  | 4170        | 8.02           |
| C2162H    |              | —              | 57.15          |                    |             |             |      |                |               |                  |                           |       |                        |       |             | 12.77          |

Fuente: hitachi conveyer chains.

Figura 4.10. Característica de la cadena de transporte.

#### 4.3.2. Diseño de la cadena motora.

La siguiente figura muestra las dimensiones principales



Fuente: propia, autocad 2006.

Figura 4.11. Cadena motora, dimensiones principales.

Los parámetros considerados para seleccionar una cadena de transmisión de potencia son los siguientes:

Potencia a transmitir por las dos cadenas de transporte:

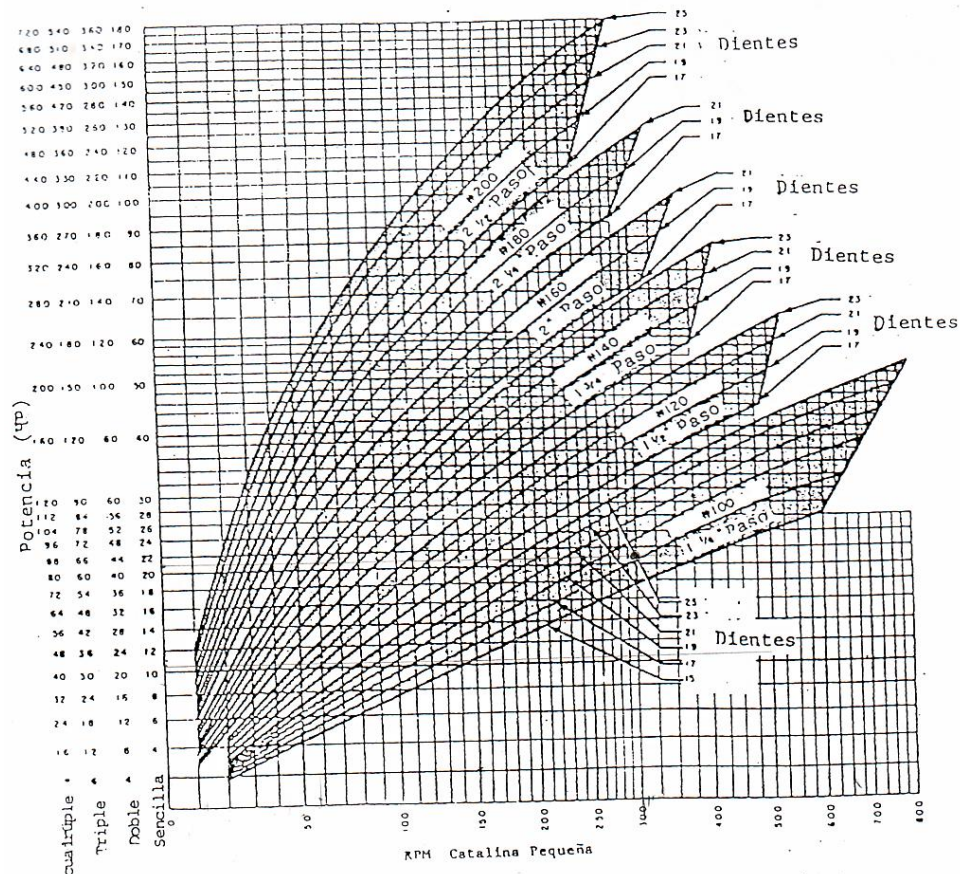
$$Pot_m = 2119,3W = 2,84Hp$$

Velocidad angular de la rueda conducida:

$$w_{1m} = w = 0,456rad / s = 4,35rpm$$

Tomando como referencia la grafica 4.1 (catálogo Rex), entrando con la velocidad de giro de la catalina pequeña y la potencia requerida, se obtiene el número de dientes recomendado para el diseño. Considerando estos parámetros, se obtiene de la tabla 4.1

(catálogo Morse), la cadena que cumple con estas especificaciones es la BW #140, cuyas características son:



Fuente: catalogo rex.

Gráfica 4.1. Características generales de cadena Rex.

Número de ramales

$N_r = 1$  (De acuerdo a la potencia y velocidad)

Paso:  $P_m = 44,45\text{mm} = 0,0445\text{m}$

Tabla 4.1. Características cadena Morse.

**MORSE**

**HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 140 — 1 1/4" PITCH**

| Revolutions Per Minute—Small Sprocket | Type I |      |      |      |      |      |      |      |      |      | Type II |      |      |      |      |      |      |      |      |      | Type III Lubrication |      |      |      |      |      |      |      |      |      | Type IV Lubrication |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------------------------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|----------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|                                       | 10     | 25   | 50   | 100  | 150  | 200  | 250  | 300  | 350  | 400  | 10      | 25   | 50   | 100  | 150  | 200  | 250  | 300  | 350  | 400  | 10                   | 25   | 50   | 100  | 150  | 200  | 250  | 300  | 350  | 400  | 10                  | 25   | 50   | 100  | 150  | 200  | 250  | 300  | 350  | 400  |
| 11                                    | 2.13   | 4.86 | 9.06 | 16.9 | 24.4 | 31.5 | 38.6 | 45.5 | 52.2 | 58.9 | 2.13    | 4.86 | 9.06 | 16.9 | 24.4 | 31.5 | 38.6 | 45.5 | 52.2 | 58.9 | 2.13                 | 4.86 | 9.06 | 16.9 | 24.4 | 31.5 | 38.6 | 45.5 | 52.2 | 58.9 | 2.13                | 4.86 | 9.06 | 16.9 | 24.4 | 31.5 | 38.6 | 45.5 | 52.2 | 58.9 |
| 12                                    | 2.34   | 5.33 | 9.94 | 18.6 | 26.7 | 34.6 | 42.3 | 49.9 | 57.3 | 64.6 | 2.34    | 5.33 | 9.94 | 18.6 | 26.7 | 34.6 | 42.3 | 49.9 | 57.3 | 64.6 | 2.34                 | 5.33 | 9.94 | 18.6 | 26.7 | 34.6 | 42.3 | 49.9 | 57.3 | 64.6 | 2.34                | 5.33 | 9.94 | 18.6 | 26.7 | 34.6 | 42.3 | 49.9 | 57.3 | 64.6 |
| 13                                    | 2.55   | 5.82 | 10.9 | 20.3 | 29.2 | 37.8 | 46.2 | 54.4 | 62.5 | 70.5 | 2.55    | 5.82 | 10.9 | 20.3 | 29.2 | 37.8 | 46.2 | 54.4 | 62.5 | 70.5 | 2.55                 | 5.82 | 10.9 | 20.3 | 29.2 | 37.8 | 46.2 | 54.4 | 62.5 | 70.5 | 2.55                | 5.82 | 10.9 | 20.3 | 29.2 | 37.8 | 46.2 | 54.4 | 62.5 | 70.5 |
| 14                                    | 2.76   | 6.31 | 11.8 | 22.0 | 31.6 | 41.0 | 50.1 | 59.0 | 67.8 | 75.5 | 2.76    | 6.31 | 11.8 | 22.0 | 31.6 | 41.0 | 50.1 | 59.0 | 67.8 | 75.5 | 2.76                 | 6.31 | 11.8 | 22.0 | 31.6 | 41.0 | 50.1 | 59.0 | 67.8 | 75.5 | 2.76                | 6.31 | 11.8 | 22.0 | 31.6 | 41.0 | 50.1 | 59.0 | 67.8 | 75.5 |
| 15                                    | 2.98   | 6.80 | 12.7 | 23.7 | 34.1 | 44.1 | 54.0 | 63.6 | 73.1 | 82.4 | 2.98    | 6.80 | 12.7 | 23.7 | 34.1 | 44.1 | 54.0 | 63.6 | 73.1 | 82.4 | 2.98                 | 6.80 | 12.7 | 23.7 | 34.1 | 44.1 | 54.0 | 63.6 | 73.1 | 82.4 | 2.98                | 6.80 | 12.7 | 23.7 | 34.1 | 44.1 | 54.0 | 63.6 | 73.1 | 82.4 |
| 16                                    | 3.19   | 7.28 | 13.6 | 25.4 | 36.5 | 47.3 | 57.9 | 68.2 | 78.3 | 88.3 | 3.19    | 7.28 | 13.6 | 25.4 | 36.5 | 47.3 | 57.9 | 68.2 | 78.3 | 88.3 | 3.19                 | 7.28 | 13.6 | 25.4 | 36.5 | 47.3 | 57.9 | 68.2 | 78.3 | 88.3 | 3.19                | 7.28 | 13.6 | 25.4 | 36.5 | 47.3 | 57.9 | 68.2 | 78.3 | 88.3 |
| 17                                    | 3.41   | 7.77 | 14.5 | 27.1 | 39.0 | 50.5 | 61.7 | 72.8 | 83.6 | 94.2 | 3.41    | 7.77 | 14.5 | 27.1 | 39.0 | 50.5 | 61.7 | 72.8 | 83.6 | 94.2 | 3.41                 | 7.77 | 14.5 | 27.1 | 39.0 | 50.5 | 61.7 | 72.8 | 83.6 | 94.2 | 3.41                | 7.77 | 14.5 | 27.1 | 39.0 | 50.5 | 61.7 | 72.8 | 83.6 | 94.2 |
| 18                                    | 3.62   | 8.25 | 15.4 | 28.8 | 41.4 | 53.7 | 65.6 | 77.3 | 88.8 | 100  | 3.62    | 8.25 | 15.4 | 28.8 | 41.4 | 53.7 | 65.6 | 77.3 | 88.8 | 100  | 3.62                 | 8.25 | 15.4 | 28.8 | 41.4 | 53.7 | 65.6 | 77.3 | 88.8 | 100  | 3.62                | 8.25 | 15.4 | 28.8 | 41.4 | 53.7 | 65.6 | 77.3 | 88.8 | 100  |
| 19                                    | 3.84   | 8.77 | 16.0 | 30.5 | 44.0 | 57.0 | 70.0 | 82.1 | 94.3 | 106  | 3.84    | 8.77 | 16.0 | 30.5 | 44.0 | 57.0 | 70.0 | 82.1 | 94.3 | 106  | 3.84                 | 8.77 | 16.0 | 30.5 | 44.0 | 57.0 | 70.0 | 82.1 | 94.3 | 106  | 3.84                | 8.77 | 16.0 | 30.5 | 44.0 | 57.0 | 70.0 | 82.1 | 94.3 | 106  |
| 20                                    | 4.06   | 9.26 | 17.3 | 32.2 | 46.4 | 60.1 | 73.5 | 86.7 | 99.5 | 112  | 4.06    | 9.26 | 17.3 | 32.2 | 46.4 | 60.1 | 73.5 | 86.7 | 99.5 | 112  | 4.06                 | 9.26 | 17.3 | 32.2 | 46.4 | 60.1 | 73.5 | 86.7 | 99.5 | 112  | 4.06                | 9.26 | 17.3 | 32.2 | 46.4 | 60.1 | 73.5 | 86.7 | 99.5 | 112  |
| 21                                    | 4.28   | 9.77 | 18.2 | 34.0 | 49.0 | 63.4 | 77.6 | 91.4 | 105  | 118  | 4.28    | 9.77 | 18.2 | 34.0 | 49.0 | 63.4 | 77.6 | 91.4 | 105  | 118  | 4.28                 | 9.77 | 18.2 | 34.0 | 49.0 | 63.4 | 77.6 | 91.4 | 105  | 118  | 4.28                | 9.77 | 18.2 | 34.0 | 49.0 | 63.4 | 77.6 | 91.4 | 105  | 118  |
| 22                                    | 4.50   | 10.3 | 19.2 | 35.8 | 51.5 | 66.7 | 81.6 | 96.2 | 111  | 125  | 4.50    | 10.3 | 19.2 | 35.8 | 51.5 | 66.7 | 81.6 | 96.2 | 111  | 125  | 4.50                 | 10.3 | 19.2 | 35.8 | 51.5 | 66.7 | 81.6 | 96.2 | 111  | 125  | 4.50                | 10.3 | 19.2 | 35.8 | 51.5 | 66.7 | 81.6 | 96.2 | 111  | 125  |
| 23                                    | 4.73   | 10.8 | 20.1 | 37.5 | 54.1 | 70.0 | 85.6 | 101  | 116  | 131  | 4.73    | 10.8 | 20.1 | 37.5 | 54.1 | 70.0 | 85.6 | 101  | 116  | 131  | 4.73                 | 10.8 | 20.1 | 37.5 | 54.1 | 70.0 | 85.6 | 101  | 116  | 131  | 4.73                | 10.8 | 20.1 | 37.5 | 54.1 | 70.0 | 85.6 | 101  | 116  | 131  |
| 24                                    | 4.95   | 11.3 | 21.1 | 39.3 | 56.6 | 73.3 | 89.7 | 106  | 121  | 137  | 4.95    | 11.3 | 21.1 | 39.3 | 56.6 | 73.3 | 89.7 | 106  | 121  | 137  | 4.95                 | 11.3 | 21.1 | 39.3 | 56.6 | 73.3 | 89.7 | 106  | 121  | 137  | 4.95                | 11.3 | 21.1 | 39.3 | 56.6 | 73.3 | 89.7 | 106  | 121  | 137  |
| 25                                    | 5.17   | 11.8 | 22.0 | 41.1 | 59.2 | 76.6 | 93.7 | 110  | 127  | 143  | 5.17    | 11.8 | 22.0 | 41.1 | 59.2 | 76.6 | 93.7 | 110  | 127  | 143  | 5.17                 | 11.8 | 22.0 | 41.1 | 59.2 | 76.6 | 93.7 | 110  | 127  | 143  | 5.17                | 11.8 | 22.0 | 41.1 | 59.2 | 76.6 | 93.7 | 110  | 127  | 143  |
| 26                                    | 5.39   | 12.3 | 22.9 | 43.0 | 61.8 | 80.1 | 98.1 | 116  | 134  | 151  | 5.39    | 12.3 | 22.9 | 43.0 | 61.8 | 80.1 | 98.1 | 116  | 134  | 151  | 5.39                 | 12.3 | 22.9 | 43.0 | 61.8 | 80.1 | 98.1 | 116  | 134  | 151  | 5.39                | 12.3 | 22.9 | 43.0 | 61.8 | 80.1 | 98.1 | 116  | 134  | 151  |
| 27                                    | 5.61   | 12.8 | 23.8 | 44.9 | 64.2 | 83.1 | 101  | 119  | 138  | 156  | 5.61    | 12.8 | 23.8 | 44.9 | 64.2 | 83.1 | 101  | 119  | 138  | 156  | 5.61                 | 12.8 | 23.8 | 44.9 | 64.2 | 83.1 | 101  | 119  | 138  | 156  | 5.61                | 12.8 | 23.8 | 44.9 | 64.2 | 83.1 | 101  | 119  | 138  | 156  |
| 28                                    | 5.84   | 13.3 | 24.9 | 46.4 | 66.8 | 86.5 | 105  | 125  | 143  | 162  | 5.84    | 13.3 | 24.9 | 46.4 | 66.8 | 86.5 | 105  | 125  | 143  | 162  | 5.84                 | 13.3 | 24.9 | 46.4 | 66.8 | 86.5 | 105  | 125  | 143  | 162  | 5.84                | 13.3 | 24.9 | 46.4 | 66.8 | 86.5 | 105  | 125  | 143  | 162  |
| 29                                    | 6.06   | 13.8 | 25.9 | 48.3 | 69.8 | 89.5 | 109  | 129  | 148  | 167  | 6.06    | 13.8 | 25.9 | 48.3 | 69.8 | 89.5 | 109  | 129  | 148  | 167  | 6.06                 | 13.8 | 25.9 | 48.3 | 69.8 | 89.5 | 109  | 129  | 148  | 167  | 6.06                | 13.8 | 25.9 | 48.3 | 69.8 | 89.5 | 109  | 129  | 148  | 167  |
| 30                                    | 6.29   | 14.4 | 26.8 | 50.0 | 72.0 | 93.2 | 114  | 134  | 154  | 174  | 6.29    | 14.4 | 26.8 | 50.0 | 72.0 | 93.2 | 114  | 134  | 154  | 174  | 6.29                 | 14.4 | 26.8 | 50.0 | 72.0 | 93.2 | 114  | 134  | 154  | 174  | 6.29                | 14.4 | 26.8 | 50.0 | 72.0 | 93.2 | 114  | 134  | 154  | 174  |
| 32                                    | 6.74   | 15.4 | 28.7 | 53.6 | 77.2 | 99.9 | 122  | 144  | 165  | 187  | 6.74    | 15.4 | 28.7 | 53.6 | 77.2 | 99.9 | 122  | 144  | 165  | 187  | 6.74                 | 15.4 | 28.7 | 53.6 | 77.2 | 99.9 | 122  | 144  | 165  | 187  | 6.74                | 15.4 | 28.7 | 53.6 | 77.2 | 99.9 | 122  | 144  | 165  | 187  |
| 35                                    | 7.44   | 17.0 | 31.6 | 59.1 | 85.1 | 110  | 135  | 159  | 182  | 206  | 7.44    | 17.0 | 31.6 | 59.1 | 85.1 | 110  | 135  | 159  | 182  | 206  | 7.44                 | 17.0 | 31.6 | 59.1 | 85.1 | 110  | 135  | 159  | 182  | 206  | 7.44                | 17.0 | 31.6 | 59.1 | 85.1 | 110  | 135  | 159  | 182  | 206  |
| 40                                    | 8.59   | 19.6 | 36.6 | 68.2 | 98.2 | 127  | 156  | 183  | 211  | 238  | 8.59    | 19.6 | 36.6 | 68.2 | 98.2 | 127  | 156  | 183  | 211  | 238  | 8.59                 | 19.6 | 36.6 | 68.2 | 98.2 | 127  | 156  | 183  | 211  | 238  | 8.59                | 19.6 | 36.6 | 68.2 | 98.2 | 127  | 156  | 183  | 211  | 238  |
| 45                                    | 9.76   | 22.3 | 41.5 | 77.5 | 112  | 144  | 177  | 208  | 239  | 270  | 9.76    | 22.3 | 41.5 | 77.5 | 112  | 144  | 177  | 208  | 239  | 270  | 9.76                 | 22.3 | 41.5 | 77.5 | 112  | 144  | 177  | 208  | 239  | 270  | 9.76                | 22.3 | 41.5 | 77.5 | 112  | 144  | 177  | 208  | 239  | 270  |
| 50                                    | 10.9   | 24.9 | 46.5 | 86.8 | 125  | 162  | 198  | 233  | 268  | 302  | 10.9    | 24.9 | 46.5 | 86.8 | 125  | 162  | 198  | 233  | 268  | 302  | 10.9                 | 24.9 | 46.5 | 86.8 | 125  | 162  | 198  | 233  | 268  | 302  | 10.9                | 24.9 | 46.5 | 86.8 | 125  | 162  | 198  | 233  | 268  | 302  |
| 55                                    | 12.1   | 27.5 | 51.5 | 96.2 | 139  | 179  | 219  | 259  | 297  | 335  | 12.1    | 27.5 | 51.5 | 96.2 | 139  | 179  | 219  | 259  | 297  | 335  | 12.1                 | 27.5 | 51.5 | 96.2 | 139  | 179  | 219  | 259  | 297  | 335  | 12.1                | 27.5 | 51.5 | 96.2 | 139  | 179  | 219  | 259  | 297  | 335  |
| 60                                    | 13.3   | 30.4 | 56.6 | 106  | 152  | 197  | 241  | 284  | 326  | 368  | 13.3    | 30.4 | 56.6 | 106  | 152  | 197  | 241  | 284  | 326  | 368  | 13.3                 | 30.4 | 56.6 | 106  | 152  | 197  | 241  | 284  | 326  | 368  | 13.3                | 30.4 | 56.6 | 106  | 152  | 197  | 241  | 284  | 326  | 368  |

PE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (115 fpm max. chain speed)  
 PE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (370 fpm max. chain speed)  
 PE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (1100 fpm max. chain speed)  
 PE IV: Oil Stream. Oil applied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

| For Multi-Strand Chain use: |               |
|-----------------------------|---------------|
| No. of Strands              | Strand Factor |
| 2                           | 1.7           |
| 3                           | 2.5           |
| 4                           | 3.3           |

Fuente: catalogo morse.

A continuación se muestran las características de las ruedas catalinas:

Número de dientes de rueda conducida:

$$Z_{2m} = 37 \text{dientes}$$

Diámetro de la rueda conducida (usando la ecuación 4.10 y el número de dientes de la rueda conducida):

$$D_{2m} = \frac{P_m}{\sin\left(\frac{180}{Z_{2m}}\right)} = 0,53m$$

Número de dientes de rueda motora:

$$Z_{1m} = 16 \text{dientes}$$

Diámetro de la rueda conductora:

$$D_{1m} = \frac{P_m}{\sin\left(\frac{180}{Z_{1m}}\right)} = 0,227m$$

Cálculo de las fuerzas actuantes en las catalinas.

Momento torsor en la rueda conducida:

$$Mt_{1m} = \frac{Po_{tm}}{w_{1m}} = 4647,69Nm \quad (\text{Ecuación 4.16})$$

Velocidad angular de la rueda conductora:

$$w_{2m} = w_{1m} * \left(\frac{D_{2m}}{D_{1m}}\right) = 1,065rad / s = 10,177rpm \quad (\text{Ecuación 4.17})$$

Momento torsor en la rueda conductora:

$$Mt_{2m} = \frac{Po_{tm}}{w_{2m}} = 1988,47Nm$$

Fuerza resultante en eje central debido la rueda conducida:

$$Fr_{1m} = \frac{Mt_{1m} * 2}{D_{2m}} = 17506,7N \quad (\text{Ecuación 4.18})$$

Ángulo de fuerza en rueda conducida (determinado por AUTOCAD):

$$\beta_m = 54^\circ$$

Componente horizontal de  $Fr_{1m}$

$$Fx_{1m} = Fr_{1m} * \sin(\beta_m) = 14163,28N$$

Componente vertical de  $Fr_{1m}$ :

$$Fz_{1m} = Fr_{1m} * \cos(\beta_m) = 10290,2N$$

Longitud real de la cadena

$$L_{real} = 2 \times C + \frac{Z_{2m} + Z_{1m}}{2} + \frac{(Z_{2m} - Z_{1m})^2}{4 \times \pi^2 \times C} = 42,23pasos \quad (\text{Ecuación 4.19})$$

$$L_{real} = 43pasos$$

#### 4.3.3. Selección del motorreductor.

Para la selección del motorreductor se utilizará el catalogo de motores y motorreductores de la empresa italiana BONFIGLIOLI.

Potencia calculada

Se debe suministrar la potencia de las dos cadenas motoras:

$$Pot_{calc} = 2 * Pot_m = 4238,70W = 5,68Hp$$

### Eficiencia

Esta depende del número de reducciones internas y se determina en la siguiente tabla:

Tabla 4.2. Reducciones internas del motorreductor.

|          | 2 x  | 3 x  | 4 x  |
|----------|---------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|
| $\eta_d$ | 95%                                                                                   | 93%                                                                                   | 90%                                                                                     |

Fuente: Catálogo digital BONFIGLIOLI.

Para un número de reducciones internas de 2 en la tabla se obtiene:

$$eff = 95\%$$

Intervalo mínimo entre arranques: Es el tiempo mínimo de accionamiento del motor.

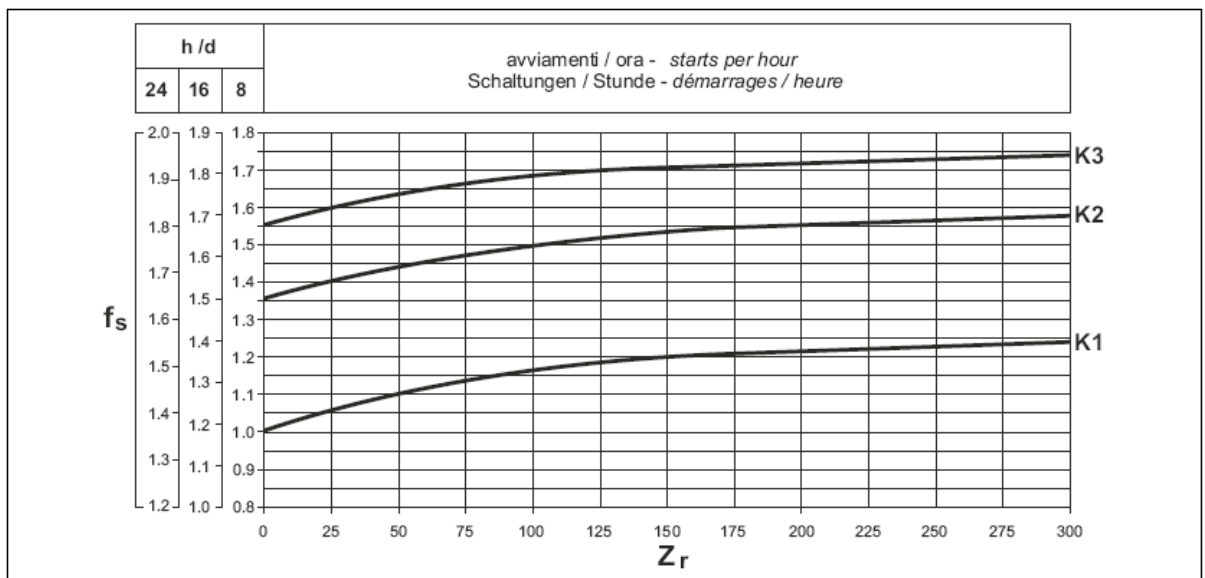
$$im = 24 \text{ s/arranque}$$

Arranques por hora:

$$Zr = \frac{3600s/h}{im} = 150 \text{ arranques en una hora.}$$

Factor de servicio:

En la siguiente figura se obtiene el factor de servicio.



Fuente: Catálogo digital BONFIGLIOLI.

Gráfica 4.2. Factor de servicio del motorreductor.

Con 24 horas al día de funcionamiento, Zr y Servicio pesado:

$$f_s = 1,93$$

Potencia requerida:

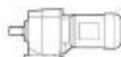
$$Pr_1 = \frac{Pot_{calc}}{eff} = 4461,78W \quad (\text{Ecuación 4.20})$$

Velocidad angular de salida de la caja:

$$w_{mr} = w_{2m} = 1,065rad / s^2 = 10,2rpm$$

Motorreductor seleccionado: dada la potencia requerida y la velocidad de salida, se empleará un extracto del manual de selección mostrado en la siguiente tabla:

Tabla 4.3. Especificaciones técnicas de motorreductores.

| N <sub>2</sub> | M <sub>2</sub> | i     |  |       |
|----------------|----------------|-------|-----------------------------------------------------------------------------------|-------|
| min-1          | Nm             |       |                                                                                   |       |
| 3.8            | 12630          | 380.5 | C1004_ 380.5 S4                                                                   | M4SA4 |
| 4.4            | 10741          | 323.6 | C1004_ 323.6 S4                                                                   | M4SA4 |
| 4.8            | 9974           | 300.5 | C1004_ 300.5 S4                                                                   | M4SA4 |
| 5.5            | 8730           | 263.0 | C1004_ 263.0 S4                                                                   | M4SA4 |
| 5.9            | 8106           | 244.2 | C1004_ 244.2 S4                                                                   | M4SA4 |
| 6.2            | 7691           | 231.7 | C904_ 231.7 S4                                                                    | M4SA4 |
| 6.8            | 7050           | 212.4 | C904_ 212.4 S4                                                                    | M4SA4 |
| 7.2            | 6625           | 199.6 | C1004_ 199.6 S4                                                                   | M4SA4 |
| 8.4            | 5838           | 172.1 | C903_ 172.1 S4                                                                    | M4SA4 |
| 9.6            | 5103           | 150.4 | C1003_ 150.4 S4                                                                   | M4SA4 |
| 9.8            | 4964           | 146.3 | C903_ 146.3 S4                                                                    | M4SA4 |
| 12.1           | 4052           | 119.5 | C803_ 119.5 S4                                                                    | M4SA4 |

Fuente: Catálogo digital BONFIGLIOLI.

Se tomará de la tabla el motorreductor: C903\_ 146.3 S4

Potencia del motorreductor:

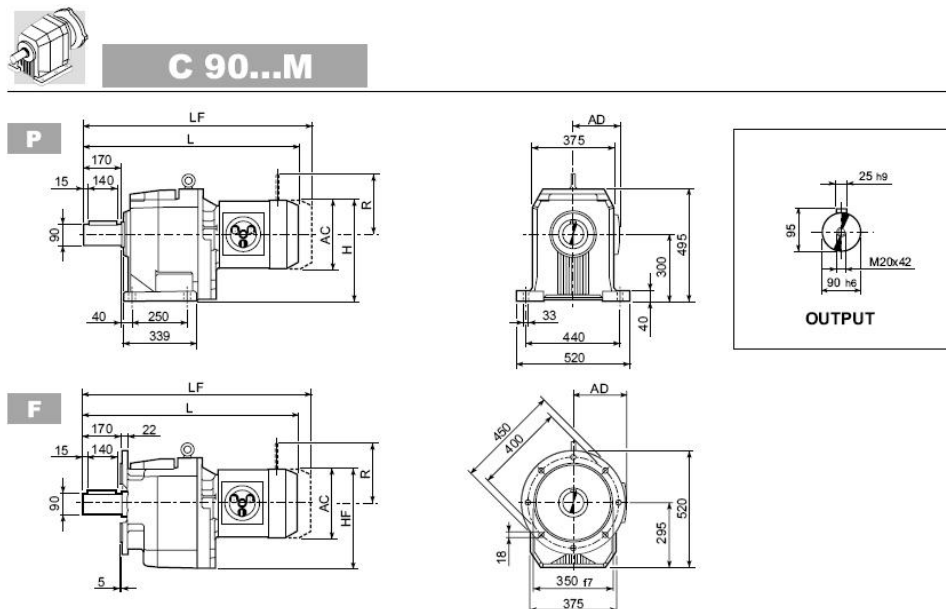
$$P_{n_1} = 5,5KW$$

Factor de seguridad:

$$Fsg = \frac{Pn_1}{Pr_1} = 1,23 \quad (\text{Ecuación 4.21})$$

Dimensiones del motorreductor:

En la tabla 4.4 y la figura 4.12, se muestran las dimensiones principales del motorreductor



Fuente: Catálogo digital BONFIGLIOLI.

Figura 4.12. Dimensiones del Motorreductor.

Tabla 4.4. Dimensiones del motorreductor.

| C 90                                                                              |                                                                                   |                                                                                   |     |       |       |        |     |                                                                                        |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----|-------|-------|--------|-----|----------------------------------------------------------------------------------------|
|  |  |  | AC  | H     | HF    | L      | AD  |  Kg |
| C 90 2/3                                                                          | S3                                                                                | M3S                                                                               | 195 | 397.5 | 392.5 | 852    | 142 | 228                                                                                    |
| C 90 2/3                                                                          | S3                                                                                | M3L                                                                               | 195 | 397.5 | 392.5 | 884    | 142 | 236                                                                                    |
| C 90 2/3                                                                          | S4                                                                                | M4                                                                                | 258 | 429   | 424   | 992    | 193 | 270                                                                                    |
| C 90 2/3                                                                          | S4                                                                                | M4LC                                                                              | 258 | 429   | 424   | 1027   | 193 | 278                                                                                    |
| C 90 2/3                                                                          | S5                                                                                | M5S                                                                               | 310 | 455   | 450   | 1078.5 | 245 | 298                                                                                    |
| C 90 2/3                                                                          | S5                                                                                | M5L                                                                               | 310 | 455   | 450   | 1122.5 | 245 | 314                                                                                    |
| C 90 4                                                                            | S2                                                                                | M2S                                                                               | 156 | 378   | 373   | 891    | 119 | 234                                                                                    |
| C 90 4                                                                            | S3                                                                                | M3S                                                                               | 195 | 397.5 | 392.5 | 935    | 142 | 239                                                                                    |
| C 90 4                                                                            | S3                                                                                | M3L                                                                               | 195 | 397.5 | 392.5 | 967    | 142 | 246                                                                                    |
| C 90 4                                                                            | S4                                                                                | M4                                                                                | 258 | 429   | 424   | 1075   | 193 | 280                                                                                    |

Fuente: Catálogo digital BONFIGLIOLI.

Las especificaciones técnicas del motorreductor seleccionado, tomadas de la figura 4.8 y de la tabla 4.3, son:

Potencia del motorreductor:  $P_{n_1} = 5,5KW$

Velocidad de salida:  $n_2 = 9,8min^{-1}$

Momento torsor de salida:  $M_2 = 4964Nm$

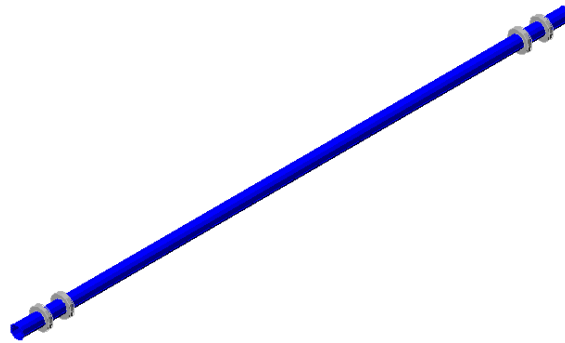
Longitud axial:  $l_{mr} = 992mm$

Altura:  $h_{mr} = 520mm$

Ancho:  $w_{mr} = 375mm$

Masa del motorreductor:  $P_{mr} = 270Kg$

#### 4.3.4. Diseño del eje de la bobina.

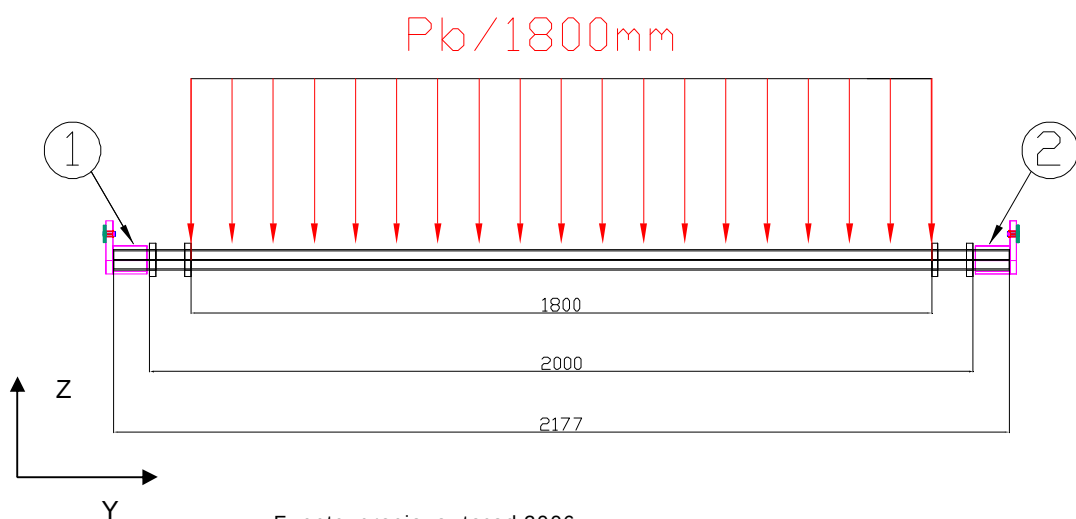


Fuente: propia, autocad 2006.

Figura 4.13. Isometría del eje de la bobina.

Diseño por flexión.<sup>[16]</sup>

La siguiente figura muestra el diagrama de cuerpo libre de eje central en una vista lateral:



Fuente: propia, autocad 2006.

Figura 4.14. Eje de la bobina, Vista Lateral.

Estado de Cargas:

Carga Distribuida: Sistema de Referencia Ubicado en el extremo izquierdo del eje:

Tabla 4.5. Estado de las cargas del eje de la bobina.

| Descripción                                                          | Valor        | Ubicación: | Hasta      |
|----------------------------------------------------------------------|--------------|------------|------------|
| Peso de la bobina<br>$\frac{mb \times 9,81 \frac{m}{s^2}}{1800mm} =$ | $-0,57 N/mm$ | 134,50 mm  | 1934,50 mm |
| Reacción en apoyo 1:                                                 | 516,62 N     | 47,670 mm  | 47,670 mm  |
| Reacción en apoyo 2:                                                 | 512,98 N     | 2028,33 mm | 2028,33 mm |

Fuente: propia.

Reacciones en los apoyos

Por sumatoria de fuerzas y momentos flectores en el primer apoyo e igualando a cero, se tiene:

$$\sum F_z : -0,57 N / mm * 1800mm = -R_{z_{1b}} - R_{z_{2b}}$$

$$\sum F_x : -0,57 N * 1800mm * \left( \left( 1934,5mm + \frac{134,5mm}{2} \right) - 47,67mm \right) = R_{z_{2b}} * 1980,66m$$

Al resolver el sistema, se tiene:

$$R_{z_{1b}} = 516,62N$$

$$R_{z_{2b}} = 512,98N$$

Ecuaciones para el diagrama de corte, Momento y Elástica:

$$v = -0,572\langle x - 134,5 \rangle - (-0,572)\langle x - 1934,5 \rangle + 516,619\langle x - 47,67 \rangle^o + 512,918\langle x - 2028,33 \rangle^o$$

$$M = -0,572\langle x - 134,5 \rangle^2 / 2 - 0,572\langle x - 1934,5 \rangle^2 / 2 + 516,619\langle x - 47,67 \rangle + 512,918\langle x - 2028,33 \rangle + C_1$$

$$Ely = -0,57\langle x - 134,5 \rangle^4 / 24 - 0,57\langle x - 1934,5 \rangle^4 / 24 + 516,62\langle x - 47,7 \rangle^3 / 6 + 516,62\langle x - 47,7 \rangle^3 / 6 + 512,9\langle x - 20,28,3 \rangle^3 / 6 + C_1x + C_2$$

Las constantes C1 y C2 se obtienen haciendo cero la elástica en los apoyos:

Para  $x = 47,670mm$   $y = 0$

$$Eiy = C_1x + C_2 \Rightarrow C_2 = 0$$

Para  $x = 2028,33mm$

$$Eiy = -0,572\langle x - 134,5 \rangle^4 / 24 - 0,572\langle x - 1934,5 \rangle^4 / 24 + 516,619\langle x - 47,67 \rangle^3 / 6 + C_1x + C_2$$

$$47,67C_1 + C_2 = 0$$

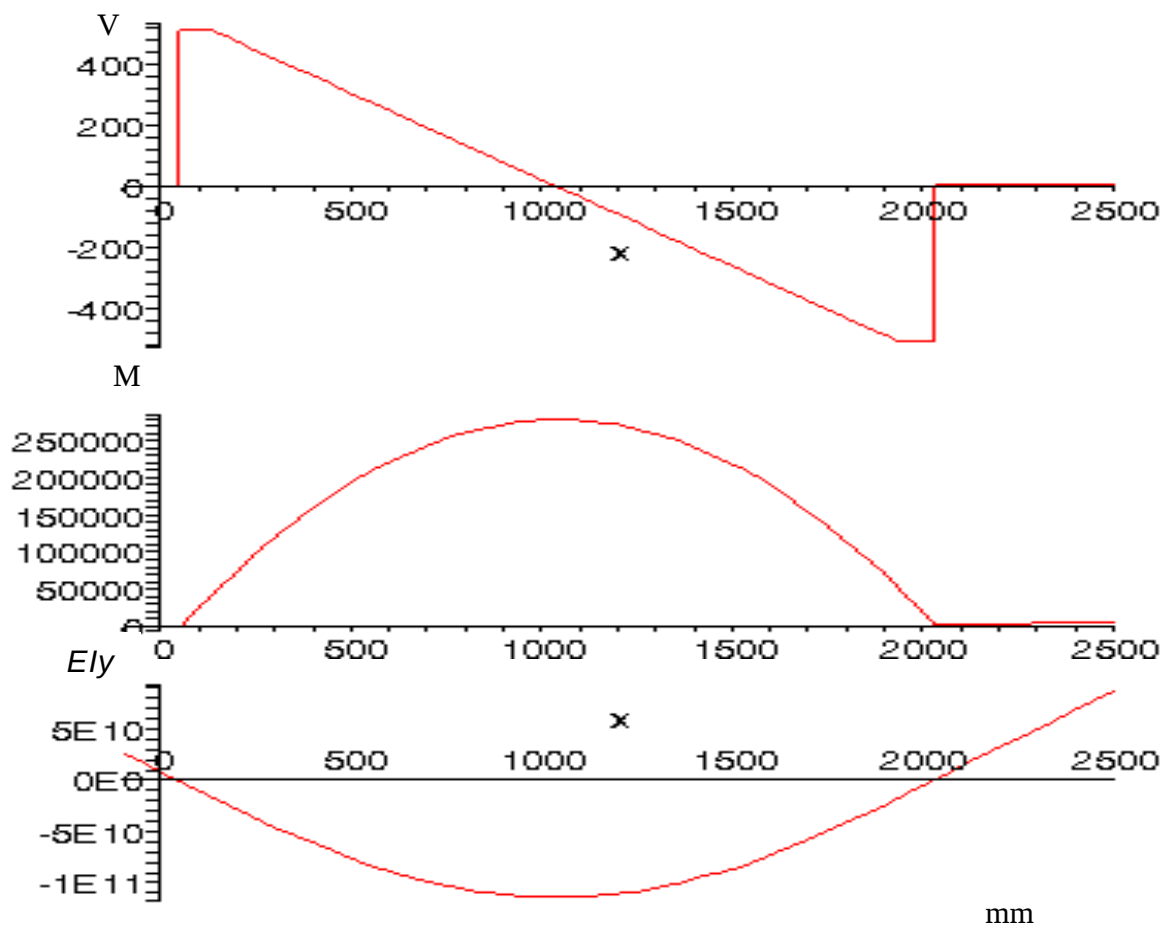
$$6,625 * 10^{11} + 2028,33C_1 + C_2 = 0$$

Resolviendo para  $C_1$  y  $C_2$ , se tiene:

$$C_{z_{1b}} = -182996316,99$$

$$C_{z_{2b}} = -182996316,99$$

De esta forma, los diagramas de corte, momento y elástica en el plano y-z son:



Fuente: propia, maple versión 9.

Figura 4.15. Diagramas de corte, momento y elástica en el plano y-z del eje de la bobina.

Para efecto del diseño se considera un Acero AISI 4340,<sup>[14]</sup> el cual presenta las siguientes características:

$$N = 4(\text{choque} - \text{impacto})$$

$$S_y = S_u = 1,18E^{+09} * Pa$$

$$S_n = 4,14E^{+08} * Pa$$

$$C_s = 0,88$$

$$C_r = 0,81$$

$$S_n' = S_n * C_s * C_r = 2,95E^{+08} * Pa$$

$$K_{t_1} = 1,5 \text{ Eje redondeado}$$

$$K_{t_2} = 2,5 \text{ Borde cortante}$$

Tomando como premisa que este eje no esta sometido a torsión se estudiará solo a flexión, las ecuaciones que se usarán son las siguientes:

$$\frac{1}{N} = \frac{K_t * \sigma_f}{S_n'} \quad (\text{Ecuación 4.22})$$

Donde

$$\sigma_f = \frac{M_T * C}{I} \quad (\text{Ecuación 4.23})$$

Inercia para ejes huecos

$$I = \pi(D^4 - d^4) / 64 \quad (\text{Ecuación 4.24})$$

Donde  $D$  es el diámetro externo y  $d$  es diámetro interno.

Espesor del eje hueco (utilizando la ecuación 4.23):

$$e = \frac{(D - d)}{2}$$

Colocando un espesor comercial y realizando los cálculos necesarios se obtiene:

Tabla 4.6. Diámetros del eje de la bobina.

| Elástica<br>$N \times mm^3$ | Diámetro<br>$m$ | $d$<br>$m$ |
|-----------------------------|-----------------|------------|
| 1,9E-6                      | 0,00318         | -0,00317   |
| 1,6E+10                     | 0,02350         | 0,01715    |
| 1,1E+11                     | 0,05220         | 0,04585    |
| 1,7E+10                     | 0,02420         | 0,01785    |
| 6,5E-5                      | 0,00318         | -0,00317   |

Fuente: propia.

Se considera:

$$D_b = 0,052m \text{ Tubular } (2,055")$$

Longitud libre no apoyada:

$$L_{\max} = 2028,33mm - 47,67mm = 1980,660mm$$

Modulo de elasticidad

$$E = 2,07E^{+11} Pa$$

Momento de inercia:

$$I = \pi(D^4 - d^4) / 64 = 1,475E^{-07} m^4$$

Máxima deformación en longitud no apoyada:

$$E * I * y_{\max} = 113 Nm^3 \quad (\text{Ecuación 4.25})$$

$$y_{\max} = 3,71E^{-03} m$$

Deformación máxima permitida por metro:

$$y_{\max_m} = \frac{y_{\max}}{L_{\max}} = 1,873E^{-06} m = 0,00187 mm \quad (\text{Ecuación 4.26})$$

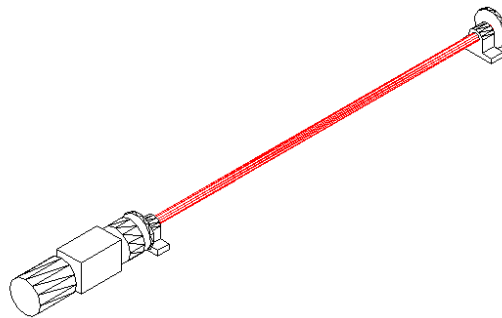
Debido a que  $y_{\max_m} < 0,127 mm$ , el diámetro estudiado cumple los requerimientos del diseño.

El eje seleccionado es un tubular de  $D = 0,057 m = 2,25 \text{ "con } e = 3.175 mm$ .

#### 4.3.5. Diseño del eje central.

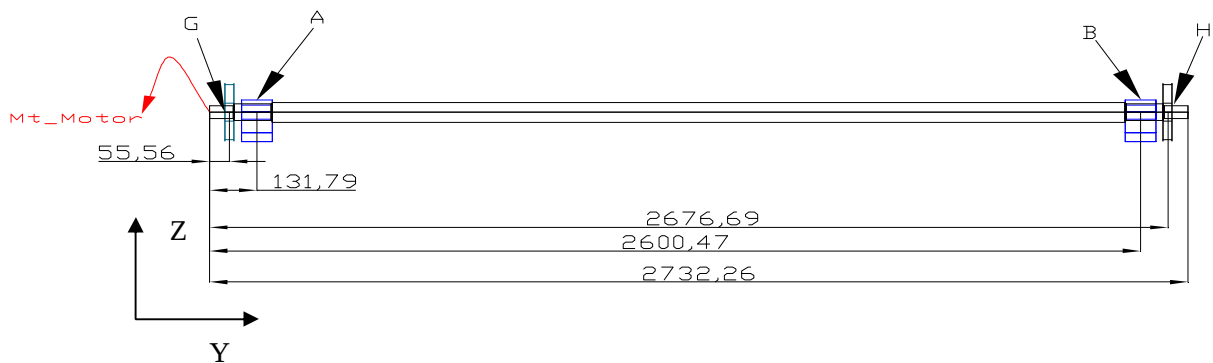
Diseño por Torsión – Flexión. <sup>[14]</sup>

La siguiente figura muestra el diagrama de cuerpo libre de eje central en una vista lateral:



Fuente: propia, autocad 2006.

Figura 4.16. Isometría del eje central.



Fuente: propia, autocad 2006.

Figura 4.17. Vista lateral del eje central.

Estado de Cargas:

Cargas puntuales (Sistema de Referencia Ubicado en el extremo izquierdo del eje):

Tabla 4.7. Estado de las cargas del eje central, y-z.

| Descripción                  | Valor       | Ubicación   |
|------------------------------|-------------|-------------|
| Tensión de la cadena motora: | 14163,289 N | 55,560 mm   |
| Reacción en apoyo A:         | -10289,86 N | 131,790 mm  |
| Reacción en apoyo B:         | -10290,61 N | 2600,470 mm |
| Tensión de la cadena motora: | 14163,289 N | 2676,790 mm |

Fuente: propia.

Momento Torsor:

$$M_T = 2Mt_{2m} = 3976,94Nm$$

Reacciones en los apoyos:

Por sumatoria de fuerzas y momentos flectores en el primer apoyo e igualando a cero, se tiene:

$$\sum F_z : 10290,23 + 10290,23 = -R_{z_{1ec}} - R_{z_{2ec}} = R_{z_{2ec}}$$

$$\sum M_x : -10290,23 * 76,23 + 10290,23 * 2545 = -R_{z_{2ec}} * 2468,68$$

Al Resolver el sistema, se tiene:

$$R_{z_{1ec}} = -10289,86N$$

$$R_{z_{ec}} = -10290,607N$$

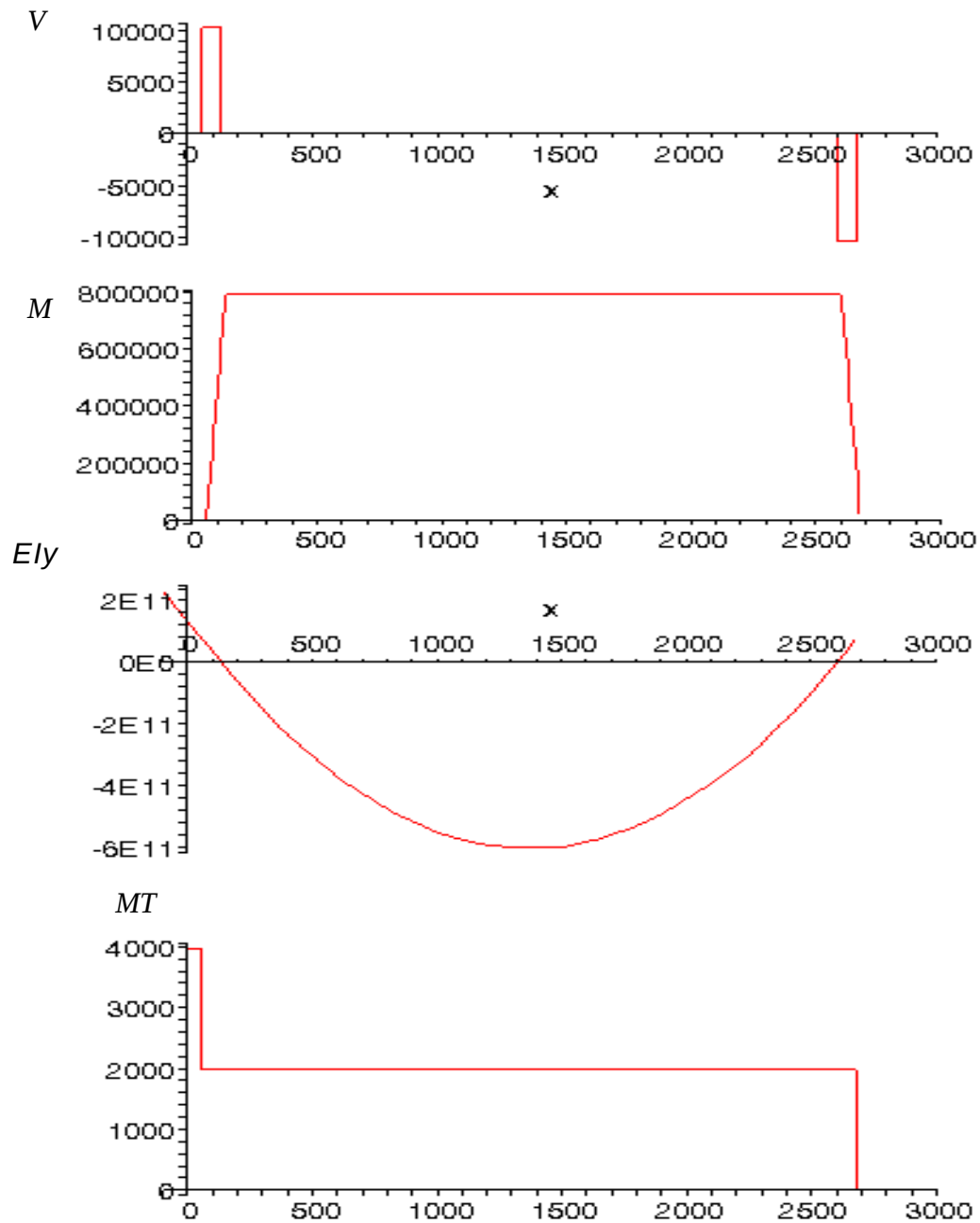
De forma similar se obtienen las reacciones en el plano x-y, generando la siguiente tabla:

Tabla 4.8. Estado de las cargas del eje central, plano x-y.

| Descripción                  | Valor        | Ubicación   |
|------------------------------|--------------|-------------|
| Tensión de la cadena motora: | 14163,289 N  | 55,560 mm   |
| Reacción en apoyo A:         | -14162,773 N | 131,790 mm  |
| Reacción en apoyo B:         | -14162,773 N | 2600,470 mm |
| Tensión de la cadena motora: | 14163,289 N  | 2676,790 mm |

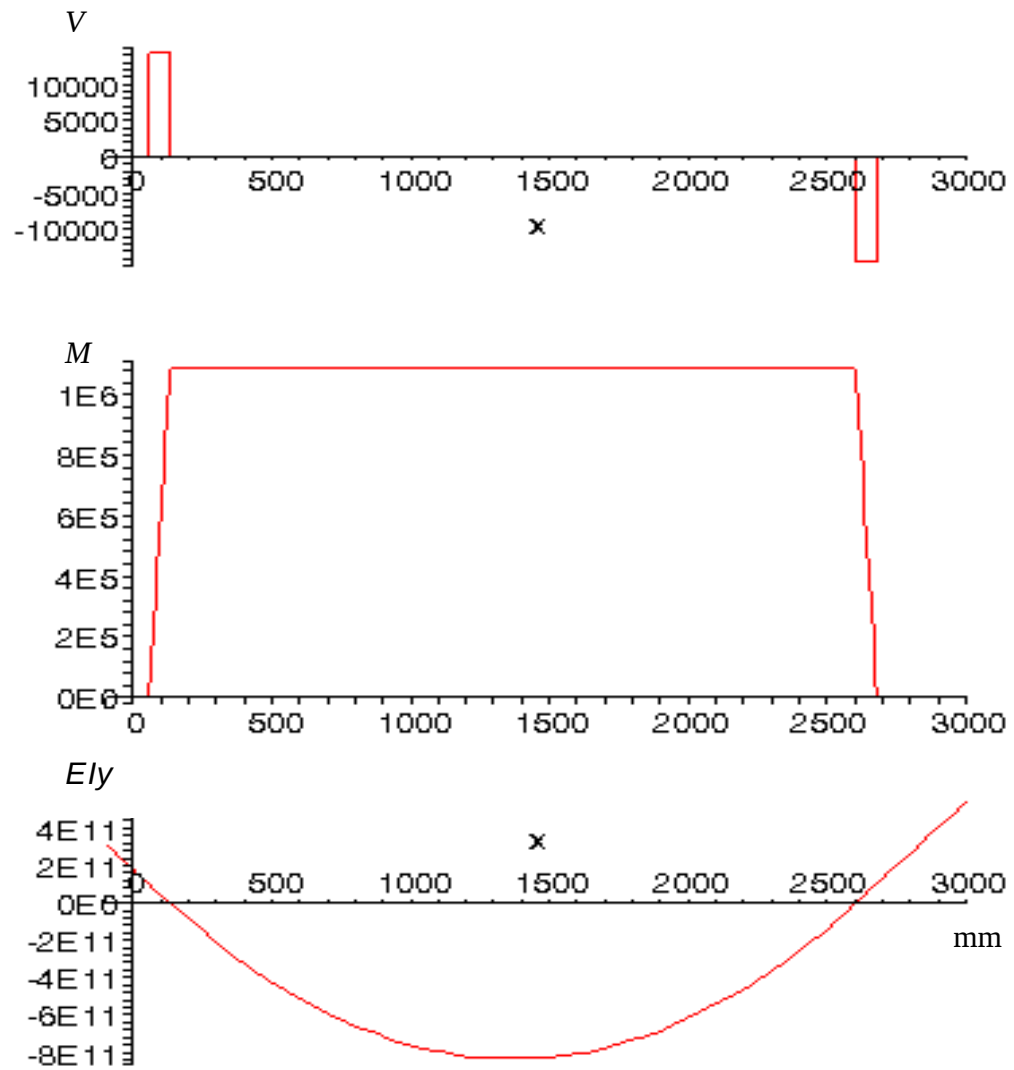
Fuente: propia,

Realizando el procedimiento similar al del cálculo del eje de la bobina para obtener el diagrama de corte, Momento y Elástica, tenemos los siguientes resultados:



Fuente: propia, maple versión 9.

Figura 4.18. Diagramas de corte, momento, elástica y torsor en el plano y-z del eje central.



Fuente: propia, maple versión 9.

Figura 4.19. Diagramas de corte, momento, elástica en el plano x-y del eje central.

Para el acero AISI 4340 tenemos: [14]

- Resistencia última ..... 1172 MPa
- Resistencia a la fluencia..... 1079 MPa
- Elongación. .... 13 %
- Dureza Brinell ..... 360

Fuente: Diseño de Maquinas. Robert L. Norton. Apéndice C-10 [14]

Considerando los siguientes factores:

$N = 4$  (choque – impacto),  $C_s = 0,88$ ,  $C_r = 0,81$

$K_{t1} = 1,5$  Eje redondeado [7] y  $K_{t2} = 2,5$  Borde cortante [7]:

Se obtienen:

$S_n = 4,14E^{+08} * Pa$  y  $S_n' = S_n * C_s * C_r = 2,95E^{+08} * Pa$

$$D = \left[ \left( \frac{32N}{\pi} \right) * \sqrt{\left( \frac{K_t * M_T}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left( \frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ecuación 4.27})$$

Donde D: Diámetro

$N = N_f$  :Factor de seguridad.

$M_T = M_a$  :Momento torsor.

$T = T_m$  :Torque.

$K_t = K_f$  :Factor de concentración de esfuerzos.

$S_n' = S_f$  : Resistencia a la fatiga.

Aplicando la ecuación de torsión y flexión combinadas, se obtiene los diámetros del eje central como se muestra en la tabla 4.8:

Tabla 4.9. Diámetros del eje central.

|                                        | G        | A          | Centro     | B          | H        |
|----------------------------------------|----------|------------|------------|------------|----------|
| Ubic. <i>mm</i>                        | 55,56    | 131,79     | 1366,13    | 2600,47    | 2676,79  |
| Flector<br>yz                          | 0        | 791004,71  | 791471,29  | 791937,87  | -0,73    |
| Flector<br>xy                          | 0        | 1088724,56 | 1089367,65 | 1090010,74 | 80,32    |
| Flector<br>resultante                  | 0        | 1345737,57 | 1346532,1  | 1347326,62 | 80,32    |
| Torsor<br>(Izq)<br>$N \times m$        | 3976,94  | 1988,47    | 1988,47    | 1988,47    | 1988,47  |
| Torsor<br>(Der)<br>$N \times m$        | 1988,47  | 1988,47    | 1988,47    | 1988,47    | 0        |
| Elástica<br>yz<br>$N \times mm^3$      | 7,6E+10  | 0          | -6,03E+11  | 0,32E-3    | 7,61E+10 |
| Elástica<br>xy<br>$N \times mm^3$      | 1,05E+11 | 0          | -8,3E+11   | -9,15E-05  | 1,05E+11 |
| Elástica<br>result.<br>$N \times mm^3$ | 1,3E+11  | 0          | 1,03E+12   | 0,33E-3    | 1,3E+11  |
| D (izq) <i>m</i>                       | 0,05     | 0,07       | ---        | 0,08       | 0,04     |
| D (der) <i>m</i>                       | 0,04     | 0,08       | ---        | 0,07       | 0,003    |

Fuente: propia.

Para realizar la verificación de deflexión del eje, se utilizarán los siguientes diámetros:

Tabla 4.10. Diámetros para verificar deflexión del eje central.

| Ubicación       | Diámetro (mm) | Diámetro (in) |
|-----------------|---------------|---------------|
| En el centro    | 77,67         | 3,05          |
| En los apoyos   | 65,85         | 2,59          |
| En los extremos | 49,18         | 1,93          |

Fuente: propia.

Datos requeridos para la verificación:

Longitud libre no apoyada:

$$L_{\max} = 2600,47\text{mm} - 131,79\text{mm} = 2468,68\text{mm}$$

Modulo de elasticidad

$$E = 207\text{MPa}$$

Momento de inercia

$$I = \pi * \frac{D^4}{64} = 1,79E^{-06}\text{m}^4$$

Máxima deformación en longitud no apoyada:

$$E * I * y_{\max} = 1025,79 = N * \text{m}^3$$

Sustituyendo E e I se obtiene:

$$y_{\max} = 0,00277\text{m}$$

Deformación máxima permitida por metro:

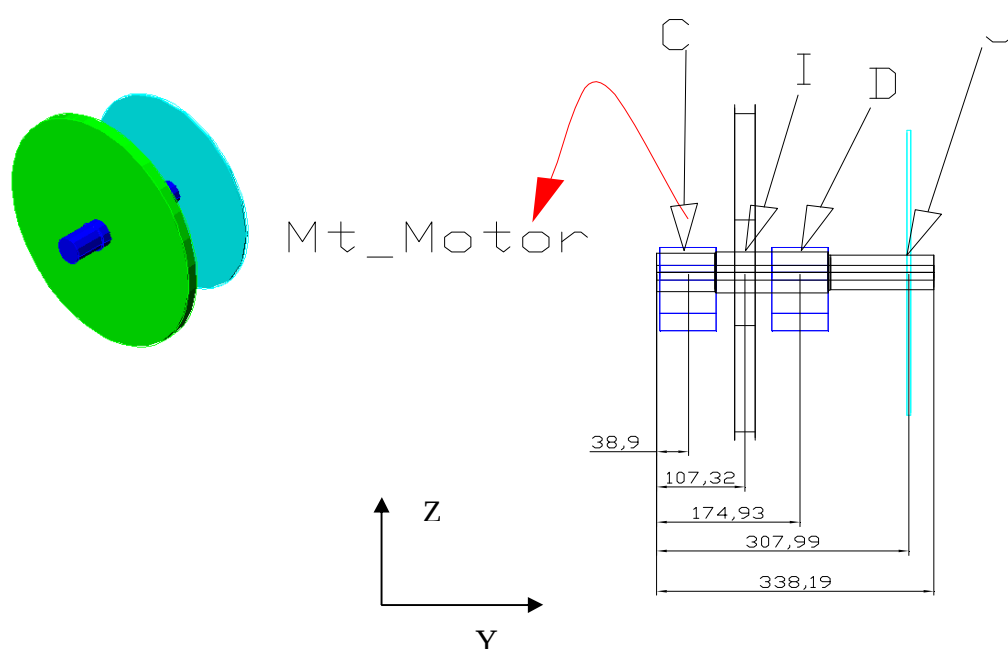
$$y_{\max_m} = \frac{y_{\max}}{L_{\max}} = 1,123E^{-06} m = 0,00112 mm$$

Debido a que  $y_{\max_m} < 0,127 mm$ , el eje para ese diámetro tiene una deflexión menor a la deflexión máxima permitida.

#### 4.3.6. Diseño del eje transmisor.

Diseño por Torsión – Flexión.<sup>[14]</sup>

A continuación se muestra la vista en 3D y el diagrama de cuerpo libre de eje central<sup>[15]</sup>:



Fuente: propia.autocad, 2006.

Figura 4.20. Vista 3D y diagrama de cuerpo libre del eje transmisor.

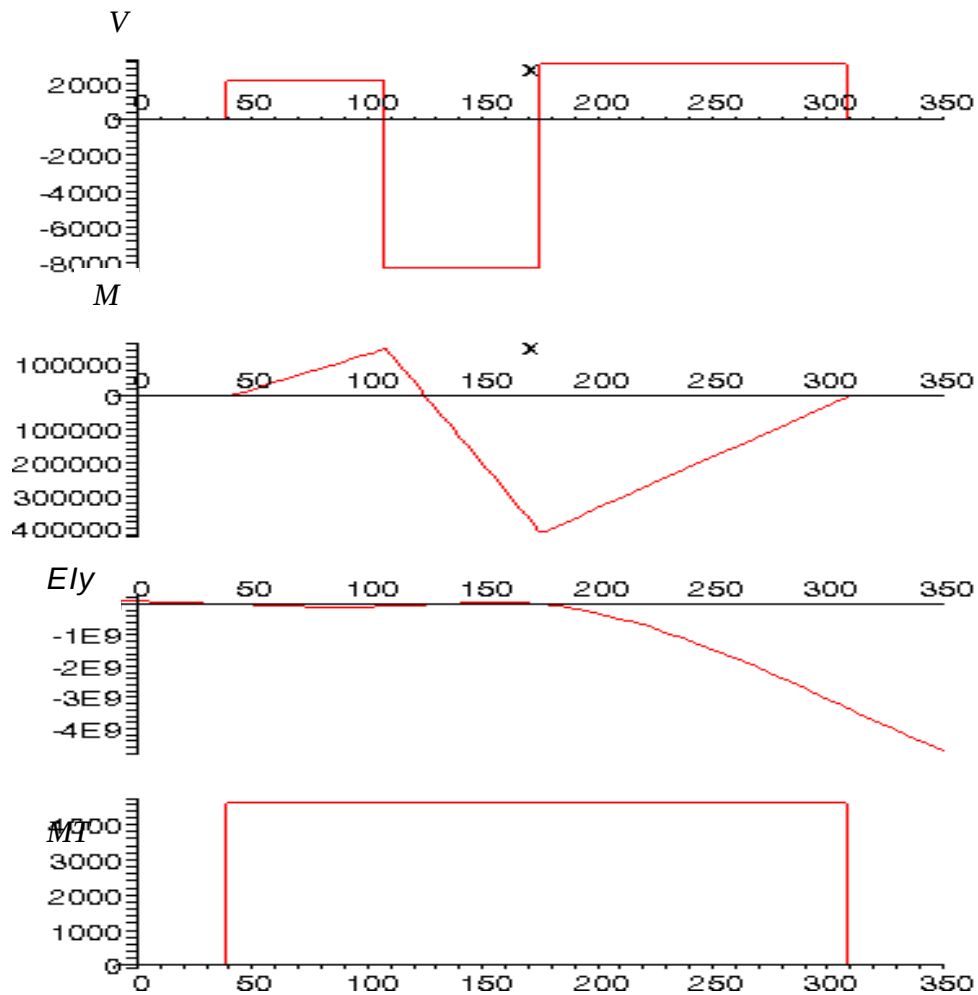
De forma similar al cálculo de los ejes anteriores se obtienen las reacciones en el plano y-z, generando la siguiente tabla:

Tabla 4.11. Estado de las cargas del eje central, plano y-z.

| Descripción                  | Valor        | Ubicación |
|------------------------------|--------------|-----------|
| Tensión de la cadena motora: | -10290,232 N | 107,320mm |
| Reacción en apoyo C:         | 2080,94 N    | 38,190mm  |
| Reacción en apoyo D:         | 11299, N     | 174,930mm |
| Tensión de la cadena motora: | -3090.150 N  | 307,990mm |

Fuente: propia.

Realizando el procedimiento similar para obtener el diagrama de corte, Momento y Elástica, tenemos los siguientes resultados:



Fuente: propia, maple, versión 9.

Figura 4.21. Diagramas de corte, momento, elástica y torsor en el plano y-z del eje transmisor.

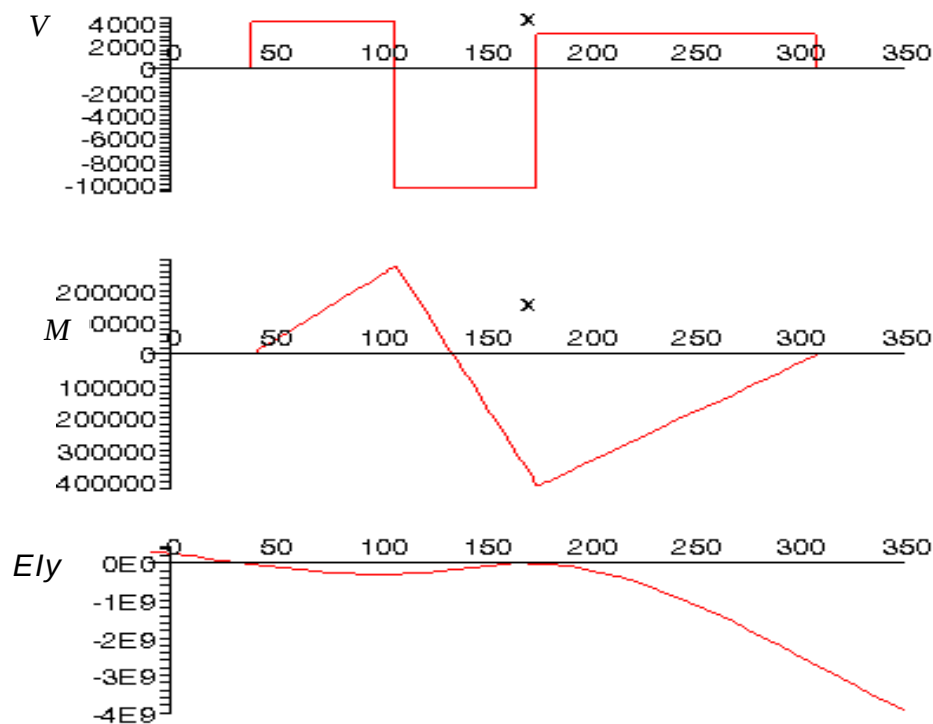
De forma similar al cálculo de los ejes anteriores se obtienen las reacciones en el plano x-z, generando la siguiente tabla:

Tabla 4.12. Estado de las cargas del eje central, plano x-z.

| Descripción                  | Valor        | Ubicación |
|------------------------------|--------------|-----------|
| Tensión de la cadena motora: | -14163,289 N | 107,32 mm |
| Reacción en apoyo C:         | 3995,94 N    | 38,90 mm  |
| Reacción en apoyo D:         | 13257,51 N   | 174,93 mm |
| Tensión de la cadena motora: | -3090,150 N  | 307,99 mm |

Fuente: propia.

Realizando el procedimiento similar para obtener el diagrama de corte, Momento y Elástica, tenemos los siguientes resultados:



Fuente: propia, maple, version 9.

Figura 4.22. Diagramas de corte, momento, elástica en el plano x-z del eje transmisor.

La siguiente tabla muestra los diámetros del eje obtenidos aplicando la ecuación de torsión y flexión combinadas:

Tabla 4.13. Diámetros del eje transmisor.

| Sección                                   | I         | C       | O       | D          | J         |
|-------------------------------------------|-----------|---------|---------|------------|-----------|
| Ubic.<br>mm                               | 107,32    | 38,19   | 0       | 174,93     | 307,99    |
| Flector yz                                | 146805,64 | 0       | 0       | -411175,43 | -68,36E-3 |
| Flector xy                                | 280300,31 | 0       | 0       | -411175,36 | 1,09E-3   |
| Flector<br>resultante                     | 316417,70 | 0       | 0       | 581489,82  | 68,37E-3  |
| Torsor (Izq)<br>$N \times m$              | 4647,6908 | 4647,69 | 0       | 2323,85    | 2323,85   |
| Torsor(Der)<br>$N \times m$               | 2323,8454 | 4647,69 | 4647,69 | 2323,85    | 0         |
| Elastica yz<br>$N \times m^3$             | -0,07     | 0       | 0,11    | 0          | -3,30     |
| Elastica xy<br>$N \times m^3$             | -0,28     | 0       | 0,28    | 0          | -0,69     |
| Elastica<br>resultante.<br>$N \times m^3$ | -0,29     | 0       | 0,30    | 0          | 4,26      |
| Diámetro<br>(izquierda)<br>mm             | 53,56     | 51,80   | -----   | 59,68      | 41,11     |
| Diámetro<br>(derecha)<br>mm               | 50,60     | 51,80   | -----   | 51,81      | 0,24      |

Fuente: propia.

Para realizar la verificación de deflexión del eje, se utilizarán los siguientes diámetros:

Tabla 4.14. Diámetros para verificar deflexión del eje transmisor.

| Ubicación       | Diámetro (mm) | Diámetro (in) |
|-----------------|---------------|---------------|
| En el centro    | 51,82         | 2,04          |
| En los apoyos   | 51,82         | 2,04          |
| En los extremos | 41,15         | 1,62          |

Fuente: propia.

Utilizando dichos diámetros y realizando la verificación de deflexión de forma similar al eje anterior se obtiene que:

Máxima deformación en longitud no apoyada:

$$y_{\max} = 5,822E^{-05}m$$

Deformación máxima permitida por metro:

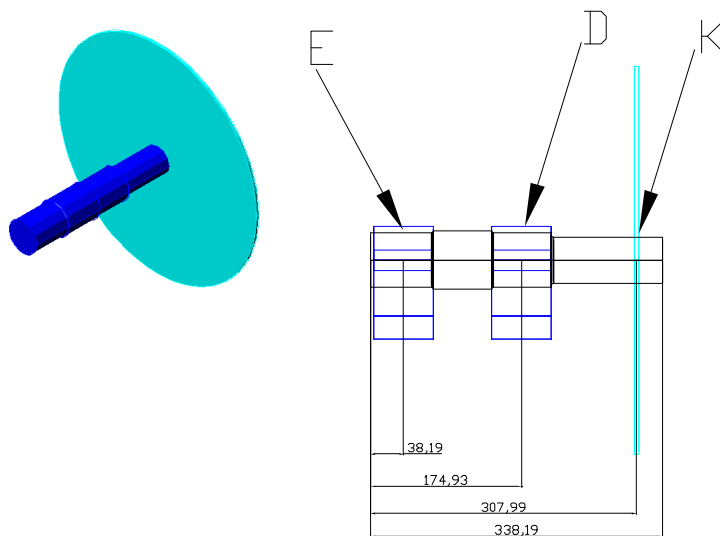
$$y_{\max_m} = 5,42E^{-07}m = 0,00054mm$$

$$y_{\max_m} < 0,127mm$$

Debido a que  $y_{\max_m} < 0,127mm$ , el eje para ese diámetro tiene una deflexión menor a la deflexión máxima permitida.

#### 4.3.7. Diseño de los ejes de apoyo de la cadena transportadora.

La siguiente figura muestra el diagrama de cuerpo libre de eje de apoyo en una vista lateral<sup>[15]</sup>:



Fuente: propia, autocad 2006.

Figura 4.23. Vista 3D y diagrama de cuerpo libre del eje de apoyo.

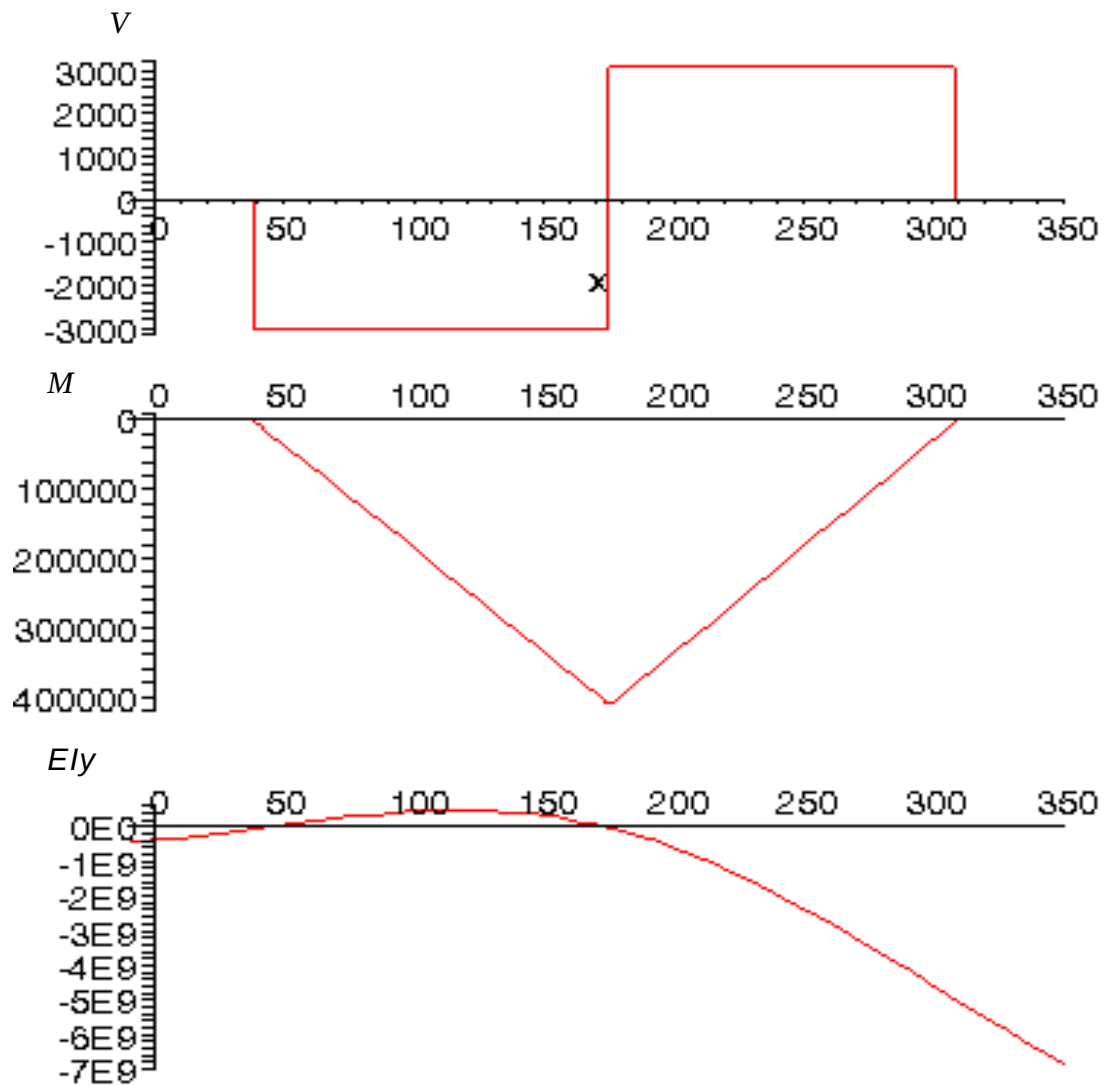
De forma similar al cálculo de los ejes anteriores se obtienen las reacciones en el plano x-z, generando la siguiente tabla:

Tabla 4.15. . Estado de las cargas del eje de apoyo, plano y-z.

| Descripción                         | Valor       | Ubicación |
|-------------------------------------|-------------|-----------|
| Reacción en apoyo E:                | -3006,980N  | 38,19 mm  |
| Reacción en apoyo D:                | 6097,130N   | 174,93 mm |
| Tensión de la cadena Transportadora | -3090,150 N | 307,99 mm |

Fuente: propia.

Realizando el procedimiento similar para obtener el diagrama de corte, Momento y Elástica, en el plano y-z:



Fuente: propia, maple versión 9.

Figura 4.24. Diagramas de corte, momento y elástica en el plano y-z del eje de apoyo.

De forma similar al cálculo de los ejes anteriores se obtienen las reacciones en el plano y-x, generando la siguiente tabla:

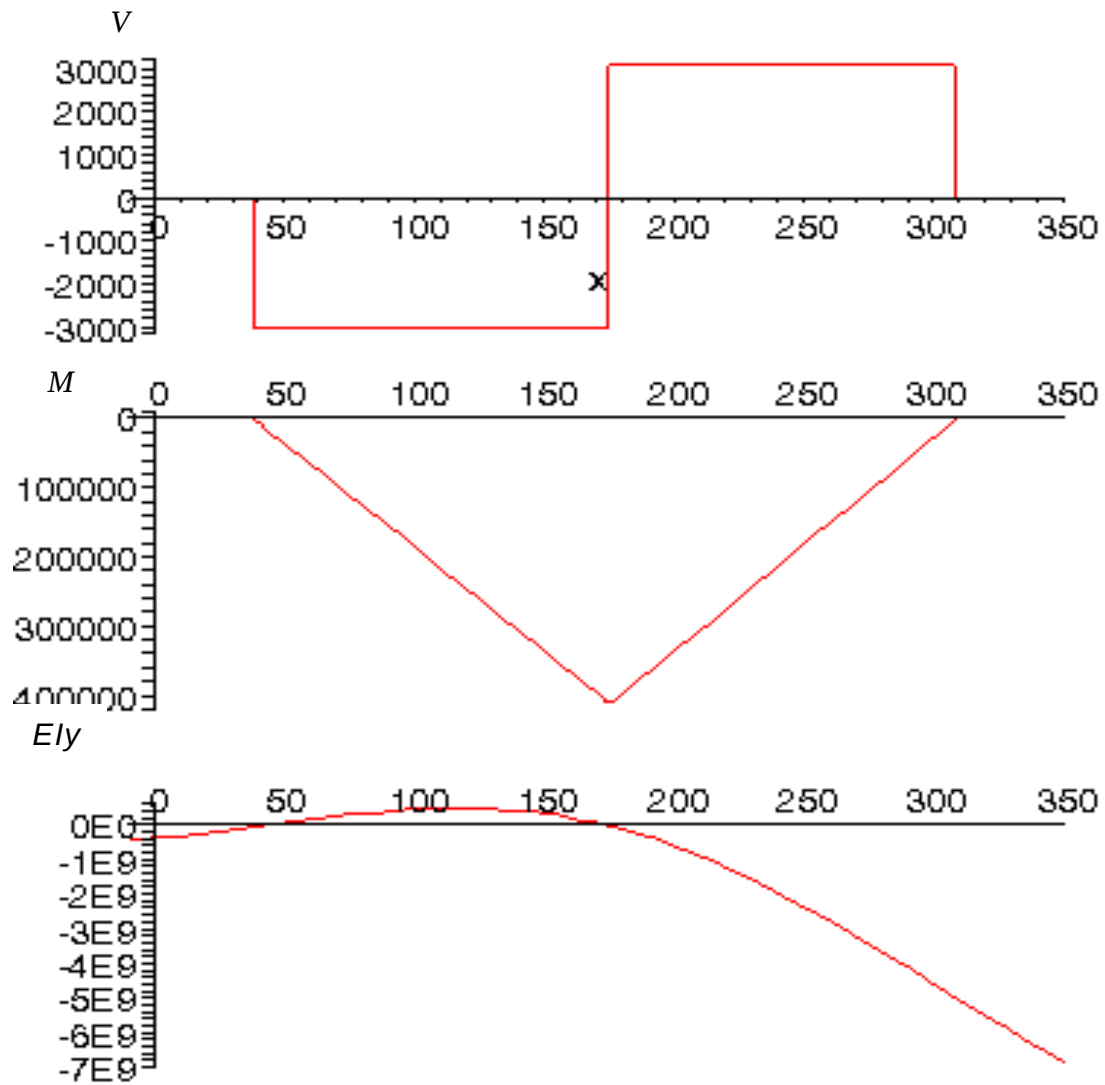
Cargas puntuales, (Sistema de Referencia Ubicado en el extremo izquierdo del eje):

Tabla 4.16. Estado de las cargas del eje de apoyo, plano y-x.

| Descripción                         | Valor       | Ubicación  |
|-------------------------------------|-------------|------------|
| Reacción en apoyo E:                | -3006.980 N | 38,190 mm  |
| Reacción en apoyo D:                | 6097.130 N  | 174,930 mm |
| Tensión de la cadena Transportadora | -3090.150 N | 307,990 mm |

Fuente: propia.

Realizando el procedimiento similar para obtener el diagrama de corte, Momento y Elástica en el plano x-y tenemos los siguientes resultados:



Fuente: propia, maple version 9.

Figura 4.25. Diagramas de corte, momento y elástica en el plano x-y del eje de apoyo.

Tabla 4.17. Diámetros del eje de apoyo aplicando la ecuación de torsión y flexión combinadas.

| Sección              | E        | K        | D          | K          |
|----------------------|----------|----------|------------|------------|
| Ubicación            | 38,19    | 338,19   | 174,93     | 307,99     |
| Flector yz           | 0        | -0,095   | -411175,40 | -0,04338   |
| Flector xy           | 0        | -0,095   | -411175,40 | -85,59E-03 |
| Flector resultante   | 0        | 0,135    | 581489,83  | 95,96E-03  |
| Elástica yz          | 5,96E-08 | -6,32E09 | 2,38E-07   | -4,92E09   |
| Elástica xy          | 5,96E-08 | -6,32E09 | 2,38E-07   | -4,92E09   |
| Elástica resultante. | 8,43E-08 | 8,93E09  | 3,37E-07   | 6,96E09    |
| Diámetro izq         | 0        | -----    | 58,56E-03  | 321,22E-06 |
| Diámetro der.        | 0        | -----    | 49,39E-03  | 270,93E-06 |

Fuente: propia.

Para realizar la verificación de deflexión del eje, se utilizarán los siguientes diámetros:

Tabla 4.18. Diámetros para verificación de deflexión del eje de apoyo.

| Ubicación              | Diámetro (mm) | Diámetro (in) |
|------------------------|---------------|---------------|
| En el centro           | 58,42         | 2,3           |
| En los apoyos          | 58,42         | 2,3           |
| En los extremo cargado | 48,26         | 1,9           |

Fuente: propia.

Utilizando dichos diámetros y realizando la verificación de deflexión de forma similar al eje anterior se obtiene que:

Máxima deformación en longitud no apoyada:

$$y_{\max} = 7,469E^{-05}$$

Deformación máxima permitida por metro:

$$y_{\max_m} = -2,208E^{-05}m = 0,00022mm$$

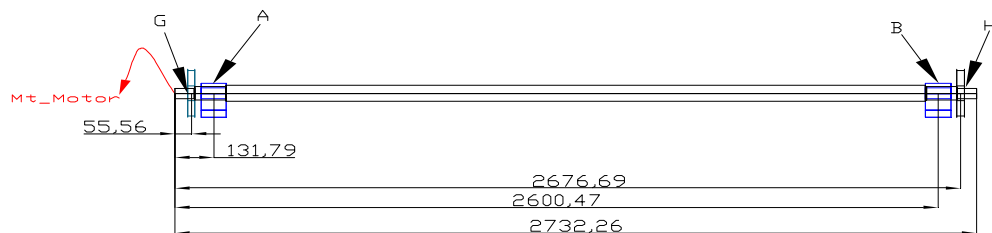
$$y_{\max_m} < 0,127mm$$

Debido a que  $y_{\max_m} < 0,127mm$ , el eje para ese diámetro tiene una deflexión menor a la deflexión máxima permitida.

#### 4.3.8. Selección de Rodamientos y Soportes.

##### 4.3.8.1. Eje central

A continuación seleccionaremos los rodamientos y los soportes que requiere el sistema para su montaje (Fig.4.26) con una velocidad de giro de 9,8 1/rev. Los rodamientos a seleccionar son del tipo Y montados en soportes tipo “brida” sección A y B.



Fuente: propia, autocad 2006.

Figura 4.26. Ubicación de los Rodamientos en el Eje.

Selección del tamaño de la unidad - Soportes con rodamientos Y, estándar. [22]

El método más simple para calcular la duración de un rodamiento consiste en la aplicación de la fórmula ISO de la vida nominal, es decir:

Del catálogo SKF

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^k \quad (\text{Ecuación 4.28})$$

Donde

$L_{10}$  = vida nominal, en millones de revoluciones.

$C$  = capacidad de carga dinámica equivalente, en N.

$P$  = carga dinámica equivalente, en N.

$k$  = exponente de la fórmula de la vida.

$k = 3$  para los rodamientos de bolas.

$k = 10/3$  para los rodamientos de rodillos.

La fuerza axial representa cualquier fuerza que tienda a comprimir ó estirar el eje y de esta manera transmitirse al rodamiento.

Tabla 4.19. Tipos de cojinetes.

| <i>Tipo de cojinete</i>               | <i>Capacidad de carga radial</i> | <i>Capacidad de carga de empuje</i> | <i>Capacidad de desalineación</i> |
|---------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------------|
| Bola de hilera única, ranura profunda | Buena                            | Aceptable                           | Aceptable                         |
| Bola de doble hilera, ranura profunda | Excelente                        | Buena                               | Aceptable                         |
| Contacto angular                      | Buena                            | Excelente                           | Pobre                             |
| Rodamiento cilíndrico                 | Excelente                        | Pobre                               | Aceptable                         |
| Aguja                                 | Excelente                        | Pobre                               | Pobre                             |
| Rodamiento esférico                   | Excelente                        | Aceptable/buena                     | Excelente                         |
| Rodamiento ahusado                    | Excelente                        | Excelente                           | Pobre                             |

Fuente: engene A .Avallone y Theodore Baumeis III, esd. Marks "Standard Handbook for Mechanical Engineers, 9ª edición.

De la tabla 4.19 se seleccionó un cojinete de bola de hilera única, ranura profunda.

Duración nominal en horas de servicio ( $L_{10h}$ )

$$L_{10h} = \frac{1.000.000}{60 \cdot N} \left( \frac{C}{P} \right)^k \quad (\text{Ecuación 4.29})$$

Sustituyendo la ecuación 4.27 se obtiene:

$$L_{10h} = \frac{1.000.000}{60 \cdot N} \cdot L_{10}$$

Donde

$L_{10h}$  = vida nominal, en horas de servicio.

$N$  = velocidad de giro, en r / min.

Primero se propone una duración nominal en horas de servicio ( $L_{10h}$ ) para máquinas industriales.

Tabla 4.20. Vida útil de diseño recomendada para cojinetes.

| Uso                                                                                          | Vida útil de diseño<br>$L_{10}$ , h |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------|
| Aparatos domesticos                                                                          | 1 000–2 000                         |
| Motores para aviones                                                                         | 1 000–4 000                         |
| Automotriz                                                                                   | 1 500–5 000                         |
| Equipo agrícola                                                                              | 3 000–6 000                         |
| Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso multiple                              | 8 000–15 000                        |
| Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva,<br>máquinas industriales en general | 20 000–30 000                       |
| Bombas y compresoras                                                                         | 40 000–60 000                       |
| Equipo critico en operación continua las 24 horas                                            | 100 000–200 000                     |

Fuente. Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, eds. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill Book Company, 1986.

$$L_{10h} = (20000 - 30000)hr$$

Tomando un promedio, se tiene:

$$L_{10h} = 25000hr$$

$$L_{10} = \frac{25.000 \cdot 60 \cdot 9.8}{10^6} = 14.7 \text{ Millones de revoluciones}$$

Determinación de la carga dinámica equivalente  $P$ .<sup>[13]</sup>

Según el catálogo SKF, si la carga  $F_a$  sobre el rodamiento cumple las propiedades de carga dinámica C, es decir, es constante en magnitud y dirección y actúa axialmente y centrada sobre un rodamiento axial, entonces:

$$P = F_a \quad (\text{Ecuación 4.30})$$

Para realizar el cálculo debemos tomar en cuenta las fuerzas radiales que actúan sobre el eje, para este caso se usaron las calculadas en la sección 4.3.5. Por lo tanto:

Fuera en el punto A:

$$\text{Fuerzas} \begin{cases} F_{R_{yx}} = 10289.86N \\ F_{R_{yz}} = 14162.77N \end{cases}$$

Fuera en el punto B:

$$\text{Fuerzas} \begin{cases} F_{R_{yx}} = 10290.61N \\ F_{R_{yz}} = 14163.81N \end{cases}$$

Por lo tanto la fuerza resultante radial es el resultado de la suma de los cuadrados de sus términos.

$$F_{AR} = 17506,15N$$

$$F_{AR} = 17507,43N$$

Carga de diseño:

$$P = v * F, \text{ donde } v = 1 \text{ (la pista que gira es la interna)} \quad [13]$$

Determinando ahora la capacidad de carga dinámica, aplicamos la ecuación 4.28 y despejamos  $C_0$ , donde  $k=3$ ,<sup>[13]</sup> para rodamientos de bola.

$$C_{0A} = P * (L_{10})^{1/3} \Rightarrow C_{0A} = 42884,11N \quad (\text{Ecuación 4.31})$$

$$C_{0B} = 42887,25N$$

Utilizando el diámetro mínimo permitido para el eje en los puntos A y B es 80 mm y el valor de  $C_{0B}$ , se obtienen los rodamientos y soportes seleccionados (Anexo B-1), como se muestra en la tabla 4.21.

Tabla 4.21. Rodamientos y soportes seleccionados del eje central.

| Eje | d (mm-in)   | Unidad de Rodamiento | Rozamiento SKF | Soporte SKF |
|-----|-------------|----------------------|----------------|-------------|
| A   | 69.85-2.3/4 | SYM2.11/16 TF        | YAR215-211-2F  | SYM515U     |
| B   | 69.85-2.3/4 | SYM2.11/16 TF        | YAR215-211-2F  | SYM515U     |

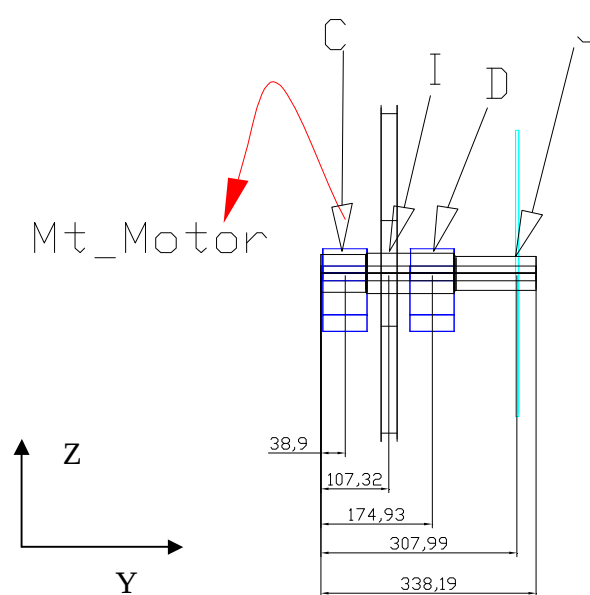
Fuente: catalogo digital skf.

## Resumen

En esta etapa del proyecto se seleccionaron los rodamientos y soportes que portarán el eje. Los rodamientos se seleccionaron tipo Y con prisioneros de fijación para un fácil montaje.

#### 4.3.8.2. Eje transmisor.

La siguiente figura muestra el diagrama de cuerpo libre de eje central en una vista lateral<sup>[15]</sup>:



Fuente:propia, autocad 2006.

Figura 4.27. Diagrama de cuerpo libre eje transmisor.

La fuerza resultante radial es el resultado de la suma de los cuadrados de sus términos y su velocidad de giro es de 4.35 1/rev.

$$F_{CR} = 3982,8N$$

$$F_{DR} = 3982,8N$$

$$L_{10} = 6,53$$

$$C_{0C} = 7442,44N$$

$$C_{0D} = 7442,44N$$

$$v = 1$$

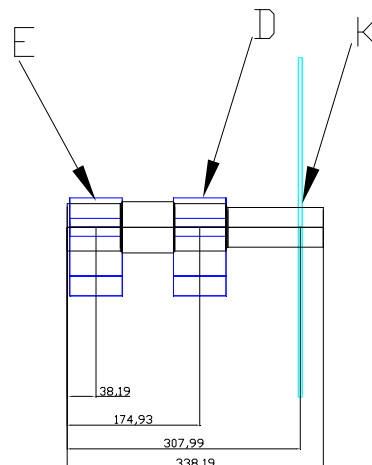
Utilizando el diámetro mínimo permitido para el eje en los puntos C y D 51,80 mm. (2,04 in) y 59,68 mm (2,35 in) respectivamente y el valor de  $C_{0B}$ , se obtienen los rodamientos y soportes seleccionados (Anexo B-2), como se muestra en la tabla 4.22.

Tabla 4.22. Rodamientos y soportes seleccionados del eje transmisor.

| Eje | d (mm-in) | Unidad de Rodamiento | Rozamiento SKF | Soporte SKF |
|-----|-----------|----------------------|----------------|-------------|
| C   | 55 - 2,17 | SY55TF               | YAR 211-2F     | SYM511U     |
| D   | 60 - 2,36 | SY60TF               | YAR212-2F      | SY512M      |

Fuente: catalogo digital skf.

#### 4.3.8.3. Ejes de apoyo de la cadena transportadora.



Fuente: propia, autocad 2006.

Figura 4.28. Vista lateral del eje de apoyo.

La fuerza resultante radial es el resultado de la suma de los cuadrados de sus términos y su velocidad de giro es de 4.35 1/rev. .

$$F_{CR} = 4252,52N$$

$$F_{DR} = 8622,64N$$

$$L_{10} = 6,53 \text{ Millones de revolución}$$

$$C_{0C} = 7442,44N$$

$$C_{0D} = 7442,44N$$

$$v = 1$$

Utilizando el diámetro mínimo permitido para el eje en los puntos E es de 58.42 mm. (2,30 in) y el valor de  $C_{0B}$ , se obtienen los rodamientos y soportes seleccionados (Anexo B-2), como se muestra en la tabla 4.23.

Tabla 4.23. Rodamientos y soportes seleccionados del eje de apoyo.

| Eje | d (mm-in) | Unidad de Rodamiento | Rozamiento SKF | Soporte SKF |
|-----|-----------|----------------------|----------------|-------------|
| E   | 60 (2,36) | SY60TF               | YAR212-2F      | SY512M      |
| F   | 60 (2,36) | SY60TF               | YAR212-2F      | SY512M      |

Fuente: catalogo digital skf.

#### 4.3.9. Selección de ruedas dentadas.

De las ruedas dentadas ya se tienen parámetros como diámetro, paso y ancho o longitud del diente solo faltando por calcular las características del cubo.

Utilizando el método descrito en los fundamentos y metodología para el proyecto de cintas y cadenas transportadas.<sup>[6]</sup> Para determinar las características del cubo se procede a determinar la "clase de cubo", que es un índice literal de su capacidad de resistir torque, y que viene dado por la grafica 4.3; éste con el diámetro y la "fuerza de trabajo" (que es igual a torque/radio) como coordenadas, determina una banda nominada con una letra que es la "clase". Con esta letra y el diámetro del eje, la Tabla 4.27 da el diámetro del cubo, siendo su longitud (a través del hueco) la señalada bajo la letra.

Tomando como ejemplo para el cálculo el punto G del eje central, tenemos las siguientes especificaciones:

$$F_G = 1784.6 \text{ kgf}$$

$$D_G = 227 \text{ mm} \quad \text{Clase de cubo} = H$$

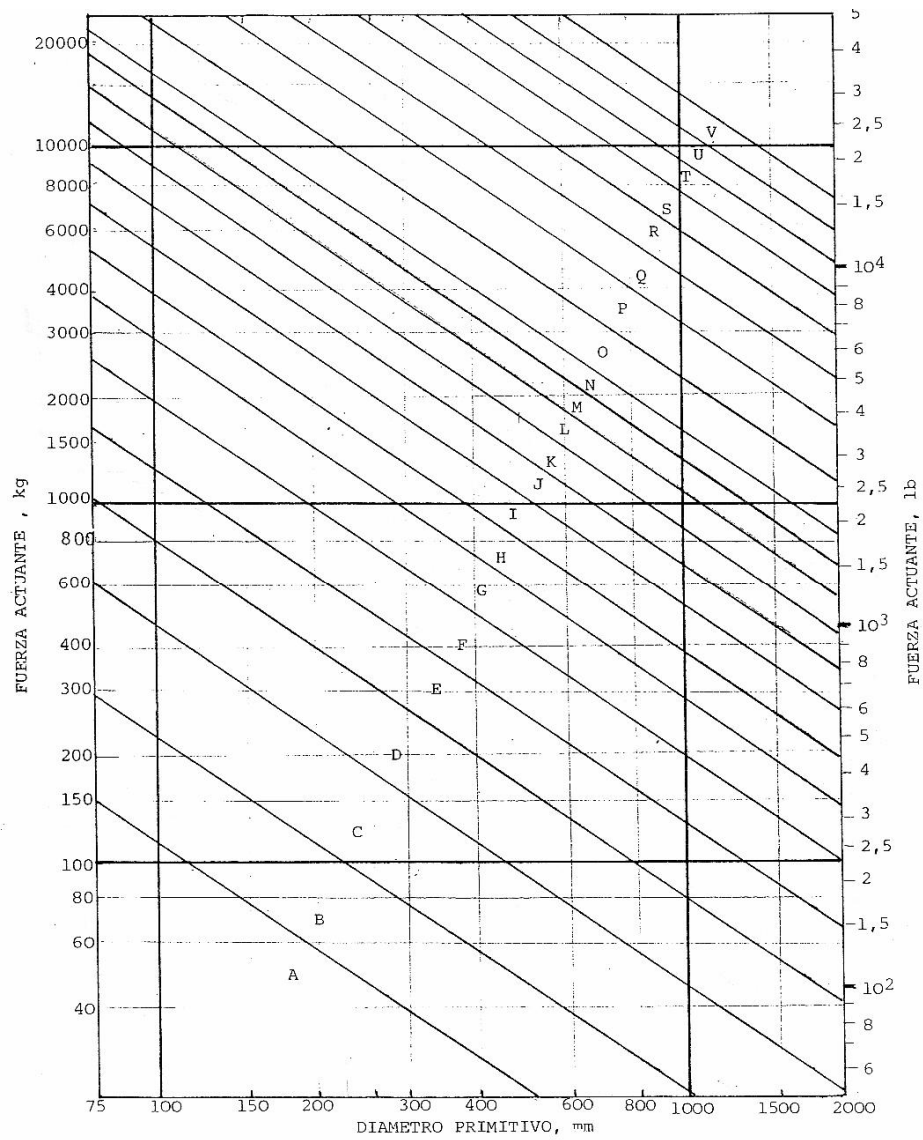
Con H y diámetro del eje  $d_1 = 50 \text{ mm}$  de la tabla 4.27 se lee, longitud del cubo chaveteado =  $89 \text{ mm}$ , con un diámetro de  $139 \text{ mm}$  para ruedas de fundición gris y  $121 \text{ mm}$  para ruedas de acero.

De forma similar se realizan los cálculos para el resto de los ejes. Los resultados están reflejados en la tabla 4.24.

Tabla 4.24. Dimensiones principales de ruedas dentadas.

| Punto                         | G        | H        | I       | J        | K        |
|-------------------------------|----------|----------|---------|----------|----------|
| $D$<br>de rueda               | 227mm    | 227mm    | 530mm   | 430mm    | 430mm    |
| # dientes<br>(Z)              | 16       | 16       | 37      | 18       | 18       |
| Paso<br>(p)                   | 44.45mm  | 44.45mm  | 44.45mm | 76.2mm   | 76.2mm   |
| Fuerza                        | 1784.6kg | 1784.6kg | 1785kg  | 445.48kg | 445.48kg |
| Clase de<br>cubo              | H        | H        | K       | G        | G        |
| $d$<br>del eje                | 50mm     | 50mm     | 55.6mm  | 52mm     | 52mm     |
| Long del<br>cubo              | 89mm     | 89mm     | 114mm   | 83mm     | 83mm     |
| $D_c$ del cubo<br>(fundición) | 139mm    | 139mm    | 178mm   | 114mm    | 114mm    |
| $D_c$ del cubo<br>(acero)     | 121mm    | 121mm    | 152mm   | 95mm     | 95mm     |

Fuente: Propia.



Fuente: Fundamentos y metodología para el proyecto de cintas y cadenas transportadas.[6,P 130]

Gráfica 4.3. Determinación de las características del cubo.

Tabla 4.25. Características del cubo.

| CLASE →                  |         | A                               | B   | C   | D   | E   | F   | G   | H   | I   | J   | K   | L   | M   | N   | O   | P   | Q   | R   | S   | T | U | V |
|--------------------------|---------|---------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|---|---|---|
| DIAMETRO DEL EJE ↓       |         | LONGITUD DEL CUBO, mm           |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
| pulg.                    | mm      | DIAMETRO DEL CUBO CHAVETADO, mm |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
| RUEDAS DE FUNDICION GRIS | 0 15/16 | 23,8                            | 45  | 50  |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 1 3/16  | 30,2                            | 50  | 57  | 57  |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 1 11/16 | 42,9                            | 64  | 64  | 76  | 83  | 89  |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 2 3/16  | 55,6                            | 89  | 89  | 89  | 95  | 102 | 108 | 114 |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 2 15/16 | 74,6                            | 114 | 114 | 114 | 114 | 121 | 127 | 133 | 139 | 152 |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 3 11/16 | 93,7                            |     |     | 140 | 140 | 140 | 146 | 152 | 159 | 165 | 171 | 178 | 178 | 178 |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 4 15/16 | 125,4                           |     |     |     |     | 190 | 190 | 190 | 190 | 190 | 203 | 203 | 216 | 216 | 216 | 229 |     |     |     |   |   |   |
|                          | 6 1/2   | 165,1                           |     |     |     |     |     |     |     |     | 254 | 254 | 254 | 254 | 254 | 267 | 267 | 279 | 292 | 305 |   |   |   |
| RUEDAS DE ACERO          | 8 0     | 203,2                           |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 0 15/16 | 23,8                            | 45  | 45  |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 1 3/16  | 30,2                            | 50  | 50  | 50  |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 1 11/16 | 42,9                            | 64  | 64  | 64  | 76  | 76  |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 2 3/16  | 55,6                            | 83  | 83  | 83  | 89  | 89  | 89  | 95  |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 2 15/16 | 74,6                            | 114 | 114 | 114 | 114 | 114 | 121 | 121 | 121 | 127 | 127 |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 3 11/16 | 93,7                            |     |     | 133 | 139 | 139 | 139 | 139 | 146 | 146 | 152 | 152 | 152 |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
|                          | 4 15/16 | 125,4                           |     |     |     |     | 184 | 184 | 184 | 184 | 184 | 190 | 190 | 203 | 203 | 203 | 203 |     |     |     |   |   |   |
|                          | 6 1/2   | 165,1                           |     |     |     |     |     |     |     |     | 241 | 241 | 241 | 241 | 241 | 254 | 254 | 254 | 254 | 254 |   |   |   |
|                          | 8 0     | 203,2                           |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |   |   |   |
| CLASE                    |         | A                               | B   | C   | D   | E   | F   | G   | H   | I   | J   | K   | L   | M   | N   | O   | P   | Q   | R   | S   | T | U | V |

Fuente: Fundamentos y metodología para el proyecto de cintas y cadenas transportadas.[6, P 130]

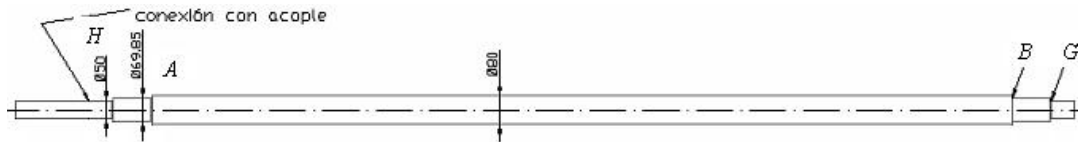
#### 4.3.10. Resumen de diámetros de eje.

En las 4.26 y 4.27 se muestran los diámetros mínimos y comerciales calculados para todos los ejes en cada una de las secciones.

Tabla 4.26. Diámetros mínimos y comerciales de rodamiento del eje central.

| Sección       | A       | B       | G    | H    |
|---------------|---------|---------|------|------|
| Ø Comerciales | 69.85mm | 69.85mm | 50mm | 50mm |

Fuente: Propia.



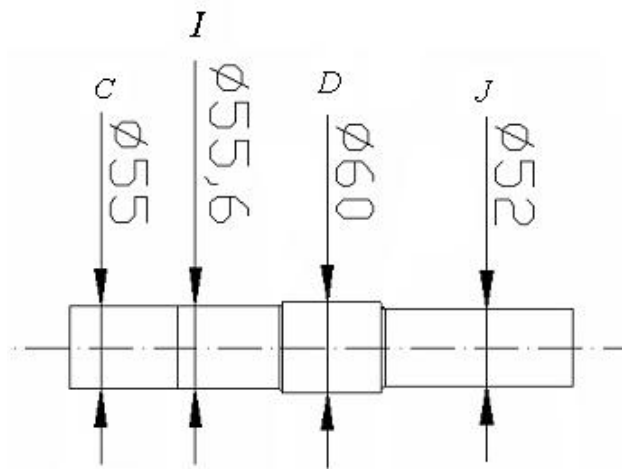
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.29 Diámetros del Eje central.

Tabla 4.27. Diámetros mínimos y comerciales de rodamiento del eje transmisor.

| Sección                            | C       | D    | I      | J    |
|------------------------------------|---------|------|--------|------|
| $\varnothing_{\text{Comerciales}}$ | 57.15mm | 55mm | 55.6mm | 52mm |

Fuente: Propia.



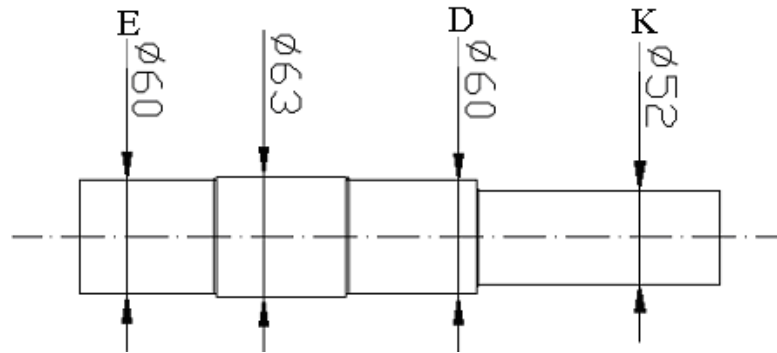
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.30. Diámetros del eje transmisor.

Tabla 4.28. Diámetros mínimos y comerciales de rodamiento del eje de apoyo.

| Sección                            | E    | F    | K    |
|------------------------------------|------|------|------|
| $\varnothing_{\text{Comerciales}}$ | 60mm | 60mm | 52mm |

Fuente: Propia.



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.31. Diámetros del eje de apoyo.

#### 4.3.11. Selección y diseño de las cuñas.

En esta sección se seleccionarán las cuñas para ensamblar las ruedas dentadas a los distintos ejes calculados anteriormente en el punto G (figura 4.32).

Según ASME las cuñas son piezas de maquinaria desmontable, que al ensamblarse en un cuñero, proporcionan un medio positivo de transmisión de par de torsión entre los ejes y las ruedas dentadas.

Cálculo del cuñero del eje central.

Se realizará el cálculo para el eje central y luego se aplicará el mismo procedimiento para el resto de los ejes. En la tabla 4.31, se especifica la sección transversal y las profundidades de asiento de cuña en función al diámetro del eje de acuerdo al estándar ANSI.

Tabla 4.29. Tamaños de cuñas y tornillos prisioneros estándar para ejes.

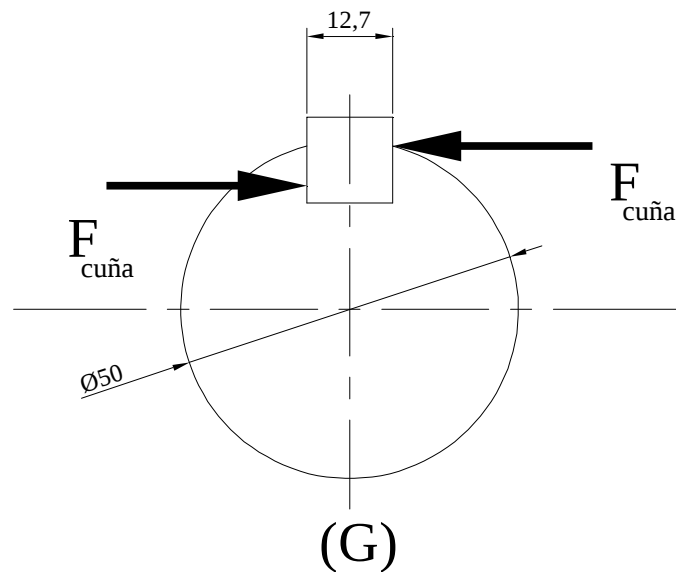
| Tamaños de cuñas y tornillos prisioneros estándar para ejes de tamaño en pulgadas |                                 |                                         |
|-----------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------------|
| Diámetro del eje (pulg)                                                           | Ancho nominal de la cuña (pulg) | Diámetro del tornillo prisionero (pulg) |
| $0,312 < d \leq 0,437$                                                            | 0,093                           | #10                                     |
| $0,437 < d \leq 0,562$                                                            | 0,125                           | #10                                     |
| $0,562 < d \leq 0,875$                                                            | 0,187                           | 0,250                                   |
| $0,875 < d \leq 1,250$                                                            | 0,250                           | 0,312                                   |
| $1,250 < d \leq 1,375$                                                            | 0,312                           | 0,375                                   |
| $1,375 < d \leq 1,750$                                                            | 0,375                           | 0,375                                   |
| $1,750 < d \leq 2,250$                                                            | 0,500                           | 0,500                                   |
| $2,250 < d \leq 2,750$                                                            | 0,625                           | 0,500                                   |
| $2,750 < d \leq 3,250$                                                            | 0,750                           | 0,625                                   |
| $3,250 < d \leq 3,750$                                                            | 0,875                           | 0,750                                   |
| $3,750 < d \leq 4,500$                                                            | 1,000                           | 0,750                                   |
| $4,500 < d \leq 5,500$                                                            | 1,250                           | 0,875                                   |
| $5,500 < d \leq 6,500$                                                            | 1,500                           | 1,000                                   |

Fuente: Diseño de Máquinas, Robert Norton. Capítulo 9. <sup>[14]</sup>

Con el diámetro del eje en la sección C, 50 mm. (1,97 pulg.), se selecciona una cuña cuadrada de 12.70mm (0,5 pulg.). Ver tabla. 4.29.

El material seleccionado para la fabricación de la cuña será acero AISI 1095 templado y revenido a 600 F, el cual tiene un esfuerzo a la fluencia ( $S_f$ ) de 814 MPa. Este material es menor al esfuerzo de fluencia del eje acero AISI 4340 ( $S_f = 1076$  MPa). Esta diferencia de materiales es empleada para prevenir daños en el eje, ya que si existe una sobrecarga en el sistema de giro mayor a su rango de diseño, falle la cuña y no el cuñero.

En la figura 4.32 se muestra con detalle el montaje de las cuñas y los diámetros de las secciones donde van instaladas.



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.32. Detalle de Cuñas en el punto G.

Para la sección G, de la figura anterior, se diseña por corte la cuña mediante la ecuación 4.32: [16, P.420]

$$\frac{S_{ys}}{N} = \frac{F}{t \times l_c} \quad (\text{Ecuación 4.32})$$

Donde:

Longitud de la cuña:  $l_c [m]$

Espesor de cuña:  $t [m]$  Seccion.g = 12,7mm(0,5")

Factor de seguridad:  $N = 3$

Límite de resistencia al corte:  $Sys$  [Pa]

Fuerza:  $F$  [N]

Con la ecuación de momento torsor, se calcula la fuerza en cada sección del eje.

$$M_t = F \times r \rightarrow F = \frac{M_t}{r}$$

En la sección 4.3.5, se calculó el momento torsor entregado al eje:

$$M_t = 2482 \text{ N.m}$$

$$F_c = \frac{M_{t(c)}}{r_c} = 99280 \text{ N}$$

$$Sys = 0,577Sy \Rightarrow Sys = 470 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.32, se obtienen las longitudes de cuña para cada sección.

$$\frac{Sys}{N} = \frac{F_{cuña}}{t \times l_c} \rightarrow l_c = \frac{F_{cuña} \times N}{t \times Sys} \Rightarrow l_c = 49,93 \times 10^{-2} \text{ m} \approx 49,93 \text{ mm}$$

En la tabla 4.30 se muestran los valores obtenidos de la longitud mínima de cuña para cada sección de eje.

Tabla 4.30. Características de cuñas en cada eje.

| Punto              | g     | G     | H     | I     | J     | K    |
|--------------------|-------|-------|-------|-------|-------|------|
| L cuña             |       |       |       |       |       |      |
| Calculada (mm)     | 99,87 | 49,94 | 49,94 | 84,08 | 44,94 | 0    |
| L c real (mm)      | 140   | 50    | 50    | 86    | 46    | 46   |
| t de cuña (mm)     | 25    | 12,7  | 12,7  | 12,7  | 12,7  | 12,7 |
| d del eje (mm)     | 50    | 50    | 50    | 55.6  | 52    | 52   |
| Long del cubo (mm) | 177,8 | 89    | 89    | 114   | 83    | 83   |

Fuente: Propia.

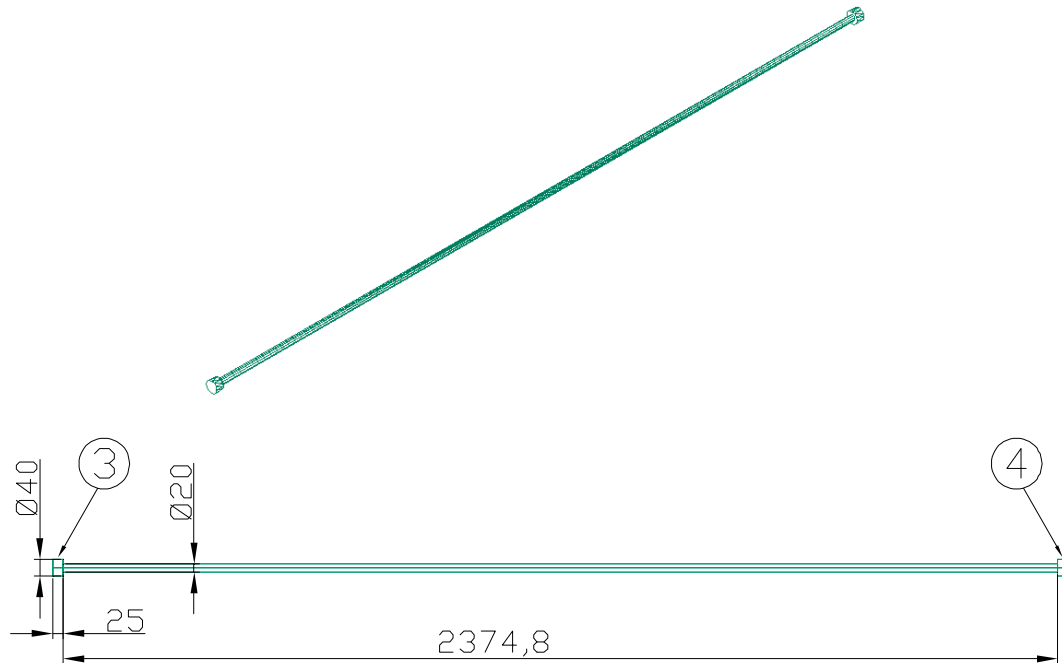
#### Resumen:

En esta etapa se seleccionaron las cuñas del eje las cuales proporcionan un medio positivo de transmisión de par de torsión entre el eje y el acople rígido.

La selección de la cuña es adecuada ya que la longitud calculada es menor que la longitud del cubo para cada uno de los casos. En la unión del motorreductor se selecciona para esta sección una cuña con las dimensiones recomendadas por el fabricante del mismo, la cual tiene las siguientes características: cuña cuadrada de 25mm con una longitud de cuña 140mm.

#### 4.3.12. Comprobación del seguidor de la cadena transportadora.

La siguiente figura muestra el diagrama de cuerpo libre de eje de la bobina en una vista lateral:



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.33. Vistas 3D y dimensiones del seguidor.

Longitud del eje:  $l_{es} = 2375mm$

Diámetro del eje:  $D_{es} = 20mm$

Densidad del acero:  $dens_{ac} = 7800 \frac{kg}{m^3}$

Estado de Cargas:

Carga Distribuida, (Sistema de Referencia Ubicado en el extremo izquierdo del eje):

$$P_{seguidor} = \frac{dens_{ac} * l_{es} * \pi * (D_{es})^2 * g}{4 * l} = 24,04N \quad (\text{Ecuación 4.33})$$

Reacciones en los apoyos (extremos)

Por sumatoria de fuerzas y momentos flectores en el primer apoyo e igualando a cero, se tiene:

$$\sum F_z : -0,02 * 2350 = -R_{z_{1es}} - R_{z_{2es}}$$

$$\sum M_x : -0,02 * 2350 * \left( \frac{(2375 + 25)}{2} - 0 \right) = -R_{z_{2es}} * 2400$$

Al Resolver el sistema, se tiene:

$$R_{z_{1es}} = 23,5$$

$$R_{z_{2es}} = 23,5$$

Tabla 4.31. Reacciones en los apoyos.

| Descripción          | Valor<br>(N/mm) | Ubicación:<br>(mm) |
|----------------------|-----------------|--------------------|
| Peso del eje/long :  | -0.02           | 25                 |
| Reacción en apoyo 3: | 23.5            | 0                  |
| Reacción en apoyo 4: | 23.5            | 2400               |

Fuente: Propia.

Ecuaciones para el diagrama de corte, Momento y Elástica:

$$V = -0,02 \langle x - 25 \rangle - (-0,02) \langle x - 2375 \rangle + 23,5 \langle x - 2400 \rangle^0$$

$$M = -0,02 \langle x - 25 \rangle^2 / 2 - (-0,02) \langle x - 2375 \rangle^2 / 2 + 23,5 \langle x - 0 \rangle + 23,5 \langle x - 2400 \rangle + C_1$$

$$Eiy = -0,02 \langle x - 25 \rangle^4 / 24 - (-0,02) \langle x - 2375 \rangle^4 / 24 \\ + 23,5 \langle x - 0 \rangle^3 / 6 + 23,5 \langle x - 2400 \rangle^3 / 6 + C_1 x + C_2$$

Las constantes  $C_1$  y  $C_2$  se obtienen haciendo cero la elástica en los apoyos:

$$\text{Para } x = 0 : Eiy = C_1 x + C_2$$

$$\text{Para } x = 2400 : Eiy = -0,02 \langle x - 25 \rangle^4 / 24 - (-0,02) \langle x - 2375 \rangle^4 / 24 \\ + 23,5 \langle x - 0 \rangle^3 / 6 + C_1 x + C_2$$

$$C_2 = 0$$

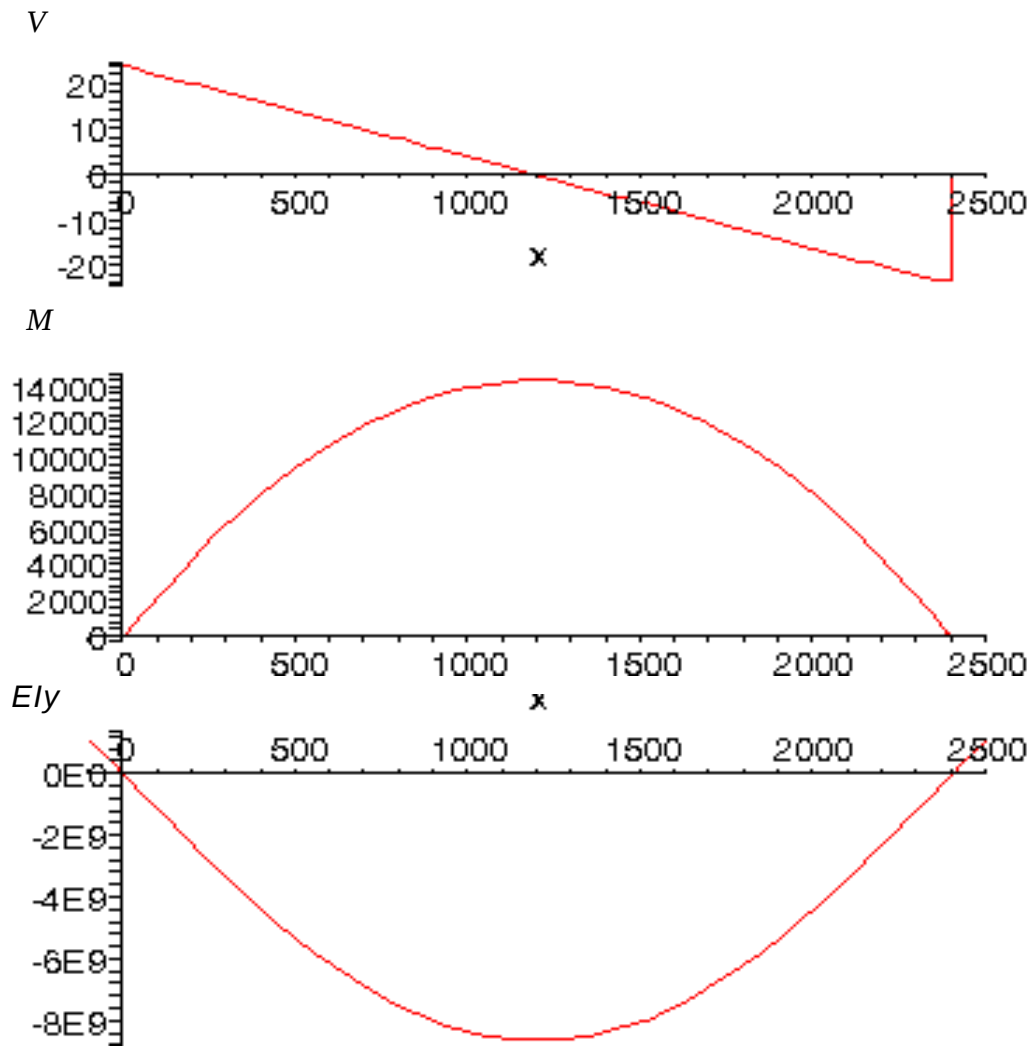
$$27630125000 + 2400C_1 + C_2$$

Resolviendo para  $C_1$  y  $C_2$ , se tiene:

$$Cz_{1es} = -11512552,08$$

$$Cz_{2es} = 0$$

De esta forma, los diagramas de corte, momento y elástica en el plano y-z quedan:



Fuente: Propia, maple version 9.

Figura 4.34. Diagramas de corte, momento y elástica en el plano y-z del eje seguidor.

La tabla 4.32, muestra los diámetros del seguidor aplicando la ecuación de flexión totalmente alternante.<sup>[14]</sup> Usando como material para el estudio, una barra comercial ASTM A-36 (Anexo D-15)

$$N_{\text{Diseño}} \geq 4$$

$$S_n = (3,63E^{+08}) 4,14E^{+08} * Pa$$

$$S_y = S_u = (2,45E^{+08}) 1,18E^{+09} * Pa$$

$$C_s = 0,88$$

$$C_r = 0,81$$

$$S_n' = S_n * C_s * C_r = (2,59E^{+08}) 2,95E^{+08} * Pa$$

$$K_{t_1} = 1,5 \text{ Eje redondeado}$$

$$K_{t_2} = 2,5 \text{ Borde cortante}$$

$$D = \left[ \left( \frac{32N}{\pi} \right) * \sqrt{\left( \frac{K_t * M_T}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left( \frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Despejando N

$$N = \frac{\frac{\pi * D_{es}^3}{32}}{\sqrt{\left( \frac{K_t * M_T}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left( \frac{T}{S_y} \right)^2}}$$

Tabla 4.32. Diámetros del eje seguidor.

| Ubicación | Flector | Elástica | Factor de seguridad |
|-----------|---------|----------|---------------------|
| 0.00      | 0,0E+0  | 0,0E+0   | -----               |
| 25.00     | 5,9E+2  | 2,9E+8   | 230,46              |
| 1187.50   | 1,4E+4  | 8,6E+9   | 9,41                |
| 2375.00   | 5,9E+2  | 2,9E+8   | 140                 |
| 2400.00   | 0,0E+0  | 0,0E+0   | -----               |

Fuente: Propia.

En todos los puntos analizados el factor de seguridad es más que satisfactorio.

$D=20 \text{ mm}$

Longitud libre no apoyada:

$$L_{\text{max}} = 2400\text{mm} - 0\text{mm} = 2400\text{mm}$$

Modulo de elasticidad

$$E = 2,07E^{+11} \text{ Pa}$$

Momento de inercia:

$$I = \frac{\pi \times D_{\text{es}}^4}{64} = 7,85E^{-09} \text{ m}^4$$

Máxima deformación en longitud no apoyada:

$$E * I * y_{\text{max}} = 8,63 \text{ Nm}^3$$

$$y_{\text{max}} = 0,053 \text{ mm}$$

Deformación máxima permitida por metro:

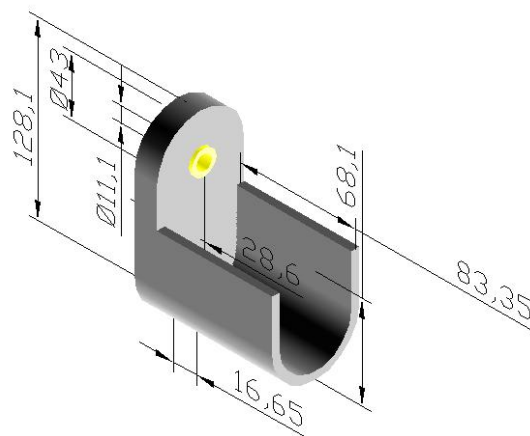
$$y_{\max_m} = \frac{y_{\max}}{L_{\max}} = 2,21E^{-06} \text{ m} = 0,0221\text{mm}$$

Debido a que  $y_{\max_m} < 0,127\text{mm}$ , el diámetro estudiado cumple los requerimientos del diseño.

#### 4.3.13. Comprobación del gancho de la cadena transportadora.

Por Soldadura

La siguiente figura muestra las dimensiones principales del gancho de la cadena transportadora, el cual soportara una carga que se puede considerar puntual e igual al peso medio de la bobina mas pesada.



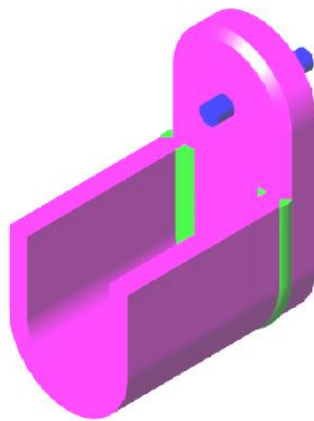
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.35. Dimensiones principales del gancho.

La carga ocurre en el extremo izquierdo del gancho y es:

$$F_g = \frac{m_b * 9,81 \frac{m}{s^2}}{2} = 515,025 N \quad (\text{Ecuación 4.34})$$

El gancho será un elemento fabricado con placas de acero de espesor  $e_g = \frac{1}{2}$  pulgada (10 mm), soldadas mediante los cordones de soldadura observados en la figura 4.35:



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.36. Vista 3D de la soldadura en el gancho de la cadena transportadora.

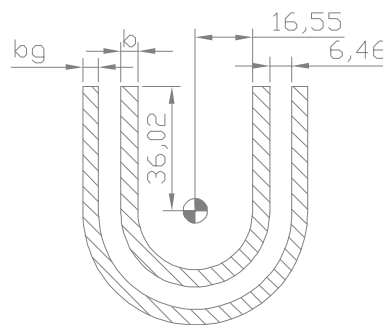
El área sometida a esfuerzos es la superficie plana del gancho, la cual debe soportar flexión y cortante puro. El tamaño de la soldadura esta dado por la siguiente tabla:

Tabla 4.33. Tamaño de la soldadura.

| Espesor de la placa<br>(pulg) | Tamaño mínimo de lado para soldadura de chaflán<br>(pulg) |
|-------------------------------|-----------------------------------------------------------|
| $\leq 1/2$                    | $3/16$                                                    |
| $> 1/2 - 3/4$                 | $1/4$                                                     |
| $> 3/4 - 1 1/2$               | $5/16$                                                    |
| $> 1 1/2 - 2 1/4$             | $3/8$                                                     |
| $> 2 1/4 - 6$                 | $1/2$                                                     |
| $> 6$                         | $5/8$                                                     |

Fuente: Shigley, J. Diseño en ingeniería mecánica. [16]

De la tabla 4.33, para placas de  $1/2$  pulgada, el tamaño de la soldadura es de  $3/16$  pulgadas (4.7625 mm). Por lo que el área sometida a esfuerzos de la soldadura tiene las siguientes dimensiones:



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.37. Dimensiones del área sometida a esfuerzo de la soldadura del gancho.

Donde:

$b$  es el ancho o tamaño de la soldadura:

$$b = 4,7625\text{mm}$$

$bg$  es el ancho o tamaño de la garganta de la soldadura:

$$bg_g = b * \cos(45^\circ) = 2,502mm$$

En la figura anterior se observa el centro de gravedad, el cual ha sido determinado con el programa autocad y define el eje neutro para los esfuerzos de flexión así como la distancia a la fibra mas alejada ( $c_g = 36,02mm$ ). El área y momento de inercia también fueron determinados por dicho programa:

Área sometida a esfuerzo:  $As_g = 1427,7mm^2$

Momento de inercia respecto al eje neutro:  $Ix_g = 564177,3mm^4$

Momento flector máximo:

$$M_g = 83mm * F_g = 42747,075N * mm \quad (\text{Ecuación 4.35})$$

Esfuerzo máximo debido a flexión:

$$\sigma_g = \frac{M_g * c_g}{Ix_g} = 2729194,6Pa \quad (\text{Ecuación 4.36})$$

Cortante directo:

$$\tau_g = \frac{F_g}{As_g} = 360737,55Pa \quad (\text{Ecuación 4.36})$$

Máximo esfuerzo equivalente (Von Misses)

$$\sigma_{eq_g} = \sqrt{(\sigma_g^2 + 3\tau_g^2)} = 2799803Pa \quad (\text{Ecuación 4.38})$$

Factor de seguridad (Empleando el mismo acero de los casos anteriores y empleando la resistencia a fatiga):

$$N = \frac{S_n'}{\sigma e q_g} = 105 \quad (\text{Ecuación 4.39})$$

Por lo que el gancho soportara las cargas con un amplio margen de seguridad.

#### 4.3.14. Comprobación del pasador del gancho de la cedena transportadora.

Las características del pasador se obtienen en la sección 4.3.1 en la figura 4.9.

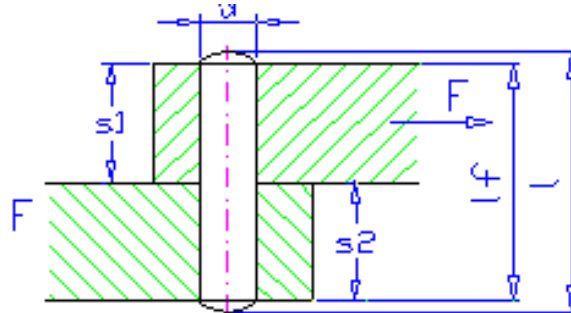
$$D_{Pg} = 11,1mm$$

$$L_{Pg} = 28,6mm$$

El área transversal del pasador

$$A_{Pg} = \frac{\pi \cdot D_{Pg}^2}{4} = 96,77mm^2 \quad (\text{Ecuación 4.40})$$

De la gráfica 4.4 se selecciona un acero 11373, como material a usar para el pasador, de la tabla 4.33 se obtiene la resistencia al torque ( $S_{yc} = 25MPa$ ) para condición de carga alternante.



Fuente: Manual del Ingeniero de Autodesk Inventor.

Gráfica 4.4. Resistencia al cortante del pasador.

Tabla 4.34. Resistencia al cortante del pasador.

| Esfuerzo de corte en diversos aceros para pasadores |                                                                       |           |             |
|-----------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|-----------|-------------|
| Pin Material                                        | Allowable shear stress for Pin Joints in Rotary Joint Mountings [MPa] |           |             |
|                                                     | constant                                                              | repeating | alternating |
| 11 373, 11 423, 11 110                              | 50                                                                    | 35        | 25          |
| 11 500                                              | 70                                                                    | 50        | 35          |
| 11 600                                              | 85                                                                    | 60        | 42          |
| 11 700, 12 040                                      | 100                                                                   | 68        | 48          |

Fuente: Manual del Ingeniero de Autodesk Inventor.

### Esfuerzo cortante en el pasado

$$\tau_{Pg} = \frac{F_g}{A_{Pg}} = 5,722 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Ecuación 4.41})$$

$$\tau_{Pg} = 5,722 MPa$$

Factor de seguridad

$$N = \frac{S_{yc}}{\tau_{Pg}} = 4,369$$

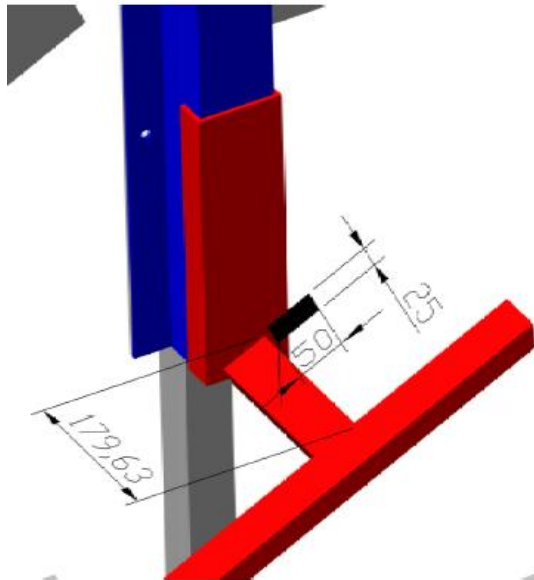
De esta manera se comprueba que el pasador resiste las cargas con un margen de seguridad aceptable.

4.3.15. Comprobación de la extensión del actuador de alimentación.

Por torsión-flexión

Momento flector máximo

La siguiente figura muestra una isometría de la extensión de la parte móvil del actuador de descarga



Fuente: Propia, autocad, 2006.

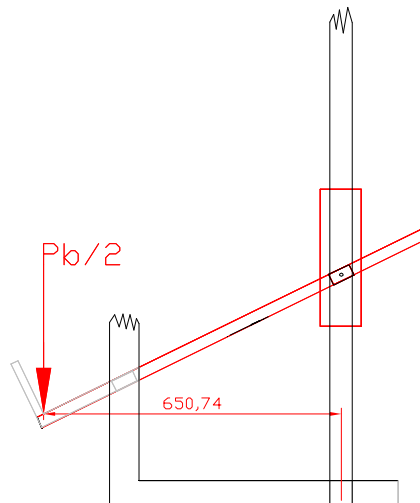
Figura 4.38. Isometría de la extensión del actuador de alimentación.

El momento flector máximo es:

$$M_{\text{exd}} = Lf_{\text{exd}} \times \frac{mb}{2} \times g = 92514 N \times mm \quad (\text{Ecuación 4.42})$$

Momento torsor máximo.

La siguiente figura muestra una vista frontal del lado de descarga, indicando el brazo máximo que genera momento torsor en la extensión del actuador de descarga, mostrando la carga de la bobina en una posición ya descargada. Una vez superado este brazo debido al avance de la guía de descarga, la bobina es transferida al bastidor del sistema.



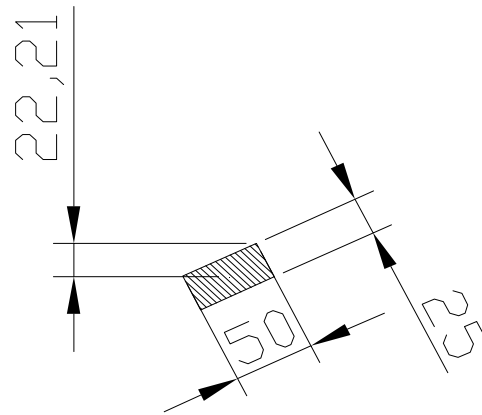
Fuente: Propia, autocad, 2006.

Figura 4.39. Vista frontal del actuador de descarga.

El momento torsor máximo es:

$$T_{exd} = Lt_{exd} \times \frac{mb}{2} \times g = 335147,37 N \times mm \quad (\text{Ecuación 4.43})$$

Para determinar el esfuerzo debido a flector se debe determinar antes la distancia entre el eje neutro y de la fibra más alejada así como el momento de inercia respecto a dicho eje, por lo que se emplea el programa Autocad para determinar estas variables, como se observa en la siguiente figura:



Fuente: Propia, autocad, 2006.

Figura 4.40. Distancia entre el eje neutro y la fibra más alejada.

Distancia entre el eje neutro y la fibra mas alejada:

$$C_{exd} = 22,21mm$$

Momento de inercia respecto al eje neutro:

$$I_{exd} = 102736,34mm^4$$

Momento de inercia perpendicular al eje neutro:

$$Iy_{exd} = 222784,50mm^4$$

Momento polar de inercia respecto al eje centroidal:

$$J_{exd} = I_{exd} + Iy_{exd} \quad \text{(Ecuación 4.44)}$$

$$J_{exd} = 325520,84mm^4$$

Esfuerzo máximo debido a flexión:

$$\sigma_{exd} = \frac{M_{exd} \times c_{exd}}{I_{exd}} = 72,45MPa \quad \text{(Ecuación 4.45)}$$

Cortante máximo debido al torsor

$$\tau_{exd} = \frac{T_{exd} \times c_{exd}}{J_{exd}} = 22,87 MPa \quad (\text{Ecuación 4.46})$$

Máximo esfuerzo equivalente (Von Misses), utilizando la ecuación 4.38, se tiene:

$$\sigma eq_{exd} = \sqrt{(\sigma_{exd}^2 + 3\tau_{exd}^2)} = 82,57 MPa$$

Factor de seguridad (Empleando el mismo acero de los casos anteriores y tomando la resistencia a la fatiga), utilizando la ecuación 4.39, se obtiene:

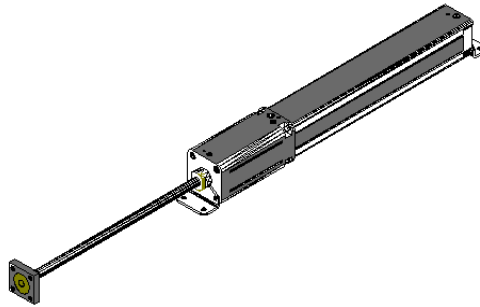
$$N = \frac{Sn'}{\sigma eq_{exd}} = 3,57$$

De lo que se extrae que la extensión del actuador de descarga soportara las cargas con un margen de seguridad aceptable.

#### 4.3.16. Selección de los actuadores de posicionamiento de carga.

Para los actuadores de posicionamiento de carga se empleara el catalogo Festo para Actuadores lineales con bloqueo DNCKE.

La siguiente figura muestra las cargas y momentos parámetros de selección del actuador:



Fuente: Catalogo digital festo. <sup>[21]</sup>  
Figura 4.41. Isometría del actuador DNCKE.

La carga axial admisible para Actuadores lineales con bloqueo DNCKE, esta dada por la tabla 4.35.

Tabla 4.35. Carga de los actuadores lineales con bloqueo.

| Fuerzas [N]                           |     |      |      |
|---------------------------------------|-----|------|------|
| Diámetro de émbolo                    | 40  | 63   | 100  |
| Fuerza teórica con 6 bar en avance    | 754 | 1870 | 4712 |
| Fuerza teórica con 6 bar en retroceso | 633 | 1682 | 4418 |

Fuente: Catalogo digital festo. <sup>[21]</sup>

La carga axial que debe soportar este actuador es el peso medio de la bobina, el peso medio del alineador, el peso del actuador de descarga, el peso medio del eje de la bobina y considerando un factor de seguridad 2:

$$F_{act} = 2 * \left( \frac{mb}{2} + \frac{P_{alin}}{2} + P_{act} + \frac{m_{eb}}{2} \right) * 9,81 \frac{m}{s^2} \quad (\text{Ecuación 4.47})$$

Donde:

$$P_{alin} = 6,17kg$$

$$m_{eb} = 7,89kg$$

$$P_{act} = 60,78kg$$

Sustituyendo en la ecuación estos valores, se obtiene:

$$F_{act} = 2360,48N$$

Esta fuerza solo actúa contraria al avance del actuador ya que solo es para vencer el peso de la bobina, por lo que en la tabla 4.37, se tomara un actuador de diámetro:

$$D = 100mm$$

El cual tiene una carga admisible de 4418 N en retroceso como valor crítico.

La siguiente tabla muestra algunas características de los Actuadores lineales con freno DNC normalizados.

Tabla 4.36. Características de los Actuadores lineales con freno DNC normalizados.

Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

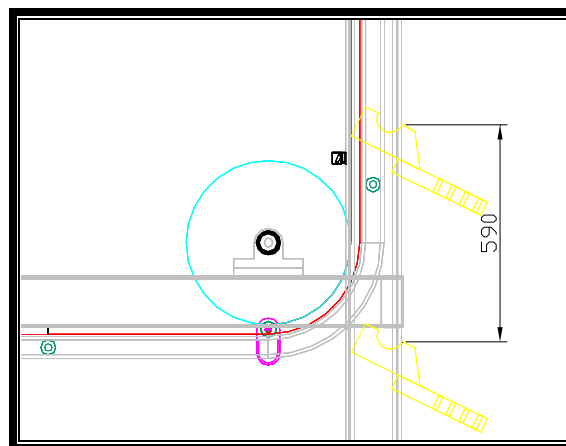
FESTO

Cuadro general de productos

| Función      | Ejecución                                             | Tipo   | Díámetro del émbolo          | Carrera                                                | Detección de posiciones | Anclajes | Doble vástago hueco | Rasca de vástago prolongada | Rasca interior en el vástago | Rasca especial en el vástago |
|--------------|-------------------------------------------------------|--------|------------------------------|--------------------------------------------------------|-------------------------|----------|---------------------|-----------------------------|------------------------------|------------------------------|
|              |                                                       |        | [mm]                         | [mm]                                                   | A                       | Q        | S2/S20              | K2                          | K3                           | K5                           |
| Doble efecto | Tipo básico                                           |        |                              |                                                        |                         |          |                     |                             |                              |                              |
|              |                                                       | DNC    | 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125 | 25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 | 10 ... 2 000            | ■        | ■                   | ■                           | ■                            | ■                            |
|              | Patrón de taladros normalizado, con unidad de bloqueo |        |                              |                                                        |                         |          |                     |                             |                              |                              |
|              |                                                       | DNC-KP | 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125 | —                                                      | 10 ... 2 000            | ■        | ■                   | ■ S2                        | ■                            | ■                            |
|              |                                                       | DNC-KE | 40, 63, 100                  | —                                                      | 10 ... 2 000            | ■        | —                   | —                           | —                            | —                            |

Fuente: Catalogo digital festo. [21]

La carrera esta determinada por las posiciones en las cuales se debe ubicar la carga como se observa en la siguiente figura:



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.42. Posiciones de la carga.

De manera que la carrera del actuador debe ser aproximadamente 590mm, por lo que la selección es adecuada.

En la siguiente tabla se muestran las características principales de los actuadores seleccionados:

Tabla 4.37. Características principales de los actuadores seleccionados.

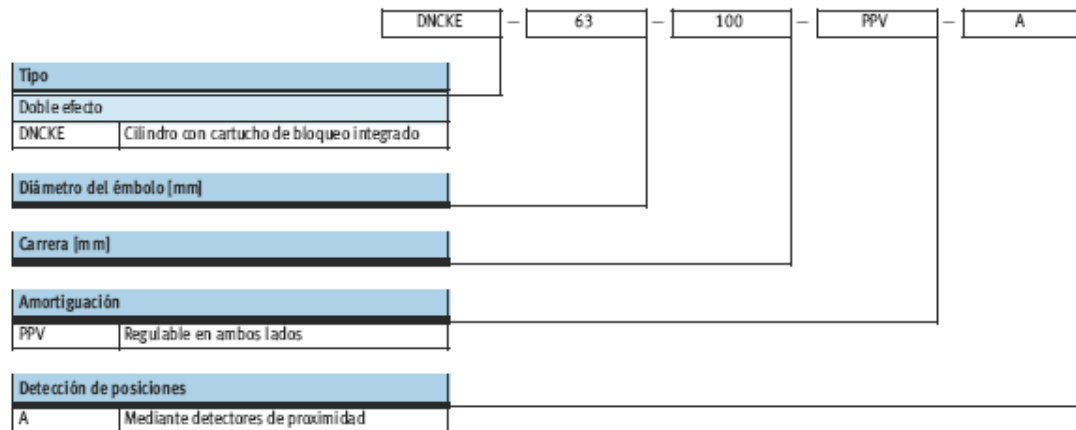
| Datos técnicos generales      |                                                             |                 |                 |
|-------------------------------|-------------------------------------------------------------|-----------------|-----------------|
| Diámetro del émbolo           | 40                                                          | 63              | 100             |
| Conexión neumática            | Cilindro                                                    | G $\frac{1}{4}$ | G $\frac{3}{8}$ |
|                               | Unidad de bloqueo                                           | G $\frac{1}{8}$ | G $\frac{3}{8}$ |
| Rosca del vástago             | M12x1,25                                                    | M16x1,5         | M20x1,5         |
| Tipo de sujeción              | En ambos lados; por muelle → desbloqueo por aire comprimido |                 |                 |
| Construcción                  | Émbolo                                                      |                 |                 |
|                               | Vástago                                                     |                 |                 |
|                               | Camisa del cilindro                                         |                 |                 |
| Amortiguación                 | Regulable en ambos lados                                    |                 |                 |
| Carrera de amortiguación [mm] | 20                                                          | 22              | 32              |
| Detección de posiciones       | Mediante detectores de proximidad                           |                 |                 |
| Tipo de fijación              | Con rosca interior                                          |                 |                 |
|                               | Con accesorios                                              |                 |                 |
| Posición de montaje           | Indistinta                                                  |                 |                 |

Fuente: Catalogo digital festo. [21]

Se tomará un cilindro con freno de doble efecto DNCKE con carrera 590mm. El código de pedido del producto esta normado por la siguiente figura, teniendo en cuenta que debe tener detectores de posición para el sistema de control, fijación por pie y amortiguación en ambos lados, el código de pedido para los actuadores de posicionamiento de carga es:

DNCKE-100-590-PPV-A.

Usando un procedimiento similar, se selecciono un par actuadores, DNCKE-100-1715-PPV-A, para se sección de alimentación.



Fuente: Catalogo digital festo. <sup>[21]</sup>

Figura 4.43. Actuadores lineales DNCKE con freno.

#### 4.3.17. Selección de los actuadores de carga y alimentación.

Para los actuadores de descarga se empleara el catalogo Festo para Actuadores lineales sin vástago DGPL con guía deslizante, que soporta cargas menores el actuador del punto anterior.

Los actuadores de descarga solo resisten cargas axiales ya que están soportados por el actuador de posicionamiento. La carga axial que debe soportar este actuador es el peso medio de la bobina, el peso medio del eje de la bobina, considerando un factor de seguridad 2 y utilizando la ecuación 4.43:

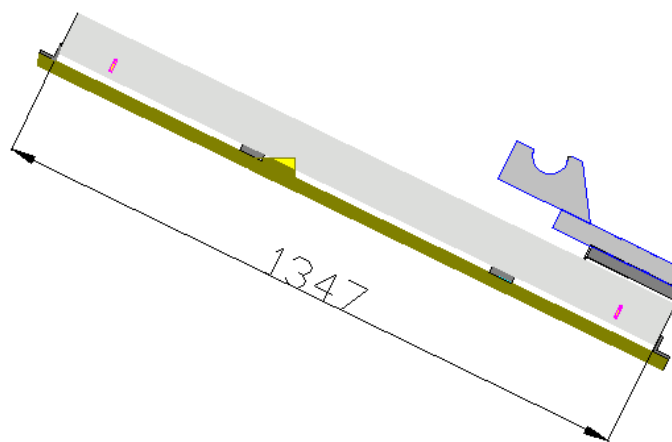
$$F_{act} = 2 * \left( \frac{mb}{2} + \frac{m_{eb}}{2} \right) * 9,81 \frac{m}{s^2} = 1107,51N$$

La carga axial admisible para actuadores lineales sin vástago DGPL con guía esta dada por la tabla 4.40, esta fuerza solo actúa contraria al avance del actuador ya que solo es para vencer el peso de la bobina, por lo que de esta tabla, se tomará un actuador de diámetro:

$$D = 50mm$$

El cual tiene una carga admisible de 1178 N

La siguiente figura muestra la carrera de este actuador:



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.44. Carrera del actuador.

De manera que la carrera del actuador debe ser aproximadamente:

$$C_{act} = 1346,87mm$$

Las características principales de los actuadores seleccionados, se muestra en la tabla 4.39, de allí se tomará un cilindro sin vástago de doble efecto DGPL con carrera 1400 mm.

El código de pedido del producto esta normado por figura 4.42, teniendo en cuenta que debe tener detectores de posición para el sistema de control, guía de deslizamiento, sujeción debajo y carro estándar con posición detrás, el código de pedido para los actuadores de carga es:

DGLP – 50 – 1400 – PPV – A – B – GF – KU – GK – SH – D2 - CT.

Tabla 4.38. Características principales del actuador DGLP.

|                                              |       |       |       |       |       |       |       |
|----------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Fuerzas[N]                                   |       |       |       |       |       |       |       |
| Diámetro del émbolo [mm]                     | 18    | 25    | 32    | 40    | 50    | 63    | 80    |
| Fuerza teórica con 6bar [N]                  | 153   | 295   | 483   | 754   | 1178  | 1870  | 3016  |
| Momentos admisibles                          |       |       |       |       |       |       |       |
| Carro estándar GK                            |       |       |       |       |       |       |       |
| Mx <sub>máx.</sub> [Nm]                      | 7     | 45    | 63    | 170   | 240   | 580   | 745   |
| My <sub>máx.</sub> [Nm]                      | 23    | 85    | 127   | 330   | 460   | 910   | 1545  |
| Mz <sub>máx.</sub> [Nm]                      | 23    | 85    | 127   | 330   | 460   | 910   | 1545  |
| Peso GF [Kg]                                 |       |       |       |       |       |       |       |
| P <sub>máx</sub> con carrera 0 mm.           | 0,75  | 1,37  | 2,39  | 3,89  | 8,6   | 13,54 | 25,4  |
| P <sub>adicional</sub> por 10 mm de carrera. | 0,022 | 0,042 | 0,051 | 0,072 | 0,132 | 0,181 | 0,202 |
| Masa móvil                                   | 0,23  | 0,37  | 0,53  | 0,96  | 1,77  | 2,79  | 7,10  |

Fuente: Catalogo digital festo. [21]

$$P_{act} = P_{0carro} + P_{adicional} + M_{movil} \quad (\text{Ecuación 4.48})$$

Donde:

P<sub>act</sub> = peso del actuador.

P<sub>0carro</sub> = Peso adicional por cada 10 mm de carrera.

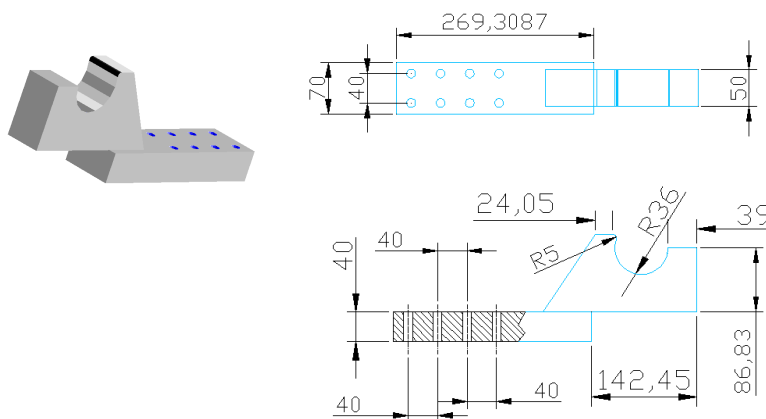
Móvil = Masa móvil.

Sustituyendo los valores obtenidos de la tabla 4.40 se obtiene.

$$P_{act} = 8,6Kg + 0,132 * \left( \frac{1400mm}{10} \right) + 1,77 = 28,85Kg$$

#### 4.3.18. Comprobación de la guía de carga/alimentación.

Comprobación por Compresión e impacto



Fuente: Propia, autocad 2006.<sup>[10]</sup>

Figura 4.45. Vista 3D y dimensiones principales de la guía de carga/alimentación.

Área sometida a compresión

$$A_{gd} = 50mm * 208mm = 10400mm^2$$

Carga de compresión (la mitad del peso del eje y la mitad del peso de la bobina)

$$F_{gd} = \frac{(mb + m_{eb}) * 9,81 \frac{m}{s^2}}{2} = 553,73N \quad (\text{Ecuación 4.49})$$

Esfuerzo estático de compresión

$$S_{gd} = \frac{F_{gd}}{A_{gd}} = 0,53 \frac{N}{mm^2} = 53242,83Pa \quad (\text{Ecuación 4.50})$$

Altura sometida a compresión: la mínima para maximizar el esfuerzo

$$l_{gd} = 86,83mm - 36mm = 50,33mm = 0,0508m$$

Aleación de aluminio 1100 laminado en frío. [14]

$$E = 71,7E^9$$

$$G = 26,8E^9$$

$$\text{Peso específico} = 0,10 \frac{lb}{in^3}$$

$$\text{Densidad de masa} = 0,10 \frac{lb}{in^3}$$

$$S_y = S_u = 165 \text{ MPa}$$

$$S_f = 152 \text{ MPa}$$

Módulo de elasticidad: tomando el mismo acero que en los casos anteriores

$$E = 71,7GPa$$

Deformación estática de compresión

$$g_{gd} = S_{gd} \times \frac{l_{gd}}{E} = 3,775E^{-08}m \quad (\text{Ecuación 4.51})$$

Velocidad de impacto: es la velocidad a la que la guía toma la bobina, la misma de la cadena de transporte.

$$V = 0,1 \frac{m}{s}$$

Factor de impacto

$$Fi_{gc} = 1 + \sqrt{1 + \left( \frac{Vi_{gc}^2}{g \times g_{gc}} \right)} = 165 \quad (\text{Ecuación 4.52})$$

Esfuerzo por impacto

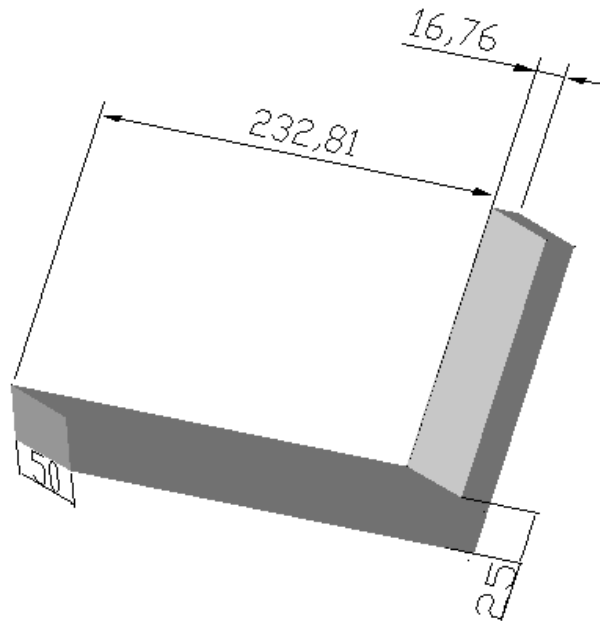
$$Si_{gd} = S_{gd} * Fi_{gd} = 8,80MPa \quad (\text{Ecuación 4.53})$$

Factor de seguridad: Empleando una aleación de aluminio laminada en frío y la ecuación 4.39 tenemos:

$$N = \frac{Sy}{Si_{gd}} = 18,75$$

Por lo que el elemento soporta las cargas con un margen de seguridad amplio.

4.3.19. Comprobación de la base de alimentación.  
Por compresión e impacto



Fuente: Propia, autocad 2006.  
Figura 4.46. Isometría de la base de alimentación.

Área sometida a compresión

$$A_{bd} = 50mm * 232,81mm = 11640,5mm^2$$

Carga de compresión: la mitad del peso de la bobina y del eje

$$F_{bd} = F_{gd} = 553,73N$$

Esfuerzo estático de compresión

$$S_{bd} = \frac{F_{bd}}{A_{bd}} = 0,044 \frac{N}{mm^2} = 44244,23 Pa \quad (\text{Ecuación 4.54})$$

Altura sometida a compresión: la mínima para maximizar el esfuerzo

$$l_{bd} = 16,76 mm = 0,017 m$$

Módulo de elasticidad: tomando el mismo acero que en los casos anteriores

$$E = 207 GPa$$

Deformación estática de compresión

$$g_{bd} = S_{bd} \times \frac{l_{bd}}{E} = 3,585 E^{-08} m \quad (\text{Ecuación 4.55})$$

Altura de la bobina: una vez en la base, la bobina baja en desplazamiento vertical controlado por pistones neumáticos.

$$h = 100 mm = 0,1 m$$

Velocidad de impacto: en desplazamiento vertical

$$Vi_{bd} = \sqrt{2g * h} = 1,4 \text{ m/s} \quad (\text{Ecuación 4.56})$$

Factor de impacto

$$Fi_{bd} = 1 + \sqrt{1 + \left( \frac{Vi_{bd}^2}{g \times g_{bd}} \right)} = 7470 \quad (\text{Ecuación 4.57})$$

Esfuerzo por impacto

$$Si_{bd} = S_{bd} * Fi_{bd} = 331 \text{ MPa} \quad (\text{Ecuación 4.58})$$

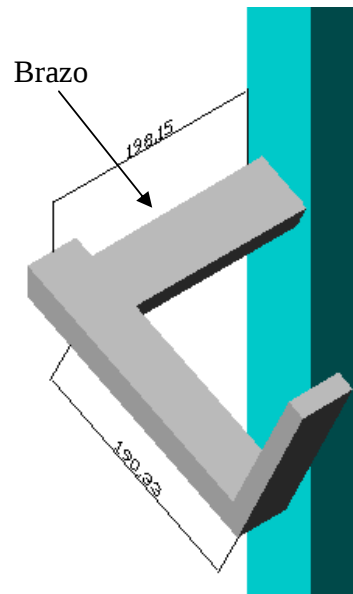
Factor de seguridad: empleando el mismo acero que en casos anteriores.

$$N = \frac{Sy}{Si_{bd}} = 3,57$$

Por lo que el elemento soporta las cargas con un margen de seguridad aceptable.

Por Soldadura

El brazo soportará una carga que se puede considerar puntual e igual al peso medio de la bobina más el peso medio del eje de carga.



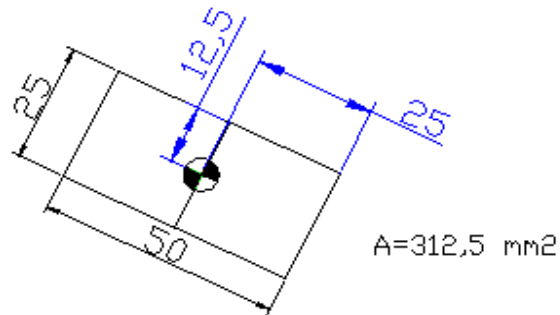
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.47. Isometría del brazo de alimentación.

La carga ocurre en el extremo izquierdo del gancho y es:

$$Fq_1 = F_{bd} = 553,73N$$

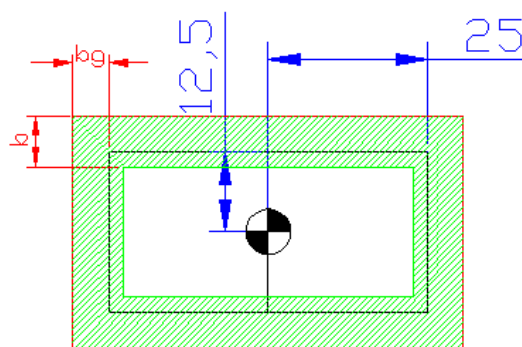
El gancho será un elemento fabricado de acero de espesor  $e_g = 25mm$ ,  
soldadas mediante los cordones de soldadura.



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.48. Área del brazo sometida a esfuerzo.

En la figura anterior, despreciando la torsión, el área sometida a esfuerzos es la superficie plana del brazo, la cual debe soportar flexión y cortante puro. De la tabla 4.35, para placas de 25mm, el tamaño de la soldadura es de 5/16 pulgadas (7,94 mm). Por lo que el área sometida a esfuerzos de la soldadura tiene las siguientes dimensiones:



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.49. Dimensiones del área sometida a esfuerzo.

Donde:

b es el ancho o tamaño de la soldadura:

$$b = 7,94 \text{ mm}$$

bg es el ancho o tamaño de la garganta de la soldadura:

$$bg = b * \cos(45^\circ) = 5.61 \text{ mm}$$

En la figura anterior se observa el centro de gravedad, el cual ha sido determinado con el programa autocad y define el eje neutro para los esfuerzos de flexión así como la distancia a la fibra mas alejada ( $c_g = 12,5 \text{ mm}$ ). El área y momento de inercia también fueron determinados por dicho programa:

Área sometida a esfuerzo:  $As_g = 1294,54 \text{ mm}^2$

Momento de inercia respecto al eje neutro:  $Ix_g = 65104,17 \text{ mm}^4$

Momento flector máximo:

$$M_g = 198,15 \text{ mm} * F_g = 109721,6 \text{ Nmm} \quad (\text{Ecuación 4.59})$$

Esfuerzo máximo debido a flexión:

$$\sigma_g = \frac{M_g * C_g}{Ix_g} = 21,07 \text{ MPa} \quad (\text{Ecuación 4.60})$$

Cortante directo:

$$\tau_g = \frac{F_g}{As_g} = 427743,47 \text{ Pa} \quad (\text{Ecuación 4.61})$$

Máximo esfuerzo equivalente (Von Misses), como se muestra en la ecuación 4.36.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_g^2 + 3\tau_g^2)} = 21,1MPa$$

Factor de seguridad (Empleando el mismo acero de los casos anteriores y empleando la resistencia a fatiga y usando la ecuación 4.39):

$$N = \frac{S_n'}{\sigma_{eq}} = 13,99$$

Por lo que el brazo soportara las cargas con un amplio margen de seguridad.

#### 4.3.20. Selección del acople del motorreductor al eje central.

Se empleó el catalogo Rex Coupling de la compañía Rexnord (USA 2005):

Momento torsor (el transmitido al eje central)

$$Mt_{acp} = Mt_e = 3976,94Nm = 35198,93lb * plg$$

Potencia transmitida (la potencia calculada del morreductor)

$$Pot_{acp} = Pot_{calc} = 5,68hp$$

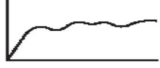
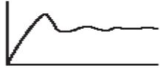
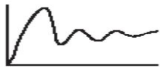
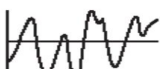
Velocidad del acople (es la velocidad de salida del motorreductor)

$$\omega_{acp} = \omega_{mr} = 10,17rpm$$

Valor Característico HP / 100rpm

$$\frac{HP}{100rpm} = \frac{Pot_{acp} * 100}{\omega_{acp}} = 55,82$$

Factor de servicio. En la figura 4.50, se muestra el factor de servicio en función del tipo de carga .

|                                                                                     | Load Classifications                                                                                                                                                           | Service Factors                  |
|-------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------|
|  | Continuous service and running loads vary only slightly.                                                                                                                       | 1.0                              |
|  | Torque loading varies during operation of the equipment.                                                                                                                       | 1.5                              |
|  | Torque loading varies during operation, frequent stop/start cycles are encountered.                                                                                            | 2.0                              |
|  | For shock loading and substantial torque variations.                                                                                                                           | 2.5                              |
|  | For heavy shock loading or light reversing drives.                                                                                                                             | 3.0                              |
|  | Reversing torque loads do not necessarily mean reversal of rotation. Depending upon severity of torque reversal, such loads must be classified between "medium" and "extreme." | Consult Rexnord Industries, Inc. |

Fuente: Catalogo digital rex.<sup>[18]</sup>

Figura 4.50. Factores de servicio del acople del motorreductor.

Para cargas con inversión y choque:

$$Fs_{acp} = 3$$

Torque requerido

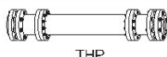
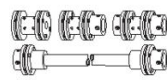
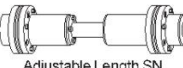
$$Mtr_{acp} = Mt_{acp} * Fs_{acp} = 105596,79lb * plg \quad (\text{Ecuación 4.62})$$

Tipo de acople recomendado

En la siguiente figura se muestran los acoples del catalogo en función a las cargas y velocidad.

Rex Couplings

REX® THOMAS® COUPLING APPLICATION GUIDE

| Coupling Type                                                                                                                                                                | Typical Applications                                                                                                                                                                                                                                          | Torque Range* (lb.-in.) | RPM* Range    | Max.* Bore (in.) | Page Number | Max. Ang. Misalignment Per Disc Pack |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|---------------|------------------|-------------|--------------------------------------|
|  SN<br> SF | Turbines, Pumps, Compressors, Test Stands, Generators, Speed increasers, Fans (Cooling Tower, Mine Ventilating, Forced and Induced Draft), Paper Mill Drives, Line Shafts, Printing Machines, Pumps. Available as a standard in corrosion-resistant materials | Up to 1,466,000         | Up to 3,600   | 10.12            | 26, 27      | 1/3°                                 |
|  SV                                                                                         | Vertical Drives such as Sewage Pumps, Printing Machines, Marine Pumps. Available as a standard in corrosion-resistant materials                                                                                                                               | Up to 1,466,000         | Up to 3,600   | 10.12            | 26, 27      | 1/3°                                 |
|  ST                                                                                        | <b>Accommodates angular misalignment only.</b> Three-bearing applications where radial load is supported by the coupling, such as single-bearing generators, V-belt sheaves, etc.                                                                             | Up to 200,000           | Up to 2,500   | 8                | 28          | 1/3°                                 |
|  BMR Single                                                                               | <b>Accommodates angular misalignment only.</b> May be used with solid intermediate shafts for applications listed for BMR. Not intended as a radial-load-supporting coupling                                                                                  | Up to 1,040,000         | Up to 2,500   | 9.25             | 29          | 1/3°                                 |
|  SN Single                                                                                | <b>Accommodates angular misalignment only.</b> May be used with intermediate solid shaft for applications similar to BMR, but with high speed capacity. Available in corrosion-resistant materials                                                            | Up to 838,800           | Up to 7,100   | 8                | 30          | 1/3°                                 |
|  THP                                                                                      | Turbines, Pumps, Compressors, Speed increasers, Test Stands                                                                                                                                                                                                   | Up to 579,000           | Up to 28,500  | 5                | 31          | 1/4°, 1/3°                           |
|  Series 63                                                                                | Turbines, Pumps, Compressors, Test Stands, Generators, Speed increasers                                                                                                                                                                                       | Up to 1,150,000         | Up to 36,000  | 8.84             | 32, 33      | 1/4°                                 |
|  Miniature Couplings                                                                      | Tachometers, Encoders, Switches, Ball Screws, Test Stands, Pumps, Compressors, Centrifuges, Theodolites, Sonar, Radar, Scales, Carburetors                                                                                                                    | Up to 700               | Up to 150,000 | 1.25             | 34 - 36     | 1/2° - 2°                            |
|  Adjustable Length SN                                                                     | Same applications as SN but where axial and/or angular adjustment is desired. Many sizes in stock for emergency break down replacement                                                                                                                        | Up to 22,200            | Up to 1,800   | 3.12             | 39          | 1/3°                                 |

\* These ratings are for cataloged coupling sizes. For special requirements, consult Rexnord Industries, Inc.

Note: Dimensions subject to change. Certified dimensions of ordered material furnished on request.

5

Fuente: Catalogo digital rex.<sup>[18]</sup>

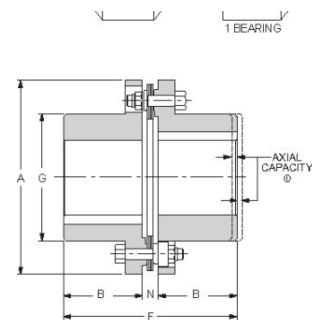
Figura 4.51. Tipos de acoples.

Para la velocidad y torque requeridos se tomara un acople tipo:

ST

A continuación se muestran en la siguiente figura las especificaciones del acople tipo ST

| General Dimensions (inch) |                 |          |       |      |       |       |      |
|---------------------------|-----------------|----------|-------|------|-------|-------|------|
| Coupling Size             | ②<br>Rough Bore | Max Bore | A     | B    | C     | F     | G    |
| 162                       | —               | 1.62     | 4.59  | 1.75 | 3.91  | 2.75  | 0.41 |
| 200                       | —               | 2.00     | 5.75  | 2.12 | 4.69  | 3.62  | 0.44 |
| 225                       | —               | 2.25     | 6.00  | 2.50 | 5.44  | 3.88  | 0.44 |
| 262                       | —               | 2.62     | 6.88  | 2.88 | 6.28  | 4.50  | 0.53 |
| 312                       | —               | 3.12     | 8.12  | 3.38 | 7.38  | 5.44  | 0.62 |
| 350                       | —               | 3.50     | 9.12  | 3.75 | 8.19  | 6.00  | 0.69 |
| 375                       | —               | 3.75     | 10.06 | 4.00 | 8.88  | 6.50  | 0.88 |
| 425                       | —               | 4.25     | 11.00 | 4.25 | 9.38  | 7.00  | 0.88 |
| 450                       | —               | 4.50     | 11.88 | 4.50 | 9.94  | 7.44  | 0.94 |
| 500                       | 2.69            | 5.00     | 13.44 | 5.00 | 11.12 | 8.38  | 1.12 |
| 550                       | 2.69            | 5.50     | 15.00 | 5.50 | 12.31 | 9.44  | 1.31 |
| 600                       | 3.69            | 6.00     | 16.75 | 6.00 | 13.38 | 10.31 | 1.38 |
| 700                       | 4.25            | 7.00     | 18.94 | 7.00 | 15.62 | 11.75 | 1.62 |
| 750                       | 4.94            | 7.50     | 20.62 | 7.25 | 16.31 | 12.62 | 1.81 |
| 800                       | 5.19            | 8.00     | 22.38 | 7.75 | 17.38 | 13.75 | 1.88 |



| Engineering Data |                        |                            |             |             |             |             |             |          |                                       |                                     |                   |                                              |                           |
|------------------|------------------------|----------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|----------|---------------------------------------|-------------------------------------|-------------------|----------------------------------------------|---------------------------|
| Coupling Size    | Max. Radial Load (lb.) | Max Horsepower Per 100 RPM |             |             |             |             |             | Max. RPM | ⑤<br>Max. Continuous Torque (lb.-in.) | ⑥<br>Peak Overload Torque (lb.-in.) | ②<br>Weight (lb.) | ②<br>WR <sup>2</sup> (lb.-in. <sup>2</sup> ) | ①<br>Axial Capacity (in.) |
|                  |                        | Smooth                     |             |             | Pulsating   |             |             |          |                                       |                                     |                   |                                              |                           |
|                  |                        | ③<br>Col. 1                | ④<br>Col. 2 | ⑤<br>Col. 3 | ③<br>Col. 4 | ④<br>Col. 5 | ⑤<br>Col. 6 |          |                                       |                                     |                   |                                              |                           |
| 162              | 150                    | 0.8                        | 1.1         | 1.4         | 0.4         | 0.6         | 0.7         | 2,500    | 880                                   | 1,320                               | 7                 | 16                                           | ±0.018                    |
| 200              | 225                    | 1.5                        | 2.1         | 2.7         | 0.7         | 1.0         | 1.3         | 2,500    | 1,700                                 | 2,550                               | 14                | 46                                           | ±0.018                    |
| 225              | 340                    | 2.1                        | 3.0         | 3.8         | 1.0         | 1.5         | 1.9         | 2,500    | 2,400                                 | 3,600                               | 15                | 59                                           | ±0.018                    |
| 262              | 520                    | 3.8                        | 5.3         | 6.8         | 1.9         | 2.6         | 3.4         | 2,500    | 4,280                                 | 6,420                               | 23                | 120                                          | ±0.022                    |
| 312              | 700                    | 6.0                        | 8.4         | 10.7        | 3.0         | 4.2         | 5.4         | 2,500    | 6,740                                 | 10,100                              | 41                | 310                                          | ±0.026                    |
| 350              | 900                    | 8.5                        | 11.9        | 15.3        | 4.2         | 6.0         | 7.6         | 2,300    | 9,640                                 | 14,500                              | 56                | 520                                          | ±0.028                    |
| 375              | 1,250                  | 13.1                       | 18.3        | 23.6        | 6.6         | 9.2         | 11.8        | 2,200    | 14,900                                | 22,400                              | 71                | 820                                          | ±0.031                    |
| 425              | 1,500                  | 17.0                       | 23.8        | 30.6        | 8.5         | 11.9        | 16.3        | 1,900    | 19,300                                | 29,000                              | 93                | 1,300                                        | ±0.034                    |
| 450              | 1,800                  | 21.7                       | 30.4        | 39.0        | 10.8        | 15.2        | 19.5        | 1,500    | 24,600                                | 36,900                              | 110               | 1,700                                        | ±0.036                    |
| 500              | 2,400                  | 33.5                       | 46.9        | 60.3        | 16.8        | 23.4        | 30.2        | 1,500    | 38,000                                | 57,000                              | 160               | 3,100                                        | ±0.041                    |
| 550              | 3,200                  | 48.9                       | 68.4        | 87          | 24.4        | 34.2        | 43.5        | 1,500    | 54,800                                | 82,200                              | 230               | 5,600                                        | ±0.046                    |
| 600              | 4,000                  | 68.6                       | 96          | 123         | 34.3        | 48.0        | 61.5        | 1,200    | 77,500                                | 116,000                             | 300               | 8,400                                        | ±0.051                    |
| 700              | 5,500                  | 106                        | 148         | 190         | 53.0        | 74.0        | 95.0        | 1,100    | 120,000                               | 180,000                             | 440               | 18,000                                       | ±0.058                    |
| 750              | 6,500                  | 139                        | 194         | 250         | 69.5        | 97.0        | 125         | 1,000    | 158,000                               | 237,000                             | 590               | 27,000                                       | ±0.062                    |
| 800              | 7,700                  | 177                        | 247         | 318         | 88.5        | 124         | 159         | 900      | 200,000                               | 300,000                             | 700               | 39,000                                       | ±0.068                    |

For ordering instructions, see pages 10-11.

① All Thomas disc couplings meet NEMA frame sleeve bearing motor specifications without modification or the addition of end-float restricting devices.

② Weight and WR<sup>2</sup> at maximum bore.

③ Col. 1 gives maximum HP/100 RPM permitted when combined with maximum radial load.

④ Col. 2 gives maximum HP/100 RPM permitted when combined with 2/3 maximum radial load.

⑤ Col. 3 gives maximum HP/100 RPM permitted when combined with 1/3 maximum radial load.

⑥ Maximum torque and peak overload torque are based on 1/3 maximum radial load.

⑦ Hub sizes 162 through 500 furnished without finished bore will be solid.

**Note: Dimensions subject to change. Certified dimensions of ordered material furnished on request.**

28

Fuente: Catalogo digital rex.<sup>[18]</sup>

Figura 4.52. Especificaciones del acople tipo ST.

Para el torque requerido, cargas pulsantes y el valor HP/100RPM, se tomara un acople ST tamaño: ST\_ 700

En la selección del motorreductor, se observa que el diámetro de salida es de 90 mm (3.54") mientras que en el diseño del eje central el diámetro en los extremos es de 1.95", por lo que el máximo diámetro de agujero para el acople ST700 (max bore en la figura anterior = 7") puede alojar ambos ejes.

En la figura anterior el valor C es la máxima distancia entre los extremos de los ejes acoplados 15.62" (0.396m)

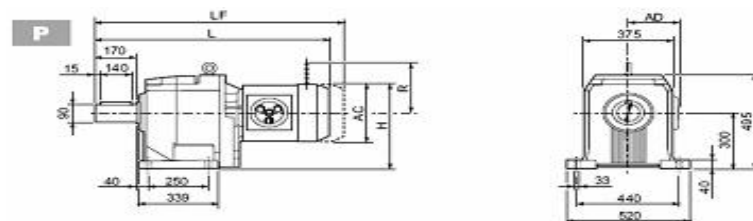
#### 4.3.21. Selección de Pernos y Tornillos.

Los pernos y tornillos de máquinas estándar que se utilizarán para ensamblar el sistema rotatorio, se seleccionarán con base en su resistencia de prueba  $S_p$ , clases, material y tratamiento térmico según ISO.

Se utilizarán tornillos métricos clase 10,9 con rosca basta o de paso grueso. Para la fijación del motoreductor se preseleccionaran tornillos de 30 mm de diámetro (ver anexo A-1), en los soporte de pie se utilizarán tornillos de 20 mm de diámetro para los puntos A y B (ver anexo A-2), para los puntos C, D, E y F se predeterminara un diámetro de 14 mm (Ver anexo A-3).

#### 4.3.21.1. Selección de Tornillos para fijar el motoreductor.

El motoreductor se fijará a la ménsula por medio de cuatro tornillos como se muestra en la figura 4.53.



Fuente: Catalogo digital BONFIGLIOLI.

Figura 4.53. Características de la base del motorreductor.

Para el cálculo de resistencia por tensión y corte, tomando como referencia la base del motorreductor se usará un diámetro de  $30\text{ mm}$  y una longitud de  $75\text{ mm}$  con rosca basta o de paso grueso, con el valor de dicho diámetro entro a la tabla 4.39 y obtengo el número de la clase del tornillo a diseñar, clase 10,9.

Tabla 4.39. Especificaciones y resistencias métricas para pernos de acero.

| 28,86Especificaciones y resistencias métricas para pernos de acero |                                            |                                    |                              |                                    |                                   |
|--------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|------------------------------------|------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|
| Número de clase                                                    | Rango de tamaño del diámetro exterior (mm) | Resistencia de prueba mínima (MPa) | Limite elástico mínimo (MPa) | Resistencia mínima a tensión (MPa) | Material                          |
| 4.6                                                                | M5-M36                                     | 225                                | 240                          | 400                                | bajo o medio carbono              |
| 4.8                                                                | M1.6-M16                                   | 310                                | 340                          | 420                                | bajo o medio carbono              |
| 5.8                                                                | M5-M24                                     | 380                                | 420                          | 520                                | bajo o medio carbono              |
| 8.8                                                                | M16-M36                                    | 600                                | 660                          | 830                                | medio carbono, T y R              |
| 9.8                                                                | M1.6-M16                                   | 650                                | 720                          | 900                                | medio carbono, T y R              |
| 10.9                                                               | M5-M36                                     | 830                                | 940                          | 1040                               | martensita de bajo carbono, T y R |
| 12.9                                                               | M1.6-M36                                   | 970                                | 1100                         | 1220                               | aleación, T y R                   |

Fuente: Diseño de Máquinas. Robert Norón.<sup>[14,P 915]</sup>

Con el número de la clase y el diámetro del tornillo, obtengo los parámetros del mismo a través de la tabla 4.40: [14]

Área de esfuerzo a tensión:  $A_t = 560,59 \text{ mm}^2$

Resistencia mínima de prueba:  $S_p = 650 \text{ MPa}$

Límite de fluencia elástico:  $S_y = 720 \text{ MPa}$

Resistencia mínima a tensión:  $S_u = 1040 \text{ MPa}$

Tabla 4.40. Dimensiones de roscas para tornillos métricos estándar ISO.

*Dimensiones principales de las roscas para tornillos métricos estándar ISO*

| Roscas bastas              |                  |                              |                                                        | Roscas finas     |                              |                                                        |
|----------------------------|------------------|------------------------------|--------------------------------------------------------|------------------|------------------------------|--------------------------------------------------------|
| Diámetro mayor<br>$d$ (mm) | Paso<br>$p$ (mm) | Diámetro menor<br>$d_r$ (mm) | Área de esfuerzo a tensión<br>$A_t$ (mm <sup>2</sup> ) | Paso<br>$p$ (mm) | Diámetro menor<br>$d_r$ (mm) | Área de esfuerzo a tensión<br>$A_t$ (mm <sup>2</sup> ) |
| 3.0                        | 0.50             | 2.39                         | 5.03                                                   |                  |                              |                                                        |
| 3.5                        | 0.60             | 2.76                         | 6.78                                                   |                  |                              |                                                        |
| 4.0                        | 0.70             | 3.14                         | 8.78                                                   |                  |                              |                                                        |
| 5.0                        | 0.80             | 4.02                         | 14.18                                                  |                  |                              |                                                        |
| 6.0                        | 1.00             | 4.77                         | 20.12                                                  |                  |                              |                                                        |
| 7.0                        | 1.00             | 5.77                         | 28.86                                                  |                  |                              |                                                        |
| 8.0                        | 1.25             | 6.47                         | 36.61                                                  | 1.00             | 6.77                         | 39.17                                                  |
| 10.0                       | 1.50             | 8.16                         | 57.99                                                  | 1.25             | 8.47                         | 61.20                                                  |
| 12.0                       | 1.75             | 9.85                         | 84.27                                                  | 1.25             | 10.47                        | 92.07                                                  |
| 14.0                       | 2.00             | 11.55                        | 115.44                                                 | 1.50             | 12.16                        | 124.55                                                 |
| 16.0                       | 2.00             | 13.55                        | 156.67                                                 | 1.50             | 14.16                        | 167.25                                                 |
| 18.0                       | 2.50             | 14.93                        | 192.47                                                 | 1.50             | 16.16                        | 216.23                                                 |
| 20.0                       | 2.50             | 16.93                        | 244.79                                                 | 1.50             | 18.16                        | 271.50                                                 |
| 22.0                       | 2.50             | 18.93                        | 303.40                                                 | 1.50             | 20.16                        | 333.06                                                 |
| 24.0                       | 3.00             | 20.32                        | 352.50                                                 | 2.00             | 21.55                        | 384.42                                                 |
| 27.0                       | 3.00             | 23.32                        | 459.41                                                 | 2.00             | 24.55                        | 495.74                                                 |
| 30.0                       | 3.50             | 25.71                        | 560.59                                                 | 2.00             | 27.55                        | 621.20                                                 |
| 33.0                       | 3.50             | 28.71                        | 693.55                                                 | 2.00             | 30.55                        | 760.80                                                 |
| 36.0                       | 4.00             | 31.09                        | 816.72                                                 | 3.00             | 32.32                        | 864.94                                                 |
| 39.0                       | 4.00             | 34.09                        | 975.75                                                 | 3.00             | 35.32                        | 1028.39                                                |

Fuente: Diseño de Máquinas. Robert Norton, [14, P. 896]

Cálculo de la precarga para conexiones reutilizables ( $F_i$ )<sup>[14]</sup>

$$F_i = 0,75 \times A_t \times S_p \quad (\text{Ecuación 4.63})$$

Sustituyendo en la ecuación 4.59 se tiene:

$$F_i = 3,49 \times 10^5 \text{ N}$$

Longitud de Rosca ( $l_r$ )<sup>[14]</sup>

$$l_r \begin{cases} 2 \times d + 6 \text{ mm} & \rightarrow L \leq 125 \text{ mm}; D \leq 48 \text{ mm} \\ 2 \times d + 12 \text{ mm} & \rightarrow 125 < L \leq 200 \text{ mm} \\ 2 \times d + 25 \text{ mm} & \rightarrow L > 200 \text{ mm} \end{cases} \quad (\text{Ecuación 4.64})$$

Sustituyendo en la primera expresión con un diámetro de 10 mm, se tiene:

$$l_r = 2 \times d + 6 \rightarrow l_r = 72 \text{ mm}$$

Longitud del vástago ( $l_v$ )<sup>[14]</sup>

$$l_v = l - l_r \quad (\text{Ecuación 4.65})$$

Donde:  $l$  longitud total del tornillo = 75 mm

$$l_v = 3 \text{ mm}$$

Longitud de la rosca en la zona de sujeción ( $l_t$ )<sup>[14]</sup>

$$l_t = l_r - l_{unión} \quad (\text{Ecuación 4.66})$$

Donde:  $l_{unión}$  es el espesor de la ménsula del motoreductor = 20 mm

$$l_r = 72 \text{ mm}$$

Rigidez del tornillo ( $K_b$ )<sup>[14]</sup>

$$\frac{1}{K_b} = \frac{l_t}{A_t \times E} + \frac{l_v}{A_b \times E} \quad (\text{Ecuación 4.67})$$

Donde:

Área transversal del tornillo:  $A_b$  [ $\text{mm}^2$ ]

Longitud en la zona de sujeción:  $l_t = 20\text{mm}$

Longitud del vástago:  $l_v = 75\text{mm}$

Módulo de Elasticidad:  $E = 207.8 \text{ GPa}$

Área transversal del tornillo ( $D = 30\text{mm}$ )

$$A_b = \frac{\pi D^2}{4} \rightarrow A_b = 706,89\text{mm}^2$$

Sustituyendo en la ecuación 4.77, se tiene:

$$K_b = 5205,31 \text{ MN/m}$$

Constante de Rigidez del Material ( $K_m$ )<sup>[14]</sup>

$$K_m = d \times E \times A_{Fund} \times e^{b_{Fund} \left( \frac{d}{l} \right)} \quad (\text{Ecuación 4.68})$$

Donde:

Diámetro del tornillo:  $d = 30\text{mm}$

Módulo de Elasticidad del material (Acero):  $E = 207,8 \text{ GPa}$

Longitud del tornillo:  $l = 75 \text{ mm}$

De la tabla 4.41 se obtienen los parámetros de rigidez del material:

Parámetro de rigidez del material (Acero):  $A_{Acero} = 0,78715$

Parámetro de rigidez del material (Acero):  $b_{Acero} = 0,62873$

Tabla 4.41. Parámetros de rigidez.

| Parámetros de rigidez para la ecuación $K_m = d \times E \times A \times e^{b(d/l)}$ |         |       |         |         |
|--------------------------------------------------------------------------------------|---------|-------|---------|---------|
| Material                                                                             | E (GPa) | $\nu$ | A       | b       |
| Acero                                                                                | 206.8   | 0.291 | 0.78715 | 0.62873 |
| Aluminio                                                                             | 71.0    | 0.334 | 0.79670 | 0.63816 |
| Cobre                                                                                | 118.6   | 0.326 | 0.79568 | 0.63553 |
| Fundición gris                                                                       | 100.0   | 0.211 | 0.77871 | 0.61616 |

Fuente: Diseño de Máquinas. Robert Norton.<sup>[14, P 930]</sup>

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.63 se tiene:

$$K_m = d \times E \times A_{Acero} \times e^{b_{Acero}(d/L)} \rightarrow K_m = 6308.62 \text{ MN/m}$$

Factor de Rigidez de la unión ( $C_b$ )<sup>[14]</sup>

$$C_b = \frac{Kb}{K_m + Kb} \quad (\text{Ecuación 4.69})$$

Sustituyendo se tiene:

$$C_b = 0,45$$

Porción de la carga aplicada  $P$  que actúa en el tornillo y el material ( $P_b$ ) y ( $P_m$ ).<sup>[14]</sup>

La carga  $P$  es igual al peso del motorreductor (sección 4.3.3) distribuido entre los 4 pernos que lo fijan a la ménsula.

Donde  $P = 662,5 \text{ N}$

- En el tornillo

$$P_b = C_b \times P \quad (\text{Ecuación 4.70})$$

Sustituyendo

$$P_b = 299 \text{ N}$$

- En el material

$$P_m = (1 - C_b) \times P \quad (\text{Ecuación 4.71})$$

Sustituyendo

$$P_m = 363,03 \text{ N}$$

Cargas resultantes tanto en el tornillo como en el material ( $F_b$ ) y ( $F_m$ )<sup>[14]</sup>

- En el tornillo

$$F_b = F_i + P_b \quad (\text{Ecuación 4.72})$$

Sustituyendo

$$F_b = 349000 \text{ N}$$

- En el material

$$F_m = F_i - P_m \quad (\text{Ecuación 4.73})$$

Sustituyendo

$$F_m = 349000N$$

Esfuerzo Máximo a la Tensión ( $\sigma_b$ )<sup>[14]</sup>

$$\sigma_b = \frac{Fb}{A_t} \quad (\text{Ecuación 4.74})$$

Sustituyendo

$$\sigma_b = 623MPa$$

Como el esfuerzo máximo a la tensión es menor a la resistencia límite en el tornillo se asegura que no fallará por tensión.

$$\sigma_b (623MPa) < S_p (830MPa)$$

Cálculo del esfuerzo por corte ( $\sigma_{corte}$ )

$$\sigma_{corte} = \frac{P}{A_b} \quad (\text{Ecuación 4.75})$$

Donde:

$$\sigma_{corte} = 0,577 \times S_y \rightarrow \sigma_{corte} = 543MPa$$

$S_y$ : 720 MPa

Carga aplicada:  $P = 662,5 N$

Área transversal del tornillo:  $A_b [m^2]$

$$\sigma_{corte} = \frac{P}{A_b} \rightarrow A_b = \frac{P}{\sigma_{corte}}$$

Por lo tanto: 
$$\frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{P}{\sigma_{corte}} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times P}{\pi \times \sigma_{corte}}}$$

Sustituyendo todos los términos se tiene:

$$d = 1,246 \times 10^{-3} m \rightarrow d = 1,25 mm$$

Como el diámetro obtenido es mucho menor al diámetro seleccionado se asegura que el tornillo no fallará por corte.

4.3.21.2. Selección de pernos para fijar los Soportes de Pie con rodamiento tipo Y.

En este paso se seleccionan los pernos que indica el catálogo SKF para los espesores de los soportes indicados.(ver anexo B-3,4 y 5)

- Soportes de Pie con rodamiento tipo Y.

El espesor de la base del soporte de pie en los puntos A y B es de 47,2 mm y posee dos (2) agujeros de 22 mm de diámetro (ver anexo B-1), se asume que este soporte va hacer fijado a la plancha horizontal de la estructura cuyo espesor es de 10 mm. Por lo tanto, el perno tendrá una longitud de 80 mm para permitir que el perno sobresalga lo suficiente para la tuerca, la carga aplicada que actúa en estos soportes es la fuerza axial = 8753,62N.

#### 4.3.21.3. Selección de pernos para fijar el motorreductor con freno a la ménsula.

En este caso se seleccionan los pernos para fijar el motorreductor que moverá el sistema de posicionamiento de bobinas. La ménsula es de 10 mm de espesor y las patas de motor son de 40 mm de espesor. Por lo tanto, el perno tendrá un diámetro de 30 mm y una longitud de 75 mm para permitir que el perno sobresalga lo suficiente para la tuerca.

Tabla 4.42. Características principales de los pernos seleccionados.

| Cant | Desig<br>ISO10,9  | Long<br>(mm) | Ubic.                                   | Resist.<br>mínima<br>de<br>prueba.<br>$S_p$<br>(MPa) | Área de<br>Esfuerzo<br>a<br>tensión.<br>$A_t$<br>(mm <sup>2</sup> ) | Precarga<br>$F_i$<br>(N) | Esfuerzo<br>máximo<br>a la<br>tensión<br>$\sigma_b$<br>(MPa) | Esfuerzo<br>por<br>corte<br>$\sigma_c$<br>(MPa) |
|------|-------------------|--------------|-----------------------------------------|------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|--------------------------|--------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| 4    | Perno<br>M30x3,5  | 75           | Motor /<br>ménsula                      | 830                                                  | 560,59                                                              | 349000                   | 625                                                          | 543                                             |
| 4    | Perno<br>M20x2,50 | 80           | S/<br>Pie<br>(A,B)                      | 830                                                  | 244,79                                                              | 152000                   | 639                                                          | 543                                             |
| 8    | Perno<br>M14x2    | 50           | S/<br>pie eje<br>conduc<br>(C,D)        | 830                                                  | 115,44                                                              | 71900                    | 631                                                          | 543                                             |
| 24   | Perno<br>M14x2    | 50           | S/<br>pie eje<br>apoy.<br>(E,F)         | 830                                                  | 115,44                                                              | 71900                    | 657                                                          | 543                                             |
| 32   | Perno<br>M7x1     | 30           | Base de<br>gancho<br>carga/<br>descarga | 830                                                  | 28,86                                                               | 18000                    | 634                                                          | 543                                             |
| 32   | Perno<br>M12x1,75 | 40           | Base de<br>pistón<br>carga/<br>descarga | 830                                                  | 84,27                                                               | 52500                    | 639                                                          | 543                                             |

Fuente: Propia.

La carga aplicada en la ménsula del motor será el peso de dicho motor: 662,5 N

En la tabla 4.42 se indican los resultados para los diferentes pernos seleccionados a partir del cálculo de los tornillos.

### Resumen

En esta etapa se realizaron los cálculos para la selección de pernos y tornillos requeridos para ensamblar el sistema posicionamiento de bobinas. En la tabla 4.35 se presentan los valores de precarga, resistencia mínima de prueba y esfuerzo máximo a la tensión para pernos y tornillos ISO 10.9.

#### 4.3.22. Diseño de la estructura del sistema de carga.

El diseño de la estructura se realizó mediante la utilización de un programa de ingeniería civil (RAM Advanse), el cual basa su funcionamiento en un procedimiento de tanteo, donde el diseñador carga una serie de parámetros y un perfil por cada sección de estructura y el programa realiza la corrida, dando como resultado las condiciones a las cuales estará trabajando el material en cada sección de la estructura.

Aspectos para construir el espectro de diseño.

- La geometría de la estructura.

La geometría de la estructura del sistema de carga se obtiene de los planos del dispositivo a diseñar (Anexo E-8 y E-9).

- El material a utilizar y el tipo de perfil.

Perfiles estructurales precargados en los archivos del programa. (Anexo D-1).

- Las cargas que soportará la estructura.

Las cargas se determinaron previamente en la sección 4.3.8.

- Las normas a utilizar.

En este caso se utilizó la norma COVENIN Sismo Resistente y la de Diseño de Estructuras de Acero.

- Los parámetros sísmicos de la estructura (la apelación, el período, la zona sísmica, el tipo de suelo (Anexo D-1 y D-2).

Pasos a seguir para ejecutar el programa.

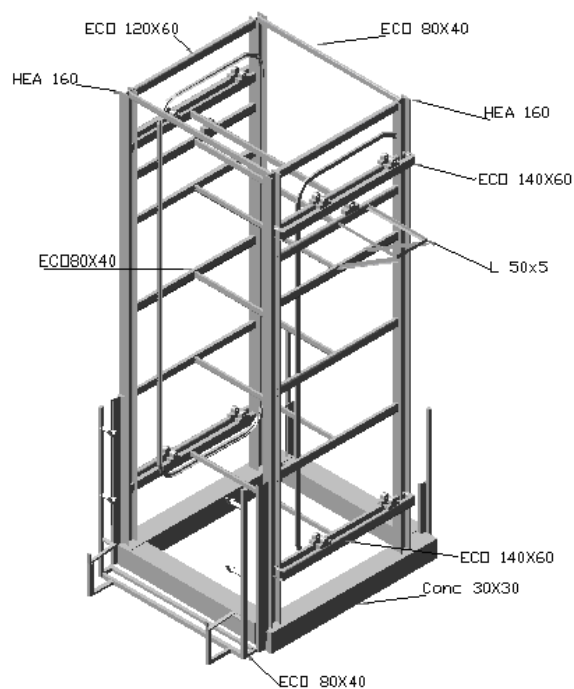
- Crear los elementos.
- Colocar las coordenadas de los nodos de los elementos, es decir, asignar las secciones a los elementos.
- Asignar el material.
- Asignar las restricciones de empotramiento.
- Definir los tipos de carga (carga muerta y carga viva).
- Introducir los combos de carga, es decir, las combinaciones de las cargas factorizadas de acuerdo a las normas de diseño.
- Introducir las cargas.

Con todos estos parámetros introducidos, se realiza la corrida del programa y se obtienen los resultados que se muestran en la tabla 4.43, en la figura 4.54 se observa la isometría la de la estructura del sistema diseñado.

Tabla 4.43. Perfiles seleccionados.

| Miembros      |           |            |              |
|---------------|-----------|------------|--------------|
| Perfil        | Material  | Peso (N/m) | Longitud (m) |
| Conc. 30 x 30 | RC\FC 250 | 2070       | 10,59        |
| ECO 120 x 60  | STEEL\A50 | 66         | 22,82        |
| ECO 140X60    | STEEL\A50 | 87,60      | 19,37        |
| ECO 80X40     | STEEL\A50 | 38,81      | 27,95        |
| HEA 160       | STEEL\A36 | 291,56     | 27,31        |
| L 50X5        | STEEL\A36 | 37,05      | 5,22         |
| UPL 80        | STEEL\A36 | 61,39      | 19,21        |

Fuente: Propia, RAM Advanse.



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.54. Isometría de la estructura.

La ubicación, descripción y material de cada perfil seleccionado se muestra en los anexos D-3 al D-11 y el catálogo de producto en los anexos D-12 al D-14.

Cálculo de soldadura de la estructura.

### I. Descripción

La unión de los diferentes perfiles de la estructura se realizara por medio de soldaduras a filetes. Las soldaduras estarán sometidas a esfuerzos cortantes en la garganta, cualquiera que sea la aplicación de la carga. (Fig. 4.54)

### II. Premisas

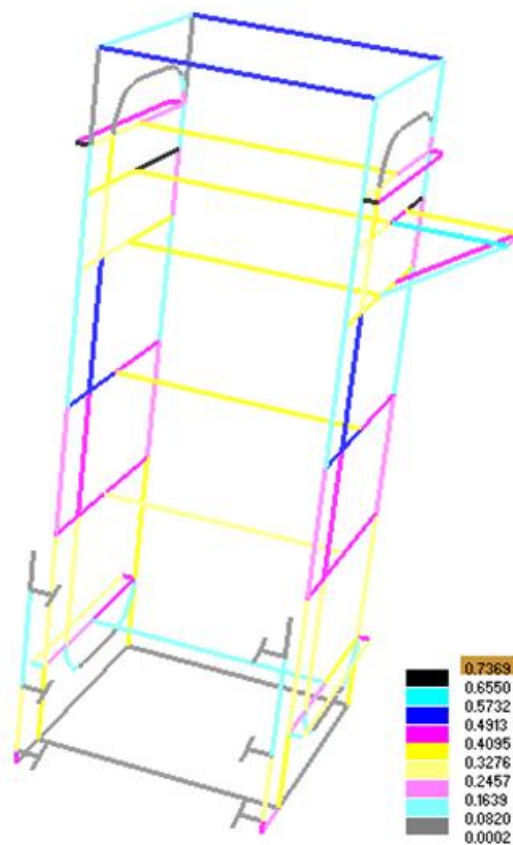
- Se diseñará la soldadura para cargas cortantes y flexionantes.
- Toda la estructura será unida mediante soldadura.
- Se realizara el procedimiento de cálculo solo para la sección más esforzada la cual se determino mediante la figura (4.55) en la cual la sección más esforzada se representa con el color negro y el resto de la soldadura tendrán las mismas características.
- En caso de existir cargas de fatiga por concentración de esfuerzos en la aplicación de la soldadura se debe esmerilar o eliminar a máquina el refuerzo emparejando la junta.

### III. Material

$$\text{Acero A-36} \rightarrow \begin{cases} S_y = 248,2 \text{ MPa} \\ S_{ut} = 551,6 \text{ MPa} \end{cases}$$

### IV. Cálculos

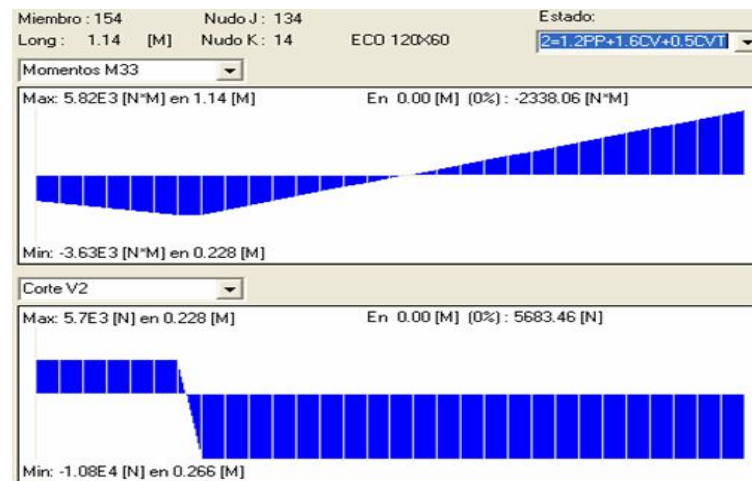
A continuación se presentan los cálculos para la unión de los diferentes elementos de la estructura.



Fuente: Propia, RAM Advanse.

Figura 4.55. Relación de esfuerzos.

En la figura 4.55 se muestra, en código de colores y en una escala de 0 a 1, la relación de los esfuerzos actuantes en la estructura del sistema, de tal manera que las secciones más esforzadas se representan por el color negro y les corresponde el valor de 0,7369. La sección mas esforzada es el miembro 154, nodo K # 14, con una longitud de 1,14 m, de una sección estructural ECO 120 X 60 mm, el cual tiene un diagrama de corte y momento que se muestra en la figura 4.56.



Fuente: Propia, RAM Advanse.

Figura 4.56. Diagrama de corte y momento en la sección mas esforzadas.

Esfuerzo cortante en la soldadura ( $\tau$ )

$$\tau = \frac{F_m}{A_g} \quad (\text{Ecuación 4.76})$$

Donde

Fuerza aplicada en la viga:  $F_E = 10800N$

Área de garganta de la soldadura:  $A_g$

Cálculo del área de garganta. [16.P 449]

$$A_g = 0,707h(2b + 2d) \quad (\text{Ecuación 4.77})$$

Donde:

Espesor de la soldadura:  $h$  [m]

Ancho del perfil:  $b = 0,06$  m

Altura del perfil:  $d = 0,12$  m

Sustituyendo

$$A_g = 0,255h$$

Sustituyendo en la ecuación 4.96 se tiene:

$$\tau = \frac{F_E}{A_g} = \frac{42352,94}{h}$$

Momento actuante en las juntas soldadas

El momento presente en las juntas (M) produce un esfuerzo normal por flexión ( $\sigma$ ) en dichas juntas.

$$\tau' = \sigma = \frac{M.C}{I} \quad (\text{Ecuación 4.78})$$

Donde

Momento que se produce al trasladar  $F_E$ , al C.G de la soldadura  $M$  [N.m]

Distancia radial mayor del C.G al punto de aplicación:  $C = 0,30 \text{ m}$

Momento polar de inercia del grupo de soldadura:  $I [m^4]$

Centro de gravedad de la soldadura: C.G

Cálculo del momento

$$M = F_m \times C$$

$$M = F_E \times C$$

Sustituyendo:

$$M = 3240 Nm$$

Momento de inercia

$$I = 0,707 \times h \times I_u \quad (\text{Ecuación 4.79})$$

Cálculo del segundo momento de área unitario.  $(I_u)^{[16.P 449]}$

$$I_u = \frac{(2b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{(2b + 2d)}$$

Sustituyendo

$$I_u = 2,33 \times 10^{-3}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.79, se tiene:

$$I = 1,647 \times 10^{-3} h$$

Con el valor del momento de inercia se sustituye en la ecuación 4.78

$$\tau' = \frac{M \times C}{I} = \frac{589.29}{h}$$

Cálculo del esfuerzo resultante ( $\tau_R$ )

$$\tau_R = \sqrt{(\tau)^2 + (\tau')^2} \quad (\text{Ecuación 4.80})$$

Sustituyendo

$$\tau_R = \frac{42357,04}{h}$$

Suponiendo un electrodo E60XX, con un límite de fluencia  $S_y = 345$  MPa y un factor de seguridad igual a 2. [16. P451]. Se obtiene el esfuerzo resultante ( $\tau_R$ )

$$N = \frac{S_y}{\tau_R} \rightarrow \tau_R = \frac{S_y}{N} \quad (\text{Ecuación 4.81})$$

$S_y = 0,40S_y$  Esfuerzo permisible para soldaduras a filete y carga cortante.

Igualando  $\tau_R$  se tiene:

$$\frac{42357,04}{h} = \frac{0,40 \times 345 \times 10^6}{2} \rightarrow h = 6,139 \times 10^{-4} m$$

Por lo tanto  $h = 6,14 mm$

Aplicando un cordón de soldadura con un espesor recomendado mayor al obtenido (8 mm) y un electrodo E-60XX, se garantiza que la soldadura no fallará.

Resumen:

En esta sección se realizaron los cálculos para determinar la resistencia de la soldadura y el espesor del cordón. Se seleccionó un electrodo tipo E-60XX para unir todas las secciones de la estructura del sistema de carga de bobinas.

Por recomendaciones de un soldador experto, en la plancha de la ménsula para el motorreductor, se soldara a las vigas con cordones de soldadura de 50mm de longitud.

#### 4.3.23. Diseño del Sistema de Control.

El sistema de control del proyecto está basado en lógica programada la cual emplea controladores lógicos programables que son equipos electrónicos programables en lenguaje informático, diseñados para controlar en tiempo real y en ambiente industrial, procesos secuenciales.<sup>[19]</sup>

Existen muchos lenguajes para programar PLC, de los cuales la mayoría depende de la marca, sin embargo hay lenguajes de gran aceptación a nivel mundial, los cuales pueden ser traducidos a otros lenguajes con cierta facilidad. Entre estos lenguajes se encuentran las modalidades de programación Ladder (escalera) y Grafset (Gráfico Funcional de Control para Etapas y Transiciones).<sup>[11,19]</sup>

En el lenguaje Grafset, la simbología y escritura utilizada es conforme a la norma internacional CEI 61131-3. En esta forma de programación, el proceso de control es representado en esquemas en forma de una cadena vertical de etapas que se suceden de arriba hacia abajo, cada etapa activa diferentes acciones de control a través de las salidas del PLC y no se ejecuta hasta que no ocurra una condición precedente (transición), la cual revisa las entradas del PLC y las evalúa según expresiones lógicas o numéricas, resultando siempre en una respuesta lógica que activa la etapa siguiente del proceso de control. Cada etapa es representada mediante un cuadrado con un número en su interior (número de la etapa) y con un rectángulo al lado derecho, el cual contiene una expresión a ejecutar cuando la etapa se activa; el cuadrado de la etapa tiene en su parte inferior una línea vertical o conexión con una transición, la cual es representada como un segmento de línea horizontal con un rectángulo al lado derecho, contentivo de las expresiones a ser evaluadas para pasar a la siguiente etapa conectada en la parte inferior de la transición.<sup>[11,19]</sup> Este lenguaje es de fácil lectura cuando se trata de procesos secuenciales, por lo que será adoptado para la

programación del PLC para el control del sistema transporte, carga y descarga de bobinas.

La alimentación del sistema de carga y la colocación del eje central de la bobina se realizar en forma manual el resto de las operaciones son automatizadas.

#### 4.3.23.1. Esquemas del sistema de control.

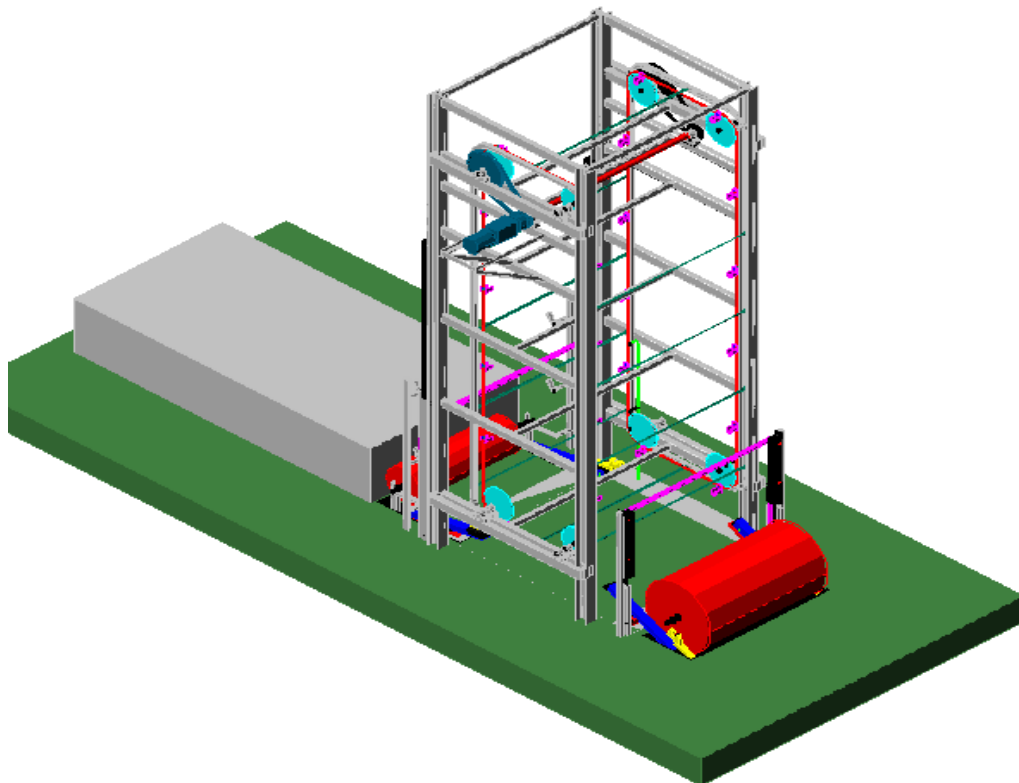
En el conjunto armado (Fig.5.57) se apreciar la disposición de los elementos mecánicos del sistema, en la figura 4.58 se muestra el tablero de control, para visualizar la ubicación de los sensores en el sistema se muestra la figura 4.59, el esquema neumático se muestra en la figura 4.61 y en las figura 4.62 y 4.63 se presenta el diagrama de potencia y fuerza. Por ultimo el diagrama del ciclo automático se divide en varias figuras (Fig.4.64 hasta la Fig.4.72) para una mejor comprensión de la memoria descriptiva.

#### 4.3.23.2. Memoria descriptiva del sistema.

En el sistema, las funciones (Fig. 4.57), serán controladas por un PLC y tendrá como elementos captadores de señal tales como: sensores finales de carrera mecánico, sensores finales de carrera magnéticos, micro-switch, entre otros.

#### 4.3.23.2.1. Secuencia de carga.

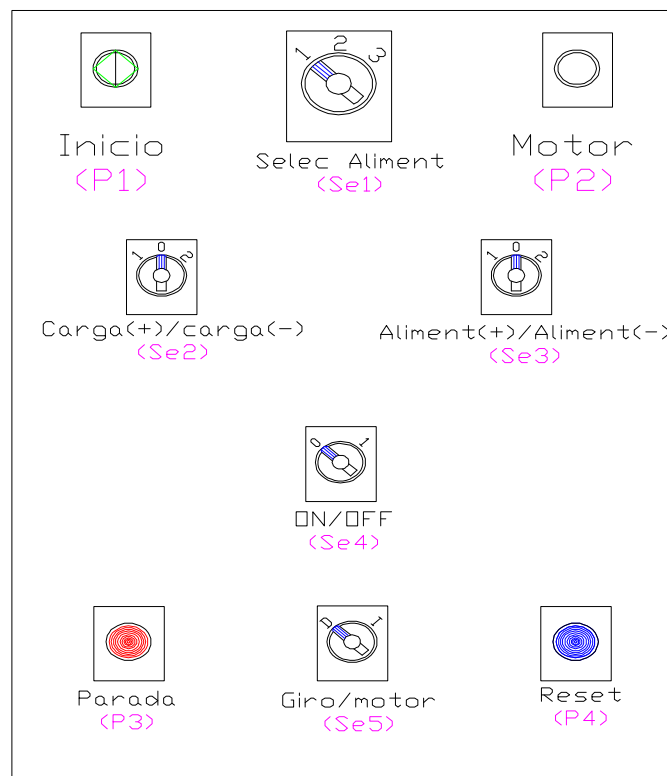
El operador coloca el selector 4 (Se4) en la posición 1 y el selector 2 (S2) en la posición 1, el PLC activa el mando (K1 ó K2) del motorreductor haciendo girar las cadenas transportadoras hasta que los micro-switch S5 y S6, detecten un par de ganchos de cadena disponibles (desocupados) ó hasta que el contador interno del PLC se contabilice 12 pulso de señal del micro-switch S5. De no encontrar un par de ganchos desocupados, el PLC emitirá una señal luminosa indicando que no se puede realizar la operación.



Fuente: Propia, autocad 2006.

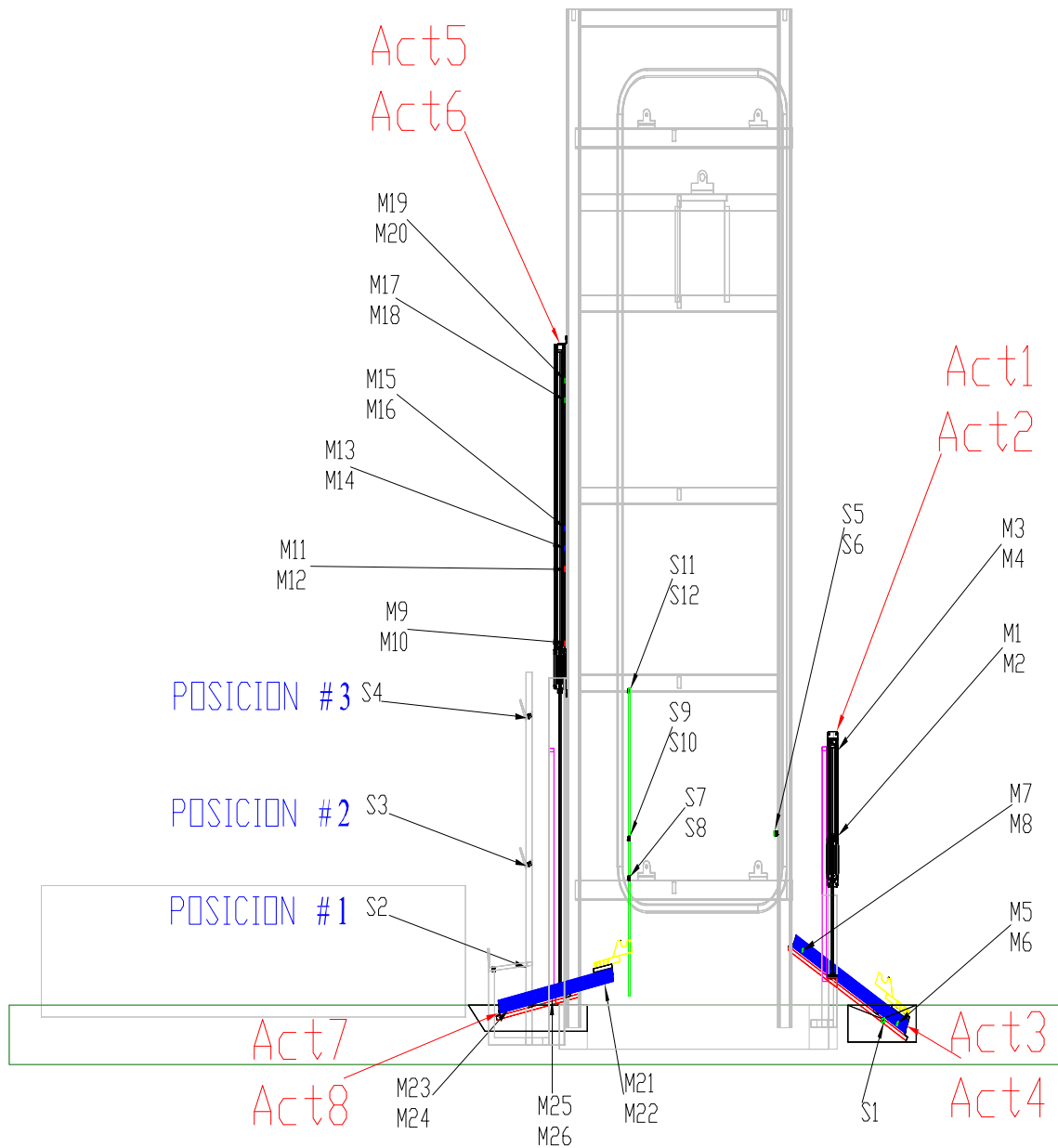
Figura 4.57. Conjunto armado del sistema.

El proceso comienza cuando el operario coloca manualmente en la bandeja de entrada, una bobina y posiciona el eje en el centro de la misma, esto activa el micro-switch (S1) ubicado en la cavidad del piso. Luego inicia el sistema mediante el selector (Se4) de on/off, activa la opción de carga (Se2) en la posición 1 (El sistema verifica automáticamente con los micro-switch S5 y S6 la ubicación de ganchos de la cadena transportadora vacíos en lo posición de carga y que los actuadores 1, 2, 3 y 4 se encuentren en su posición inicial mediante los sensores M1, M2, M5 y M6) y oprime P1 para dar inicio a la secuencia de carga.



Fuente: Propia, autocad 2006.

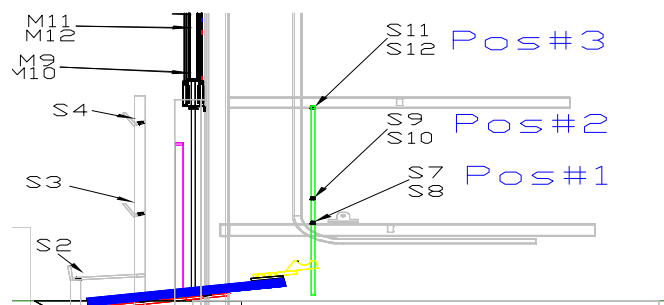
Figura 4.58. Tablero de control del sistema.



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.59. Ubicación de los sensores en el sistema.

El PLC activa el mando (Y6) de los actuadores verticales (Act1 y Act2) y se retraen hasta activar al sensor M3 y M4, tomando en su recorrido el eje de la bobina (Debido a la disposición de la bandeja de entrada, se garantiza que independientemente del diámetro de la bobina que se requiera cargar siempre el eje de la misma se encontraran en la trayectoria de las bases de carga de los actuadores 3 y 4), luego el PLC, al registrar las señales de los sensores M3 y M4 activa al mando (Y8) de los actuadores inclinados (Act3 y Act4) extendiéndolos, desplazando el eje de la bobina hasta activar los sensores M7 y M8, inmediatamente el PLC envía una señal al mando (Y5) los actuadores verticales (Act1 y Act2) y se extienden retornando a su posición inicial. Dejando al eje de la bobina alojada en los ganchos de la cadena, luego el PLC envía una señal al mando (Y8) los actuadores inclinados (Act3 y Act4) y se retraen hasta llegar a su posición inicial, luego el PLC envía una señal al relee (K1) del mororreductor y mueve las cadenas hasta que se active el micro-switch (S5), culminando de esta forma el ciclo de carga de una bobina y dejando el sistema preparado para un próximo ciclo.



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.60. Ubicación de los micro-switch de alimentación.

#### 4.3.23.2.2. Secuencia de alimentación de tendido.

Para esta secuencia se tienen tres posiciones a las cuales se deben alimentar, cada una provista sensores y micro-switch. La posición inicial del los actuadores neumáticos dispuestos verticalmente (Act5 y Act6), es completamente extendidos, en esta posición los sensores M9 y M10 estarán activados y para los actuadores neumáticos dispuesto de forma inclinada (Act7 y Act8), es una posición intermedia en donde los sensores M25 y M26 estén activados.

Por lo compacto del sistema y para evitar interferencia la secuencia de alimentación de tendido, se debe realizar respetando el siguiente orden. Primero se alimenta la posición 1, luego la 3 y por ultimo la posición 2. Si se intenta alterar este orden, el sistema dará una señal luminosa, indicando interferencia y no realizara ninguna operación.

Antes de dar inicio a la secuencia de alimentación, el operador debe seleccionar mediante el selector Se1, la posición (Pos#1, Pos#2, ó Pos#3) que alimentara, selecciona un sentido de giro del motoreductor (Se4) dependiendo de cual sea el recorrido mas corto para la bobina seleccionada y manteniendo pulsado P2 (motor) hasta que dicha bobina este próxima al ubicación de los micro-switch de alimentación (fig. 4.60), el motoreductor se detendrá cuando se activen los micro-switch correspondientes a la posición previamente seleccionada, ubicando la bobina en la posición de alimentación.

Motivado a que se requiere alimentar tres (3) posiciones (Fig.4.59) se describirán a continuación las secuencias del sistema de control para cada uno de los casos.

#### Posición # 1.

Previamente el operador ya colocó en posición de alimentación (Fig.4.60) la bobina que se requiere alimentar, por lo tanto, el selector de posiciones de alimentación (Se1) estará en la posición 1 (Fig.4.58) y los micro-switch que intervienen son S2, S7 y S8.

El proceso automático de alimentación comienza al ubicar el selector Se3 en la posición 1 (Aliment) y presiona el pulsador de inicio P1. El PLC verifica que los sensores S2, S3 y S4 no estén activados y activa el mando (Y3) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) y se retraen hasta activar los sensores M21 y M22 enviando una señal al PLC y este activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) retrayéndolos hasta activar los sensores M11 y M12. Retirando en su recorrido, el eje de la bobina de los ganchos de la cadena, transfiriéndola a las guías de alimentación sobre los actuadores inclinados (Act7 y Act8). El PLC, al registrar las señales de los sensores M11 y M12 activa al mando (Y4) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) extendiéndose hasta activar los sensores M23 y M24, inmediatamente el PLC activa el mando (Y1) de los actuadores verticales (Act5 y Act6), extendiéndolos completamente hasta su posición inicial. Depositando en su recorrido, el eje de la bobina en las bases de alimentación, activando el sensor S2, el cual confirma la

ubicación correcta del eje de la bobina en la estructura. ). El PLC, al registrar las señales de los sensores M23, M24 y S2 activa al mando (Y3) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) retrayéndolos hasta su posición inicial.

#### Posición # 2.

Previamente el operador ya colocó en posición de alimentación (Fig.4.60) la bobina que se requiere alimentar, por lo tanto, el selector de posiciones de alimentación (Se1) estará en la posición 2 (Fig.4.58) y los micro-switch que intervienen son S3, S9 y S10.

El proceso automático de alimentación comienza al ubicar el selector Se3 en la posición 1 (Aliment) y presiona el pulsador de inicio P1. El PLC verifica que el sensor S2 no esté activado y activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) retrayéndolos hasta activar los sensores M13 y M14, el PLC activa el mando (Y3) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) y se retraen hasta activar los sensores M21 y M22 enviando una señal al PLC y este activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) retrayéndolos hasta activar los sensores M15 y M16. Retirando en su recorrido, el eje de la bobina de los ganchos de la cadena, transfiriéndola a las guías de alimentación sobre los actuadores inclinados (Act7 y Act8). El PLC, al registrar las señales de los sensores M15 y M16 activa al mando (Y4) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) extendiéndose hasta activar los sensores M23 y M24, el PLC activa el mando (Y2) de

los actuadores verticales (Act5 y Act6) extendiéndolos hasta activar los sensores M13 y M14 depositando en su recorrido, el eje de la bobina en las bases de alimentación, activando el sensor S3, el cual confirma la ubicación correcta del eje de la bobina en la estructura). El PLC, al registrar las señales de los sensores M23, M24 y S3 activa al mando (Y3) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) retrayéndolos hasta su posición inicial e inmediatamente el PLC activa el mando (Y1) de los actuadores verticales (Act5 y Act6), extendiéndolos completamente hasta su posición inicial.

### Posición # 3.

Previamente el operador ya colocó en posición de alimentación (Fig.4.60) la bobina que se requiere alimentar, por lo tanto, el selector de posiciones de alimentación (Se1) estará en la posición 3 (Fig.4.58) y los micro-switch que intervienen son S4, S11 y S12.

El proceso automático de alimentación comienza al ubicar el selector Se3 en la posición 1 (Aliment) y presiona el pulsador de inicio P1. El PLC verifica que los sensores S3 y S4 no estén activados y activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) retrayéndolos hasta activar los sensores M17 y M18, el PLC activa el mando (Y3) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) y se retraen hasta activar los sensores M21 y M22 enviando una señal al PLC y este activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) retrayéndolos hasta activar los sensores M19 y M20. Retirando en su

recorrido, el eje de la bobina de los ganchos de la cadena, transfiriéndola a las guías de alimentación sobre los actuadores inclinados (Act7 y Act8). El PLC, al registrar las señales de los sensores M19 y M20 activa al mando (Y4) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) extendiéndose hasta activar los sensores M23 y M24, el PLC activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) extendiéndolos hasta activar los sensores M17 y M18 depositando en su recorrido, el eje de la bobina en las bases de alimentación, activando el sensor S4, el cual confirma la ubicación correcta del eje de la bobina en la estructura). El PLC, al registrar las señales de los sensores M23, M24 y S4 activa al mando (Y3) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) retrayéndolos hasta su posición inicial e inmediatamente el PLC activa el mando (Y1) de los actuadores verticales (Act5 y Act6), extendiéndolos completamente hasta su posición inicial..

#### 4.3.23.2.3. Secuencia de des-alimentación de tendido.

Esta secuencia es necesaria, en el caso que se requiera cambiar una bobina que fue previamente alimentada y aun no se allá utilizado en su totalidad.

El proceso de des-alimentación de la mesa de tendido es la secuencia inversa del proceso de alimentación, por lo tanto el orden establecido en la secuencia de alimentación (4.3.23.2.2) se invierte, es decir, primero la posición 2, luego la 3 y por ultimo la posición 1

manteniendo las posiciones iniciales para los actuadores verticales (Act5 y Act6) como inclinados (Act7 y Act8). De forma análoga se describirá las secuencias para cada una de las tres (3) posiciones.

Antes de dar inicio a la secuencia de des-alimentación, el operador debe colocar el selector 3 (Se3) en la posición 2, seleccionar mediante el selector Se1, la posición (Pos#1, Pos#2, ó Pos#3) que requiere desocupar, selecciona un sentido de giro del motorreductor (Se4) y oprime el pulsado P2 (motor), el PLC activa el mando (K1 ó K2) del motorreductor haciendo girar las cadenas transportadoras hasta que los micro-switch (fig. 4.60) asociados a la posición seleccionada detecten un par de ganchos de cadena disponibles (desocupados). El PLC, mediante un contador interno contara hasta 12 pulso de señal del micro-switch involucrado, de no encontrar un par de ganchos desocupados antes que el contador llegue a 12 se interrumpirá la señal de mando del motorreductor, deteniendo el sistema y generando una señal luminosa indicando que no se puede realizar la operación.

#### Posición # 1.

Previamente el operador ya colocó en posición de des-alimentación (Fig.4.60) el par de ganchos desocupados, por lo tanto, el selector de posiciones de alimentación (Se1) estará en la posición 1 (Fig.4.58), el selector Se3 en la posición 2 (Aliment(-)) y los micro-switch que intervienen son S2, S7 y S8.

El proceso automático de des-alimentación comienza al presiona el pulsador de inicio P1. El PLC verifica que los sensores S2 y S7 estén activados y los S3, S4 y S8 no estén activados luego activa el mando (Y4) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) y se extiende hasta activar los sensores M23 y M24 enviando una señal al PLC y este activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) retrayéndolos hasta activar los sensores M11 y M12. Retirando en su recorrido, el eje de la bobina de las bases de alimentación de la estructura, transfiriéndola a las guías de alimentación sobre los actuadores inclinados (Act7 y Act8). El PLC, al registrar las señales de los sensores M11 y M12 activa al mando (Y3) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) retrayéndolos hasta activar los sensores M21 y M22, inmediatamente el PLC activa el mando (Y1) de los actuadores verticales (Act5 y Act6), extendiéndolos completamente hasta su posición inicial. Depositando en su recorrido, el eje de la bobina en los ganchos de la cadena, activando el sensor S8, el cual confirma la ubicación correcta del eje de la bobina en los ganchos. El PLC, al registrar las señales de los sensores M21, M22 y S8, activa al mando (Y4) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) retrayéndolos hasta su posición inicial.

#### Posición # 2.

Previamente el operador ya colocó en posición de des-alimentación (Fig.4.60) el par de ganchos desocupados, por lo tanto, el selector de posiciones de alimentación (Se1) estará en la posición 2 (Fig.4.58), el

selector Se3 en la posición 2 (Aliment(-)) y los micro-switch que intervienen son S3, S9 y S10.

El proceso automático de des-alimentación comienza al presiona el pulsador de inicio P1. El PLC verifica que los sensores S3 y S9 estén activados y los S4 y S10 no estén activados luego activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) retrayéndolos hasta activar los sensores M13 y M14, el PLC activa el mando (Y4) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) y se extienden hasta activar los sensores M23 y M24 enviando una señal al PLC y este activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) retrayéndolos hasta activar los sensores M15 y M16. Retirando en su recorrido, el eje de la bobina de las bases de alimentación de la estructura, transfiriéndola a las guías de alimentación sobre los actuadores inclinados (Act7 y Act8). El PLC, al registrar las señales de los sensores M15 y M16 activa al mando (Y4) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) retrayéndolos hasta activar los sensores M21 y M22, el PLC activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) extendiéndolos hasta activar los sensores M13 y M14 depositando en su recorrido, el eje de la bobina en los ganchos de las cadenas, activando el sensor S10, el cual confirma la ubicación correcta del eje de la bobina en los ganchos. El PLC, al registrar las señales de los sensores M21, M22 y S10, activa al mando (Y3) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) extendiéndolos hasta su posición inicial e inmediatamente el PLC activa el mando (Y1) de los actuadores verticales (Act5 y Act6), extendiéndolos completamente hasta su posición inicial.

Posición # 3.

Previamente el operador ya colocó en posición de des-alimentación (Fig.4.60) el par de ganchos desocupados, por lo tanto, el selector de posiciones de alimentación (Se1) estará en la posición 2 (Fig.4.58), el selector Se3 en la posición 2 (Aliment(-)) y los micro-switch que intervienen son S4, S11 y S12.

El operador oprime el pulsador de inicio P1. El PLC verifica que los sensores S4 y S11 estén activados y los S3 y S112 no estén activados, luego activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) retrayéndolos hasta activar los sensores M17 y M18, el PLC activa el mando (Y4) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) y se extienden hasta activar los sensores M23 y M24 enviando una señal al PLC y este activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) retrayéndolos hasta activar los sensores M19 y M20. Retirando en su recorrido, el eje de la bobina de las bases de alimentación de la estructura, transfiriéndola a las guías de alimentación sobre los actuadores inclinados (Act7 y Act8). El PLC, al registrar las señales de los sensores M19 y M20 activa al mando (Y4) de los actuadores inclinados (Act7 y Act8) retrayéndolos hasta activar los sensores M21 y M22, el PLC activa el mando (Y2) de los actuadores verticales (Act5 y Act6) extendiéndolos hasta activar los sensores M17 y M18 depositando en su recorrido, el eje de la bobina en los ganchos de las cadenas, activando el sensor S10, el cual confirma la ubicación correcta del eje de la bobina en los ganchos. El PLC, al registrar las señales de los sensores M21, M22 y S12, activa al mando (Y3) de los

actuadores inclinados (Act7 y Act8) extendiéndolos hasta su posición inicial e inmediatamente el PLC activa el mando (Y1) de los actuadores verticales (Act5 y Act6), extendiéndolos completamente hasta su posición inicial.

#### 4.3.23.2.4. Secuencia de descarga.

Antes de dar inicio a la secuencia de descarga, el operador debe colocar el selector 2 (Se2) en la posición 2, seleccionar visualmente la bobina que desea descargar, selecciona un sentido de giro del motoreductor (Se4) dependiendo de cual sea el recorrido mas corto para la bobina seleccionada y manteniendo pulsado P2 (motor) hasta que dicha bobina este próxima al ubicación de los micro-switch S5 y S6, el motoreductor se detendrá cuando el PLC reciba la señal de S5 y S6, ubicando la bobina en la posición de descarga.

Previamente el operador ya ubico correctamente la bobina que se requiere descargar y el selector 2 (Se2) esta en la posición adecuada. Los micro-switch que intervienen son S1, S5 y S6.

Al oprimir el pulsador de inicio (P1), el PLC activa el mando (Y7) de los actuadores inclinados (Act3 y Act4) extendiéndolos hasta activar los sensores M7 y M8, luego el PLC activa el mando (Y6) de los actuadores verticales (Act1 y Act2), retrayéndolos hasta activar al sensor M3 y M4, tomando en su recorrido el eje de la bobina y separándolo de los ganchos de las cadenas, luego el PLC, cuando el

PLC registrar las señales de los sensores M3 y M4 activa al mando (Y8) de los actuadores inclinados (Act3 y Act4) retrayéndolos, desplazando el eje de la bobina hasta activar los sensores M5 y M6, inmediatamente el PLC envía una señal al mando (Y5) los actuadores verticales (Act1 y Act2) y se extienden retornando a su posición inicial. Dejando la bobina alojada sobre la bandeja de entrada activando a S1. Al registrar las señales de S1, M1y M2 el PLC envía una señal al relee (K1) del mororreductor y mueve las cadenas hasta que se active el micro-switch (S5), culminando de esta forma el ciclo de descarga de una bobina y dejando el sistema preparado para un próximo ciclo.

#### 4.3.23.2.5. Giro del motoreductor.

El operador activa el sistema colocando el selector (Se4) en la posición 1, dependiendo del sentido de giro deseado coloca el selector de giro (Se5) en la posición D (sentido de las agujas del reloj) ó I (sentido contrario a las agujas del reloj).

#### Carga.

Estando seleccionada previamente la secuencia de carga (Se2 el la posición 1), el operador oprime el pulsador del motor (P2), el PLC envía una señal de mando (K1 ó K2) y el morreductor comienza a girar hasta que se genere la señal del micro-switch S5 y el micro-switch S6 no este activado, lo que se traduce en que se ha ubicado un

par de ganchos de cadena vacíos en la posición de carga ó cuando el contador interno del PLC a contado 12 veces la señal del micro-switch S5, lo cual indica que no hay ningún espacio disponible para colocar una bobina.

Descarga.

Estando seleccionada previamente la secuencia de descarga (Se2 en la posición 2) y un sentido de giro del motor (Se5 en posición D ó I), el operador mantiene presionado el pulsador del motor (P2) y el PLC envía una señal de mando (K1 ó K2) activando al morreductor el cual comienza a girar hasta que se genere las señales de los micro-switch S5 y S6.

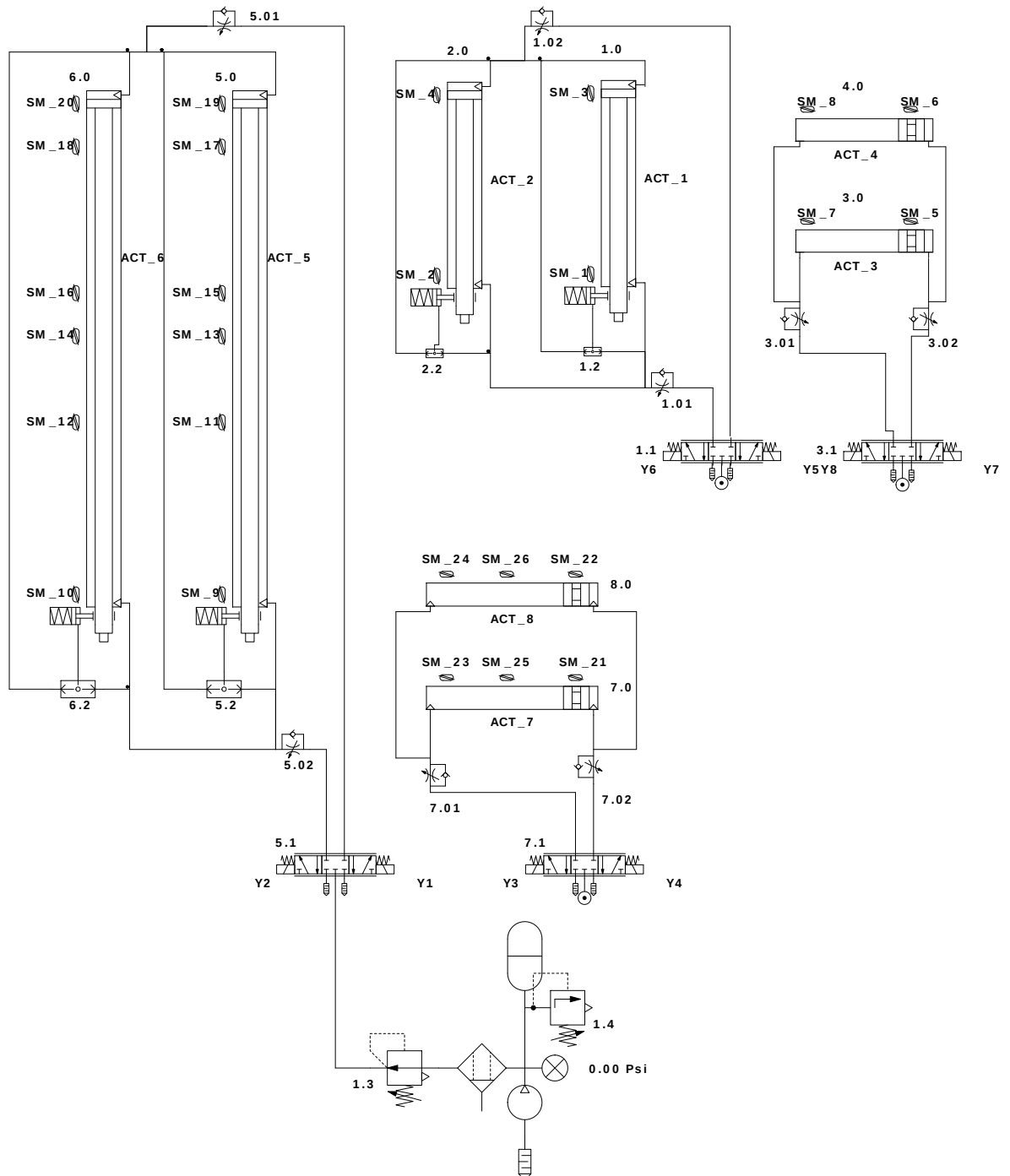
Alimentación.

El operador debe seleccionada la secuencia de alimentación colocando el Selector 3 (Se3) en posición 1, asigna la posición (Pos#1, Pos#2, ó Pos#3) que alimentara usando el selector 1 (Se1), selecciona un sentido de giro del motoreductor (Se4) dependiendo de cual sea el recorrido mas corto para la bobina seleccionada. Luego mantiene presionado el pulsador del motor (P2), haciendo que el PLC envíe una señal de mando (K1 ó K2), hasta que dicha bobina se encuentre próxima a la ubicación de los micro-switch de alimentación (fig. 4.60), el operador deja de oprimir P2 y el motoreductor se detendrá cuando

se activen los micro-switch correspondientes a la posición previamente seleccionada, ubicando la bobina en la posición de alimentación.

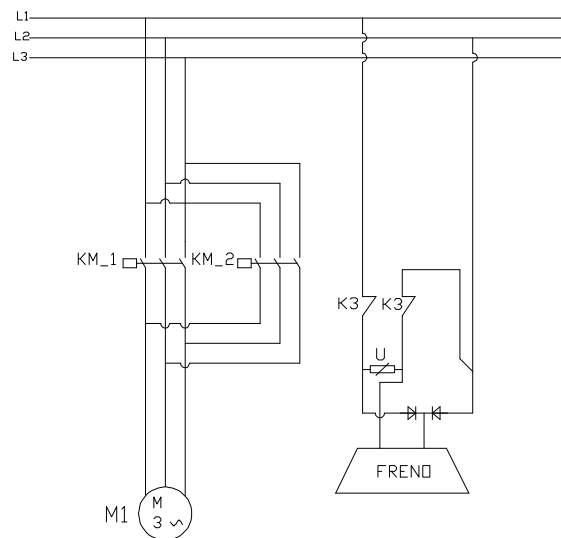
Des-alimentación.

El operador debe seleccionada la secuencia de des-alimentación colocando el Selector 3 (Se3) en posición 2, seleccionar mediante el selector Se1, la posición (Pos#1, Pos#2, ó Pos#3) que requiere desocupar, selecciona un sentido de giro del motorreductor (Se4) y oprime el pulsado P2 (motor), el PLC activa el mando (K1 ó K2) del motorreductor haciendo girar las cadenas transportadoras hasta que los micro-switch (fig. 4.60) asociados a la posición seleccionada detecten un par de ganchos de cadena disponibles (desocupados). El PLC, mediante un contador interno contara hasta 12 pulso de señal del micro-switch involucrado, de no encontrar un par de ganchos desocupados antes que el contador llegue a 12 se interrumpirá la señal de mando del motorreductor, deteniendo el sistema y generando una señal luminosa indicando que no se puede realizar la operación.



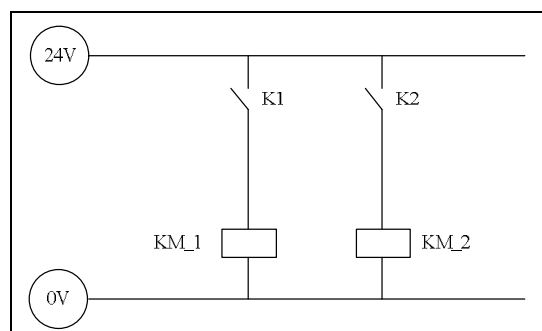
Fuente: Propia, automation Studio 5.0.  
Figura 4.61. Diagrama neumático.

A continuación se muestra el diagrama de fuerzas del motorreductor y freno del motor M (Fig.4.62), además se muestra el diagrama eléctrico de conexiones de las bobinas energizadas por el PLC a los contactores de los motores (Fig.4.63).



Fuente: Propia, autocad 2006.

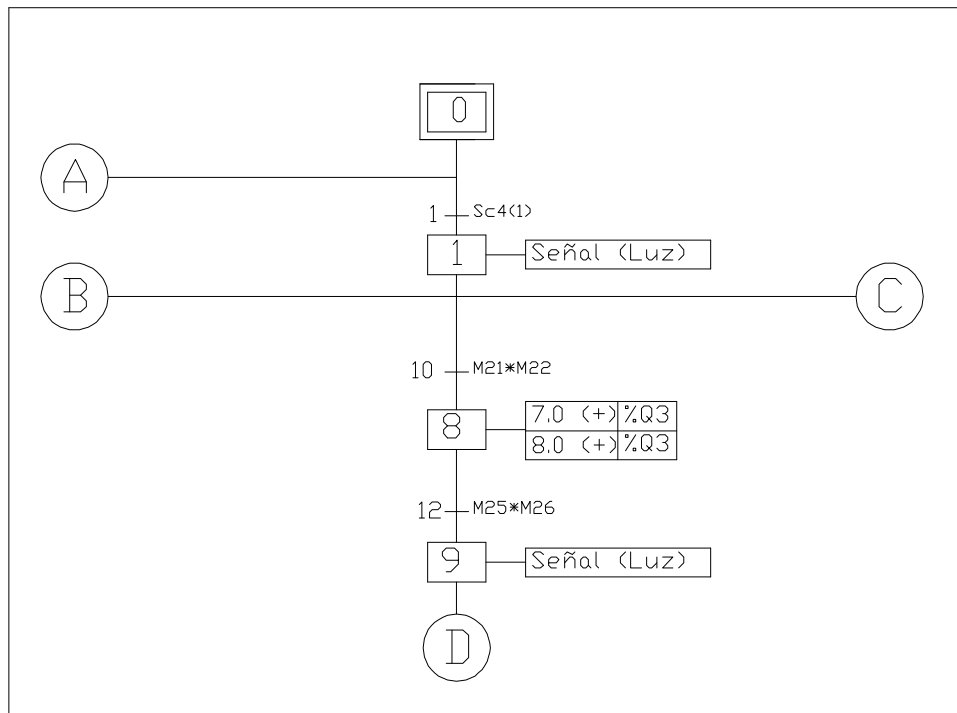
Figura 4.62. Diagrama de Fuerza.



Fuente: Propia, autocad 2006.

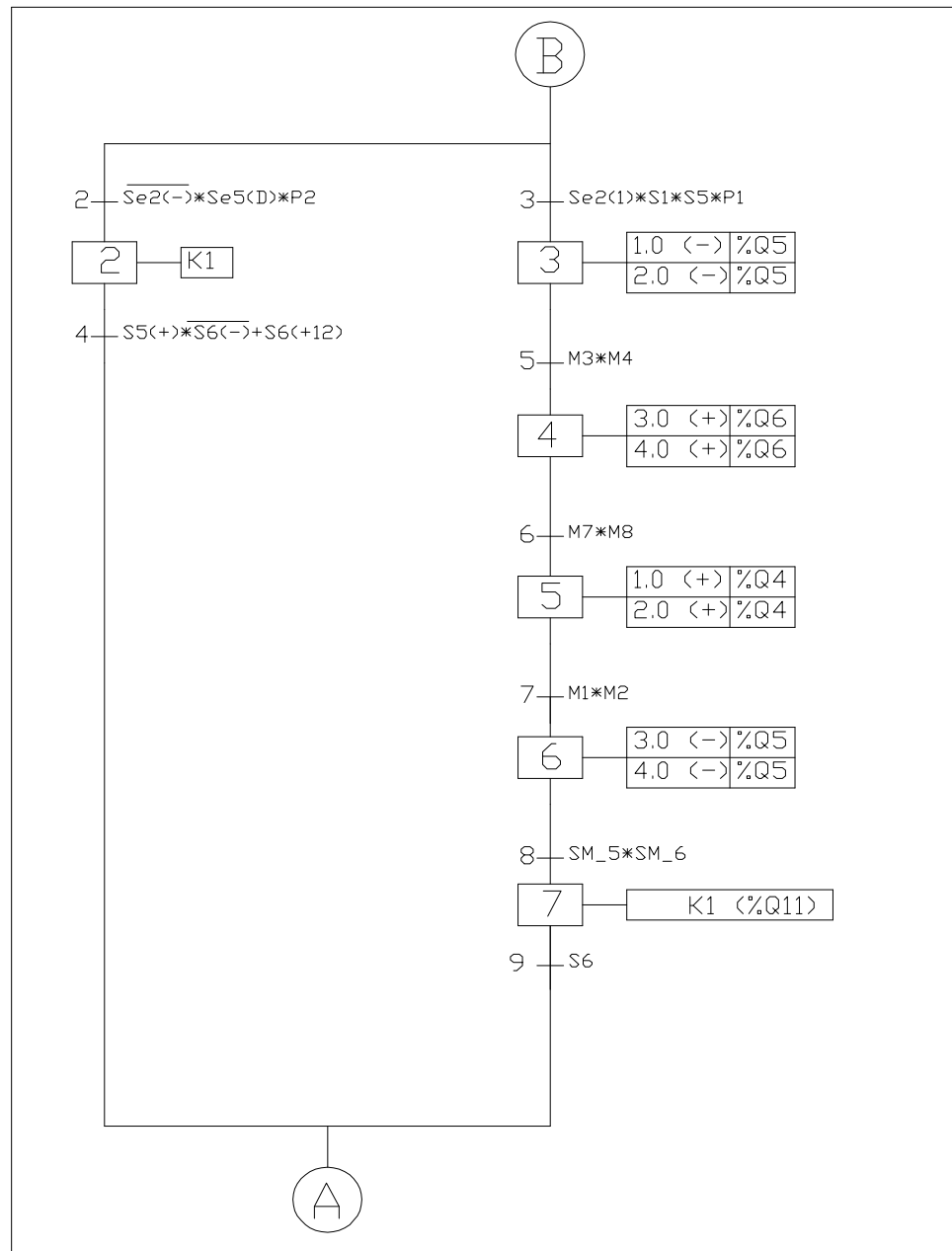
Figura 4.63. Diagrama eléctrico de conexión de las bobinas energizada por el PLC a los contactores.

#### 4.3.23.3. Ciclo automático.



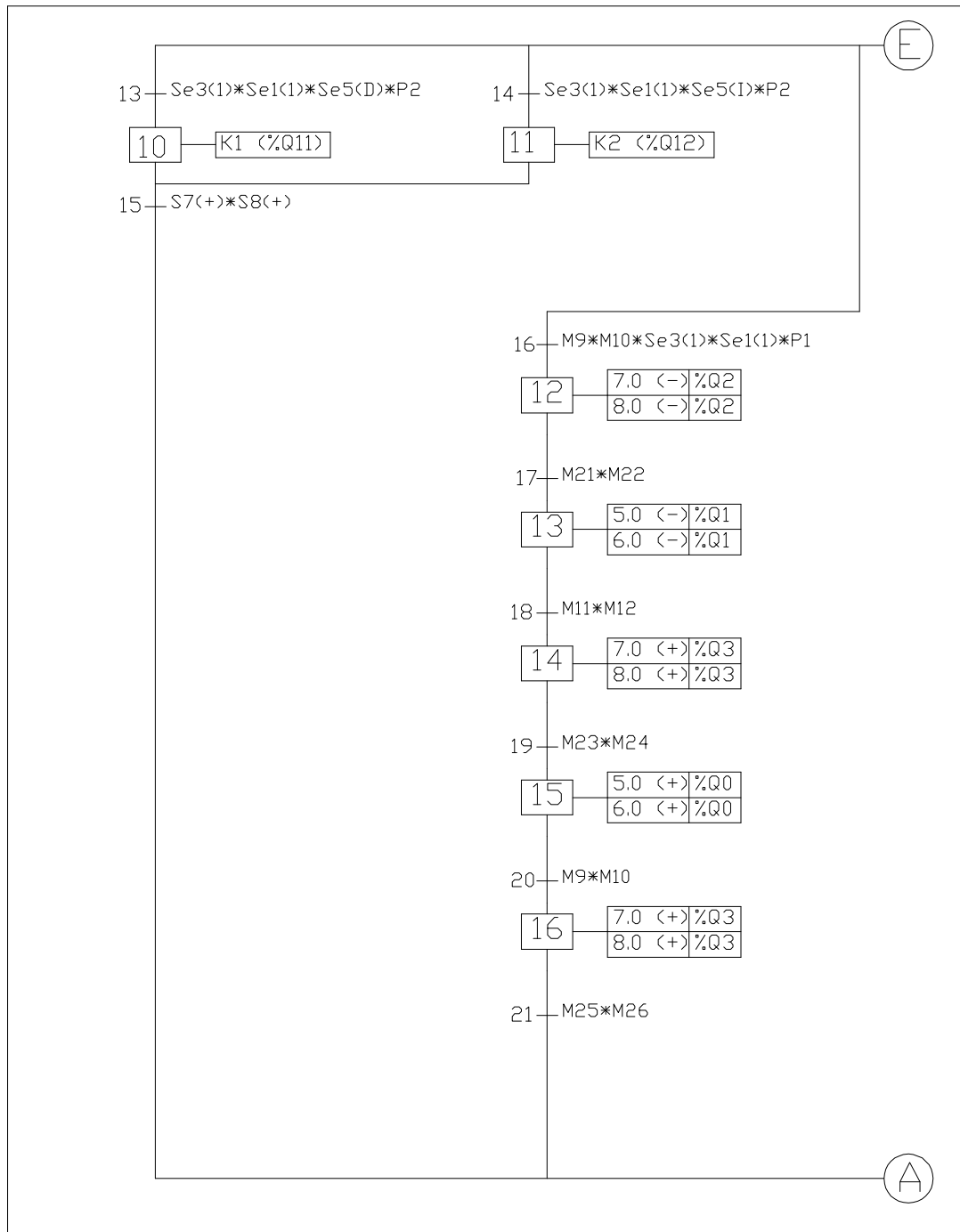
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.64. Sud-diagrama de inicio.



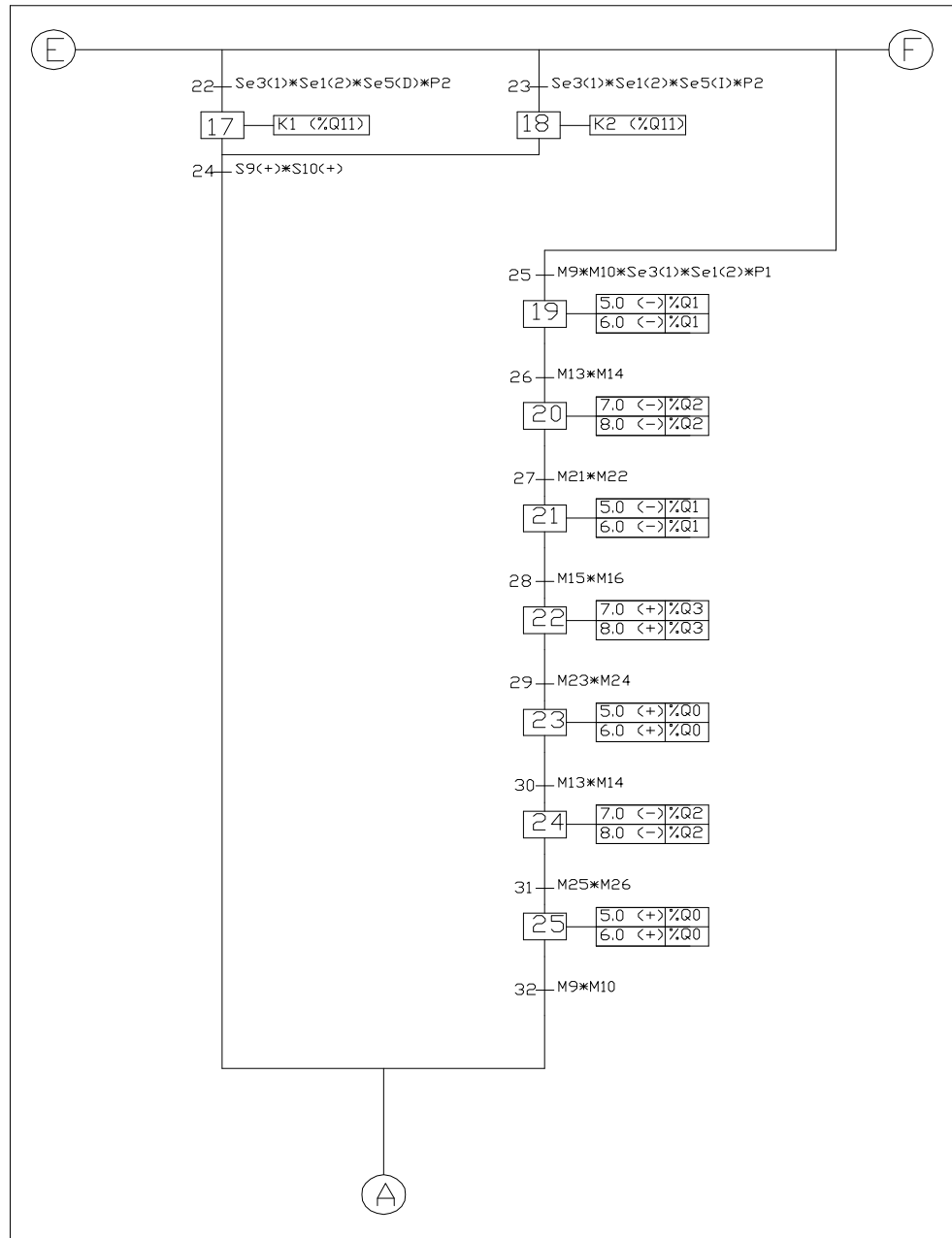
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.65. Sud-diagrama de la secuencia de carga.



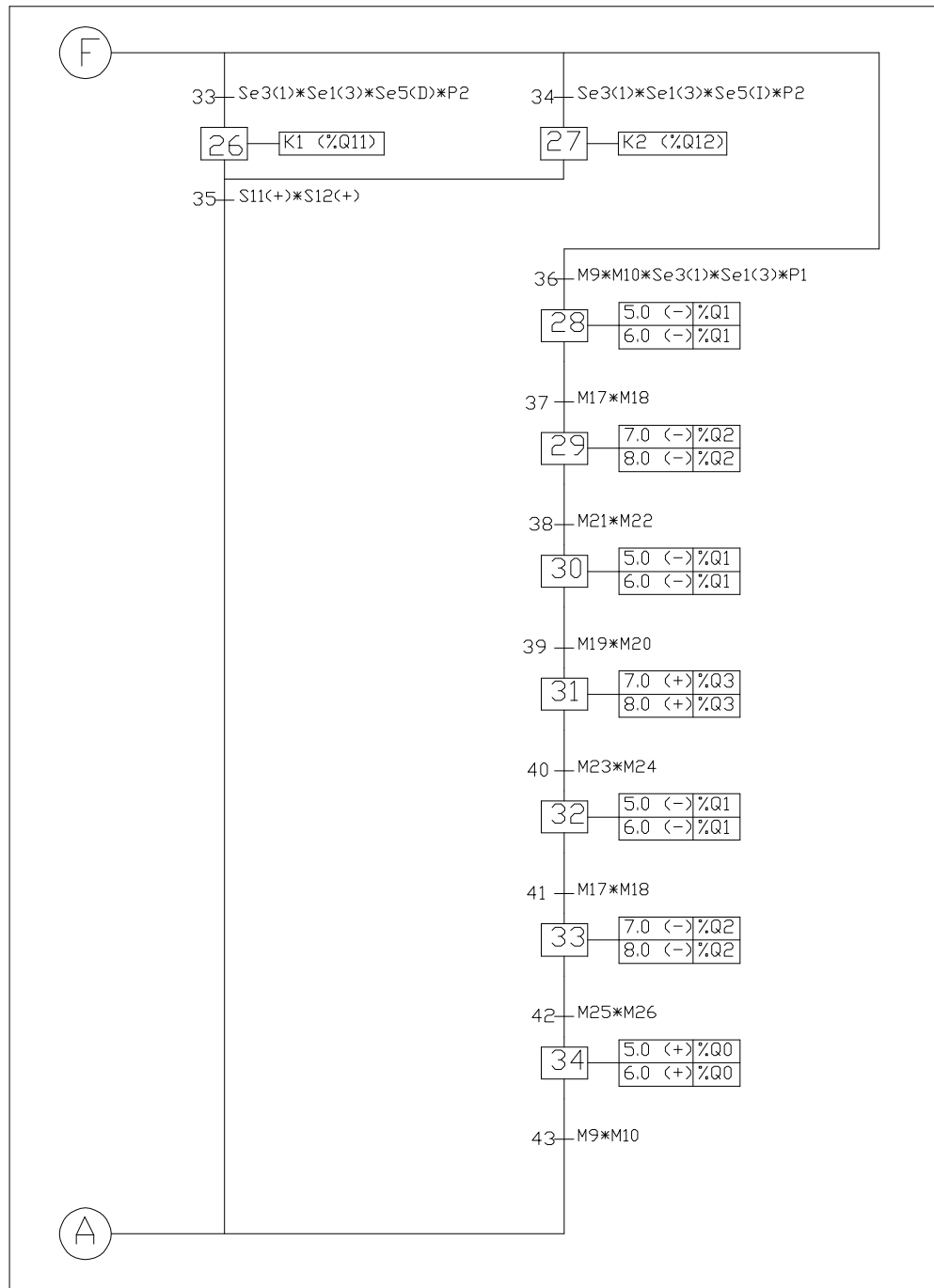
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.66. Sud-diagrama de la secuencia de alimentación posición # 1.



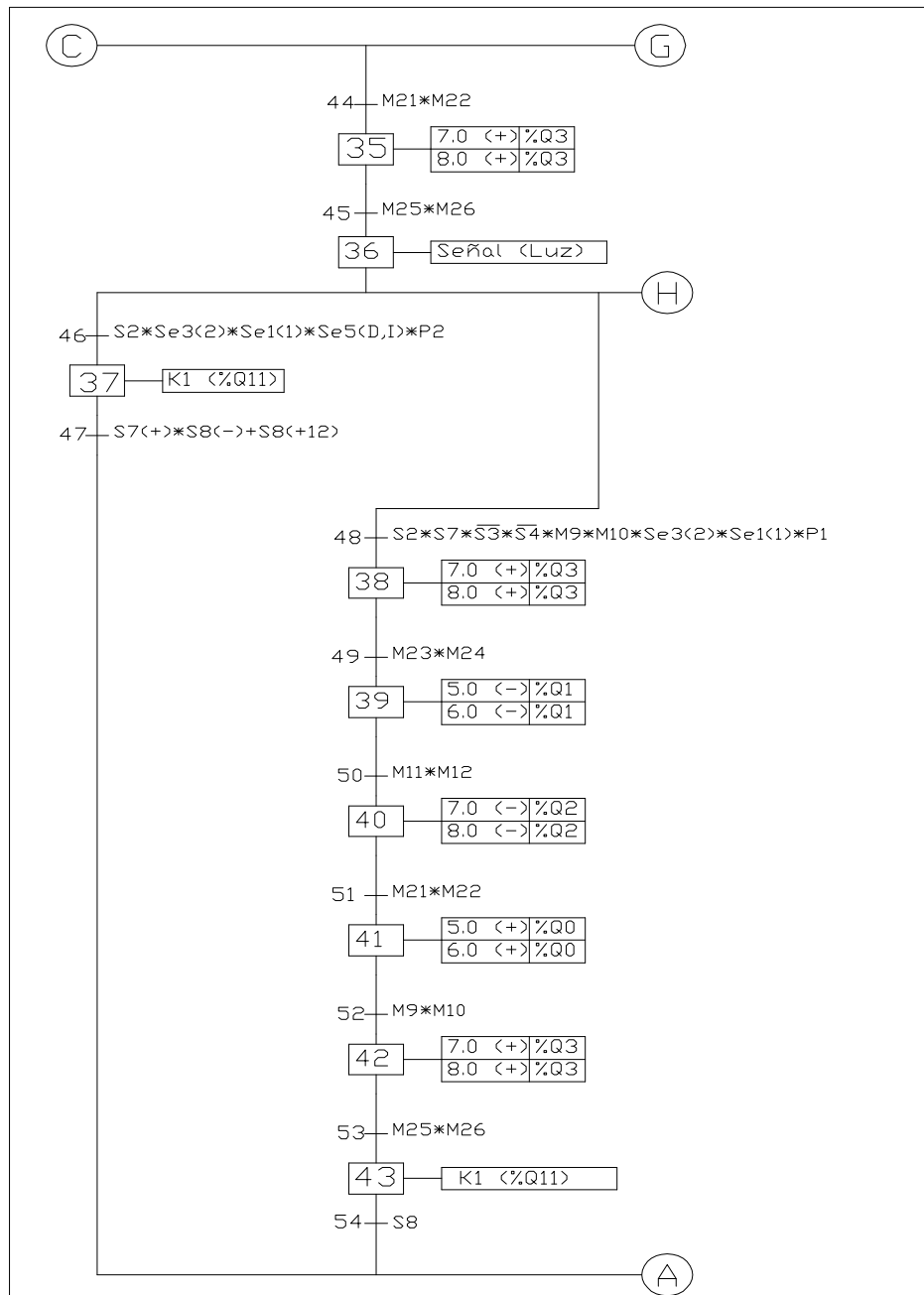
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.67. Sud-diagrama de la secuencia de alimentación posición # 2.



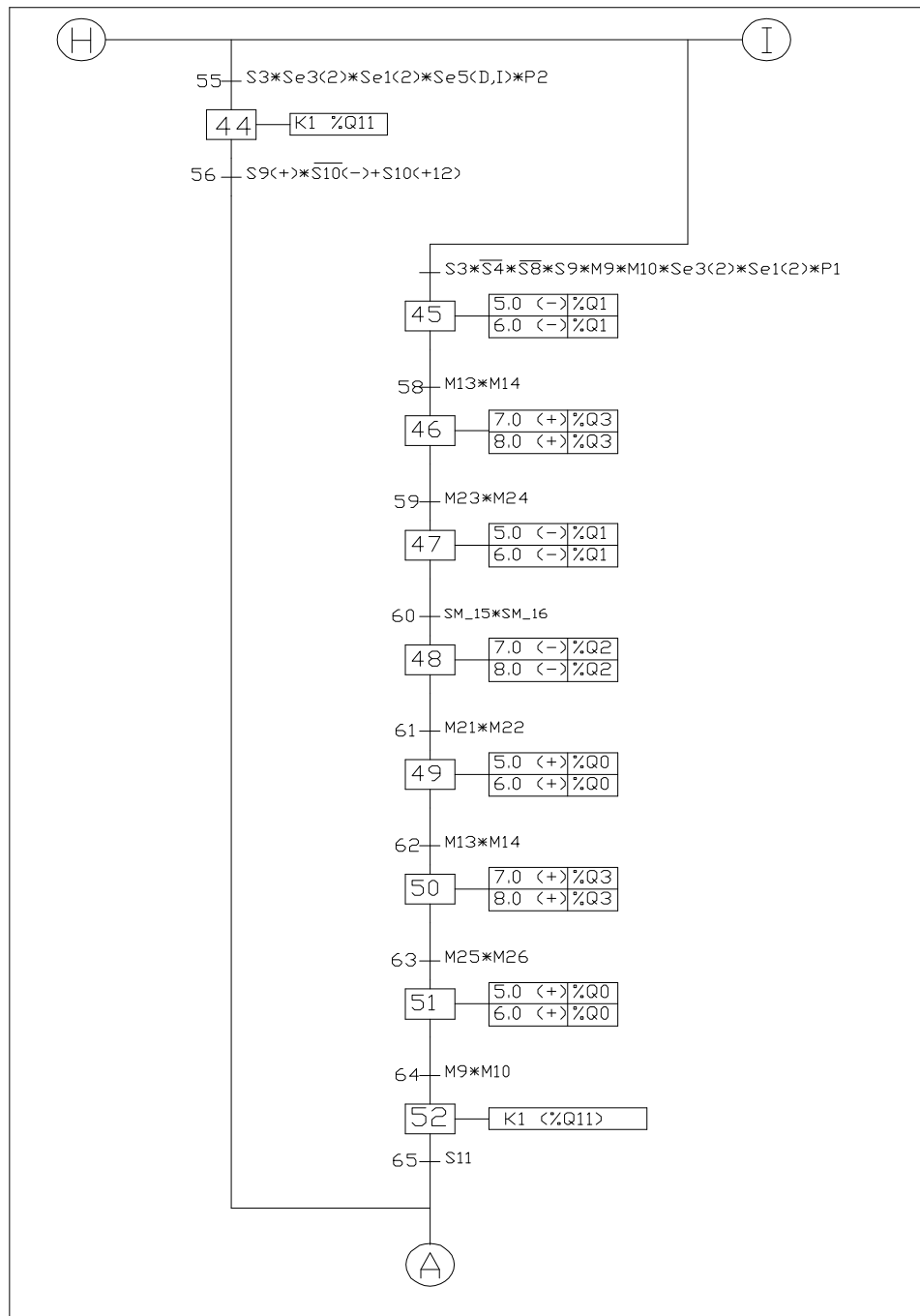
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.68. Sud-diagrama de la secuencia de alimentación posición # 3.



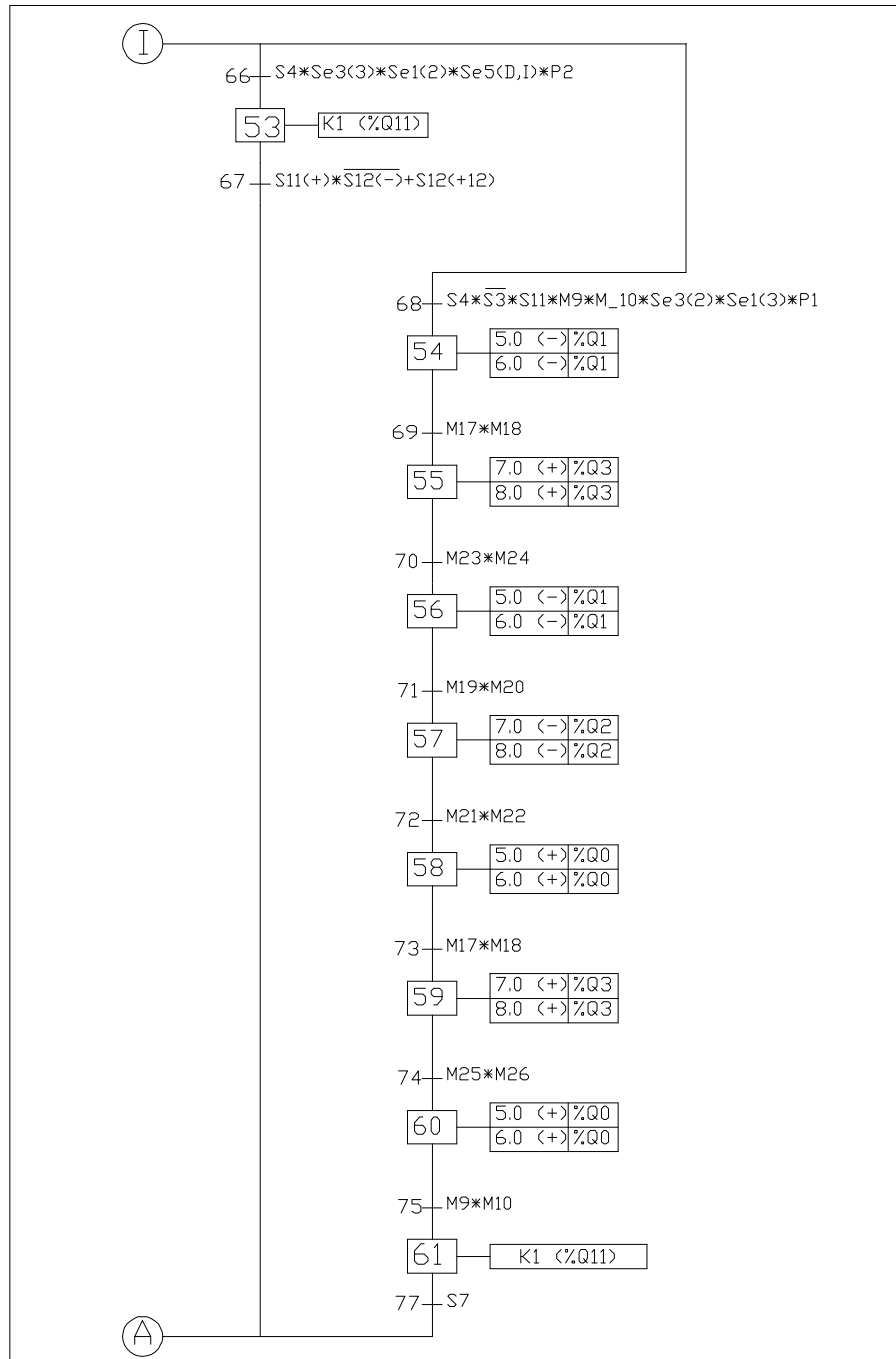
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.69. Sud-diagrama de la secuencia de des-alimentación, posición # 1.



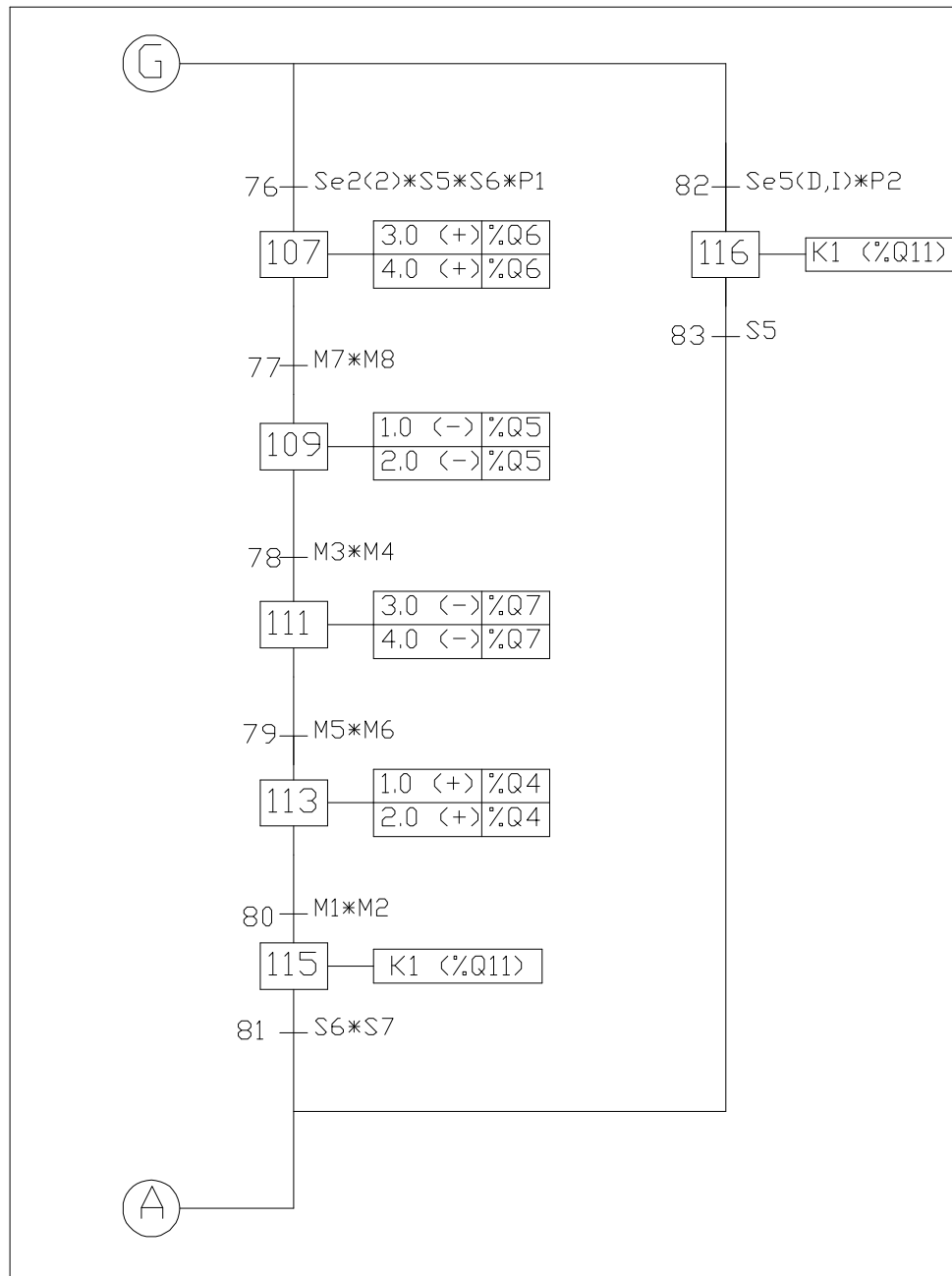
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.70. Sud-diagrama de la secuencia de des-alimentación, posición # 2.



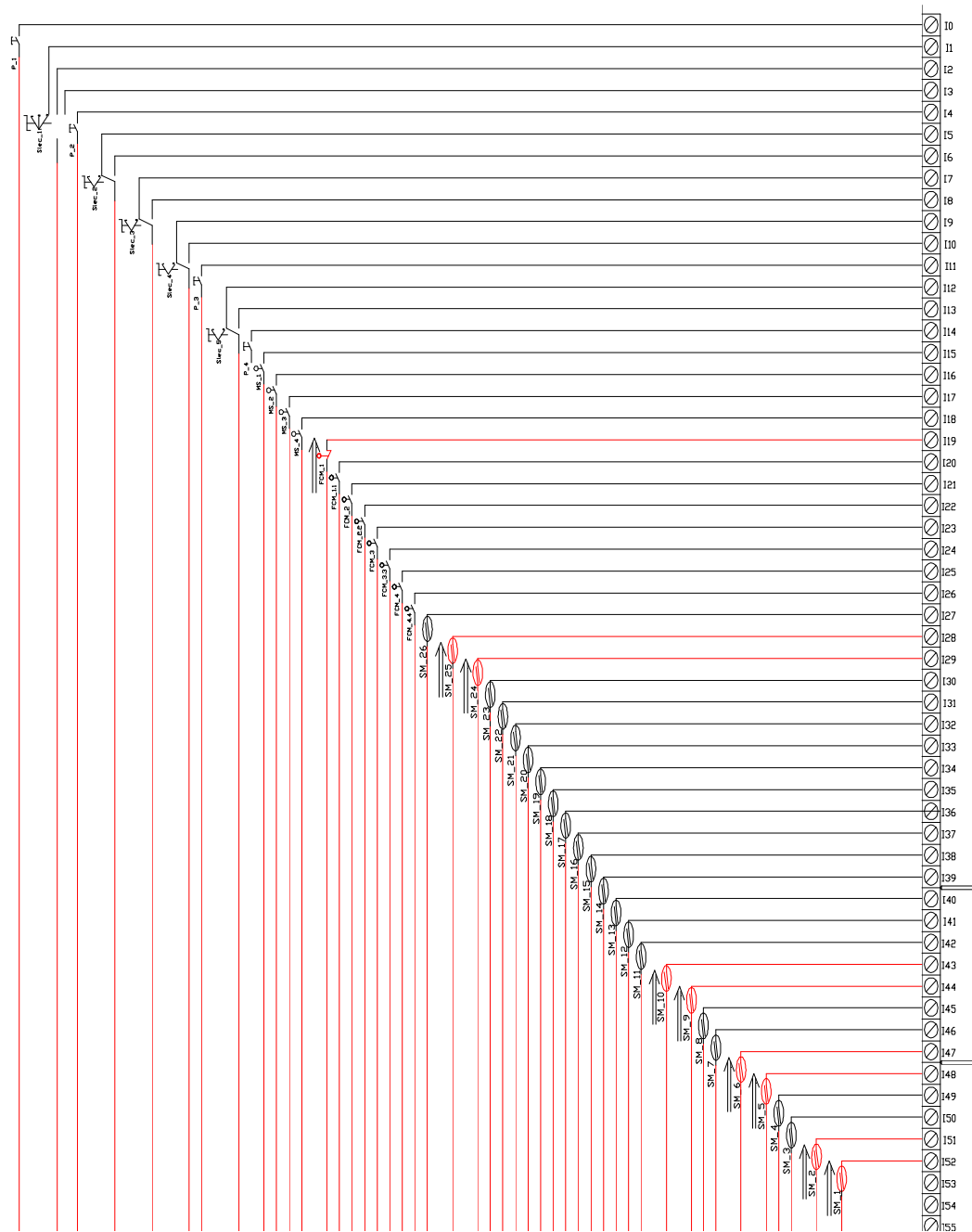
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.71. Sud-diagrama de la secuencia de descarga de tendido, posición # 3.



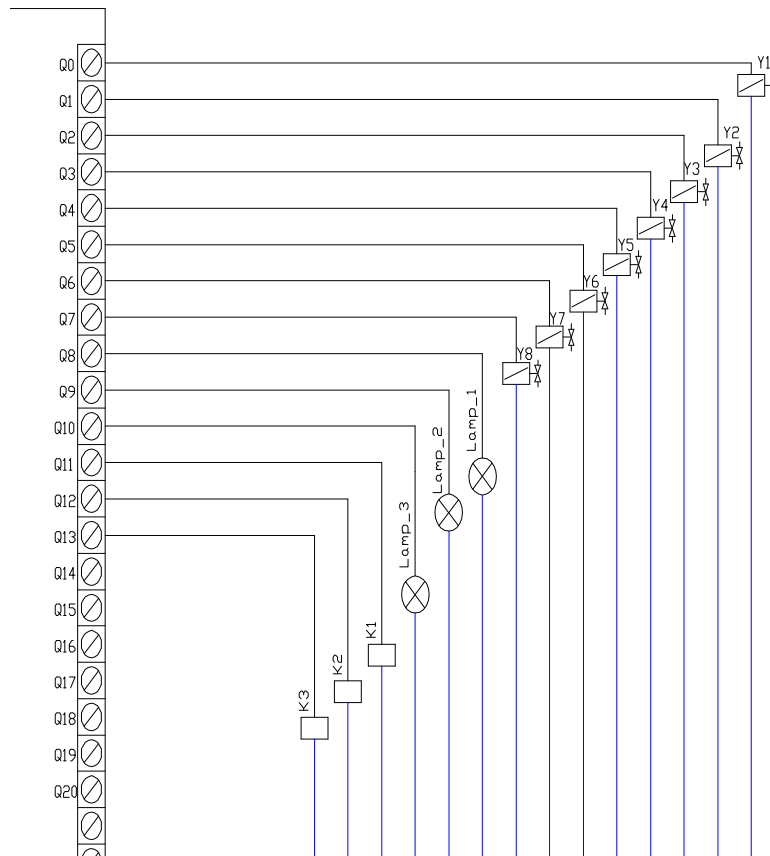
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.72. Sud-diagrama de la secuencia de descarga del sistema.



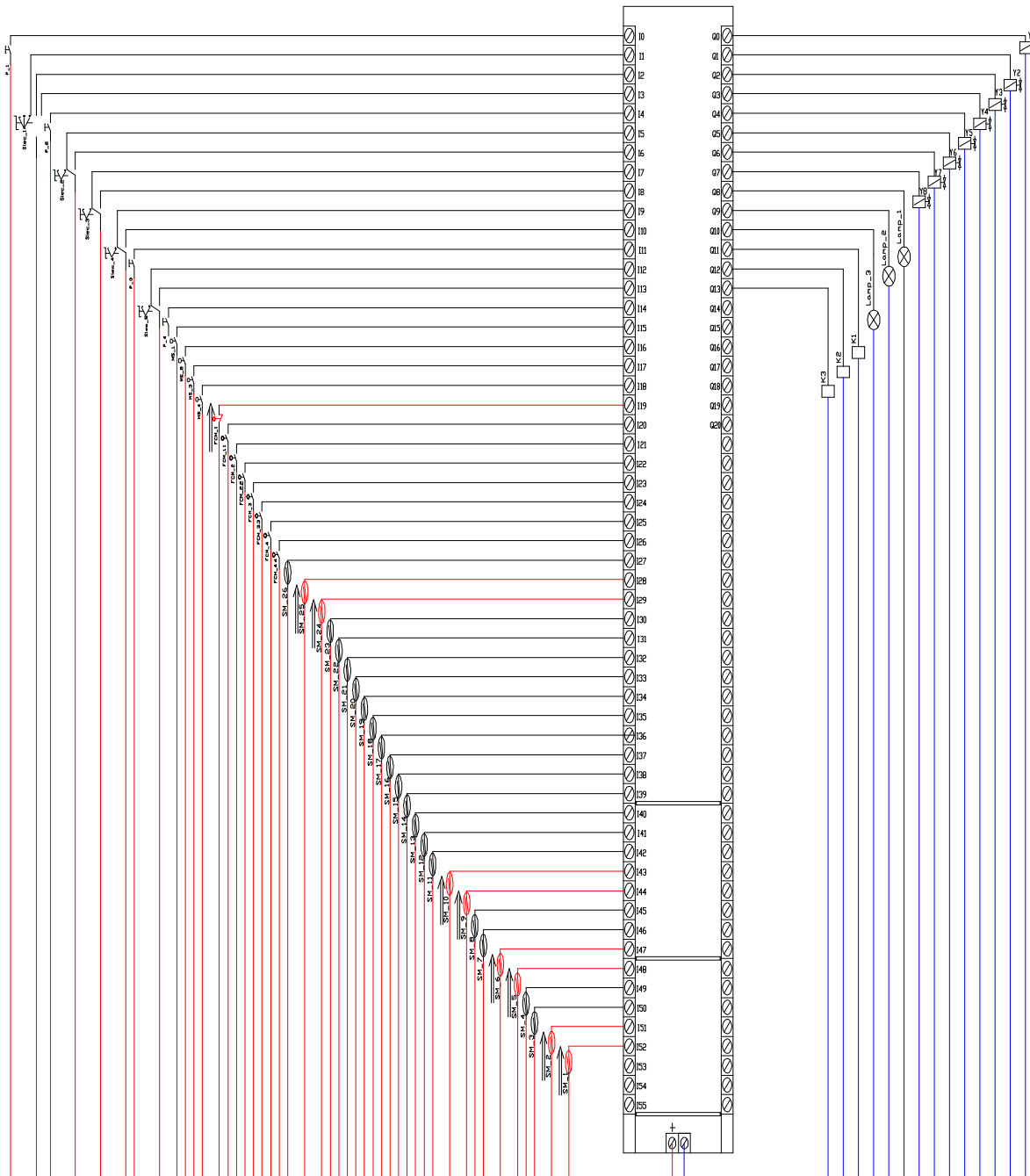
Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.73. Diagrama de conexiones de entradas.



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.74. Diagrama de conexiones de salidas.



Fuente: Propia, autocad 2006.

Figura 4.75. Diagrama de conexiones de entradas/salidas

En el diagrama de conexión entradas/salidas (Fig.4.73) se puede observar que existen 53 entradas y 14 salidas, a una tensión de 24 V DC. Donde las bobinas  $Y_1$ ,  $Y_2$ ,  $Y_3$ ,  $Y_4$ ,  $Y_5$ ,  $Y_6$ ,  $Y_7$  y  $Y_8$  se encargan de activar las válvulas de mando de los actuadores neumáticos Act1, Act2, Act3, Act4, Act5, Act6, Act7 y el Act8 (Fig. 4.61).

Por otra parte el rele K1 y K2, activan los contactores del motorreductor que acciona el sistema de giro de las cadenas transportadoras KM\_1 ó KM\_2 (Fig. 4.62 y 4.63), una vez activado KM\_1 ó KM\_2, según sea el caso, el motorreductor con freno (M) posiciona los ganchos de la cadena, en la posición seleccionada previamente (carga, alimentación, otras). Cuando los ganchos de la cadena transportadora, llegan a la posición indicada por los micro-switch (S) involucrados en la secuencia seleccionada, envían sus señales al PLC y éste a su vez desactiva el rele K1 ó K2 y activa el rele K3 para accionar el freno del motor (M) en la estación de seleccionada.

#### 4.3.23.4. Lista de direcciones.

Esta lista indica las direcciones que ocupan los diferentes componentes del sistema automatizado en el PLC (Fig.4.69), donde las entradas y salidas se denotan con %I y %Q respectivamente. En la tabla 4.44, se describe la lista de direcciones.

Tabla 4.44 Tabla de direcciones.

| Descripción de los componente del sistema | Función de trabajo            | Componentes del sistema | Direcciones en el PLC |
|-------------------------------------------|-------------------------------|-------------------------|-----------------------|
| Sensor magnético                          | Final de carrera Act1         | M1                      | %I <sub>52</sub>      |
| Sensor magnético                          | Final de carrera Act2         | M2                      | %I <sub>51</sub>      |
| Sensor magnético                          | Inicio de carrera Act1        | M3                      | %I <sub>50</sub>      |
| Sensor magnético                          | Inicio de carrera Act2        | M4                      | %I <sub>49</sub>      |
| Sensor magnético                          | Inicio de carrera Act3        | M5                      | %I <sub>48</sub>      |
| Sensor magnético                          | Inicio de carrera Act4        | M6                      | %I <sub>47</sub>      |
| Sensor magnético                          | Final de carrera Act3         | M7                      | %I <sub>46</sub>      |
| Sensor magnético                          | Final de carrera Act4         | M8                      | %I <sub>45</sub>      |
| Sensor magnético                          | Final de carrera Act5         | M9                      | %I <sub>44</sub>      |
| Sensor magnético                          | Final de carrera Act6         | M10                     | %I <sub>43</sub>      |
| Sensor magnético                          | Posición. (1) intermedia Act5 | M11                     | %I <sub>42</sub>      |
| Sensor magnético                          | Posición. (1) intermedia Act6 | M12                     | %I <sub>41</sub>      |
| Sensor magnético                          | Pos. (2.2) intermedia Act5    | M13                     | %I <sub>40</sub>      |
| Sensor magnético                          | Pos. (2.2) intermedia Act6    | M14                     | %I <sub>39</sub>      |
| Sensor magnético                          | Posición. (2) intermedia Act5 | M15                     | %I <sub>38</sub>      |
| Sensor magnético                          | Posición. (2) intermedia Act6 | M16                     | %I <sub>37</sub>      |
| Sensor magnético                          | Pos. (3.3) intermedia Act5    | M17                     | %I <sub>36</sub>      |
| Sensor magnético                          | Pos. (3.3) intermedia Act6    | M18                     | %I <sub>35</sub>      |

Fuente: Propia.

Tabla 4.44 Tabla de direcciones. (continuación)

|                        |                                    |     |                  |
|------------------------|------------------------------------|-----|------------------|
| Sensor magnético       | Inicio de carrera Act5             | M19 | %I <sub>34</sub> |
| Sensor magnético       | Inicio de carrera Act6             | M20 | %I <sub>33</sub> |
| Sensor magnético       | Inicio de carrera Act7             | M21 | %I <sub>32</sub> |
| Sensor magnético       | Inicio de carrera Act8             | M22 | %I <sub>31</sub> |
| Sensor magnético       | Final de carrera Act7              | M23 | %I <sub>30</sub> |
| Sensor magnético       | Final de carrera Act8              | M24 | %I <sub>29</sub> |
| Sensor magnético       | Posición intermedia Act7           | M25 | %I <sub>28</sub> |
| Sensor magnético       | Posición intermedia Act8           | M26 | %I <sub>27</sub> |
| Micro-Switch           | Gancho en posición 3.              | S12 | %I <sub>26</sub> |
| Micro-Switch           | Bobina en posición 3.              | S11 | %I <sub>25</sub> |
| Micro-Switch           | Bobina en posición 2.              | S10 | %I <sub>24</sub> |
| Micro-Switch           | Gancho en posición 2.              | S9  | %I <sub>23</sub> |
| Micro-Switch           | Bobina en posición 1.              | S8  | %I <sub>22</sub> |
| Micro-Switch           | Gancho en posición 1.              | S7  | %I <sub>21</sub> |
| Micro-Switch           | Bobina en posición de carga.       | S6  | %I <sub>20</sub> |
| Micro-Switch           | Gancho en posición de descarga.    | S5  | %I <sub>19</sub> |
| Micro-Switch           | Bobina en posición(3)/alimentación | S4  | %I <sub>18</sub> |
| Micro-Switch           | Bobina en posición(2)/alimentación | S3  | %I <sub>17</sub> |
| Micro-Switch           | Bobina en posición(1)/alimentación | S2  | %I <sub>16</sub> |
| Micro-Switch           | Bobina en posición de carga.       | S1  | %I <sub>15</sub> |
| Pulsador normalmente/A | Pulsador de Reset                  | P4  | %I <sub>14</sub> |

Fuente: Propia.

Tabla 4.44 Tabla de direcciones. (continuación)

|                              |                                                                   |     |                                                      |
|------------------------------|-------------------------------------------------------------------|-----|------------------------------------------------------|
| Selector de 2 posiciones.    | Selector de giro del motor                                        | Se5 | %I <sub>13</sub> , %I <sub>12</sub>                  |
| Pulsador normalmente abierto | Pulsador de parada o emergencia                                   | P3  | %I <sub>11</sub>                                     |
| Selector de 2 posiciones.    | Selector On / Off.                                                | Se4 | %I <sub>10</sub> , %I <sub>9</sub>                   |
| Selector de 2 posiciones     | Selector de Alimentación / Des_alimentación                       | Se3 | %I <sub>8</sub> , %I <sub>7</sub>                    |
| Selector de 2 posiciones.    | Selector de Carga / Descarga                                      | Se2 | %I <sub>6</sub> , %I <sub>5</sub>                    |
| Pulsador normalmente abierto | Pulsador de Arranque / parada del motor                           | P2  | %I <sub>4</sub>                                      |
| Selector de 3 posiciones     | Selector de posiciones de alimentación                            | Se1 | %I <sub>3</sub> , %I <sub>2</sub><br>%I <sub>1</sub> |
| Pulsador normalmente abierto | Pulsador de Arranque / parada del sistema                         | P2  | %I <sub>0</sub>                                      |
| Electroválvula 5/3 vías      | Bobina de avance de la electroválvula de los actuadores 5 y 6     | Y1  | %Q <sub>0</sub>                                      |
| Electroválvula 5/3 vías      | Bobina de retracción de la electroválvula de los actuadores 5 y 6 | Y2  | %Q <sub>1</sub>                                      |
| Electroválvula 5/3 vías      | Bobina de avance de la electroválvula de los actuadores 7 y 8     | Y3  | %Q <sub>2</sub>                                      |
| Electroválvula 5/3 vías      | Bobina de retracción de la electroválvula de los actuadores 7 y 8 | Y4  | %Q <sub>3</sub>                                      |
| Electroválvula 5/3 vías      | Bobina de avance de la electroválvula de los actuadores 1 y 2     | Y5  | %Q <sub>4</sub>                                      |
| Electroválvula 5/3 vías      | Bobina de retracción de la electroválvula de los actuadores 1 y 2 | Y6  | %Q <sub>5</sub>                                      |
| Electroválvula 5/3 vías      | Bobina de avance de la electroválvula de los actuadores 3 y 4     | Y7  | %Q <sub>6</sub>                                      |

Fuente: Propia.

Tabla 4.44 Tabla de direcciones. (continuación)

|                         |                                                                                |        |                  |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|--------|------------------|
| Electroválvula 5/3 vías | Bobina de retracción de la electroválvula de los actuadores 3 y 4              | Y8     | %Q <sub>7</sub>  |
| Led. Color Amarillo     | Señal luminosa de encendido del sistema                                        | Lamp_1 | %Q <sub>8</sub>  |
| Led. Color Rojo         | Señal de interferencia detectada.                                              | Lamp_2 | %Q <sub>9</sub>  |
| Led. Color Verde.       | Señal indicador de secuencia activada.                                         | Lamp_3 | %Q <sub>10</sub> |
| Relé                    | Relé de accionamiento del contactor del motor con freno (sentido horario)      | K1     | %Q <sub>11</sub> |
| Relé                    | Relé de accionamiento del contactor del motor con freno (sentido anti-horario) | K2     | %Q <sub>12</sub> |
| Relé                    | Relé de accionamiento del freno del motor                                      | K3     | %Q <sub>13</sub> |

Fuente: Propia.

#### 4.3.23.5. Selección de los componentes del sistema.

Para seleccionar los equipos o componentes eléctricos que serán utilizados en la automatización del sistema diseñado, se debe conocer las características de los dispositivos introductores de señales y mandos de acuerdo con las condiciones de operación del sistema diseñado.

A continuación se describen los componentes eléctricos para el sistema automático.

- PLC marca SIMATIC, modelo S7-200, CPU 226 de 40 entradas/40 salidas.

El control de los movimientos de los actuadores neumáticos y los movimientos de giro del motor se realiza por medio de un controlador lógico programable, para su selección se determinó el número de entradas y salidas del proceso las cuales son 53 entradas/14 salidas como mínimo.

El PLC seleccionado es de menor capacidad, motivo por el cual es necesario instalarle dos módulos de expansión digitales SIPLUS EM 221 para CPU 22X de 8 Entradas D/16 Salidas D, a transistor con conexión a positivo (PNP) y tensión de funcionamiento 24VDC, garantizando la posibilidad de anexar otros dispositivos sin necesidad de cambiar el módulo programable.

- Sensores de proximidad magnéticos.

Para la selección se debe tomar en cuenta la tensión de trabajo y la intensidad de corriente que debe soportar el elemento. Por recomendaciones del fabricante, su fácil instalación y su poco mantenimiento, se seleccionó un sensor de proximidad marca FESTO de la serie SME-8-K-Led-24 de 24VDC ó 230 VAC.

- Detectores eléctricos de posición final “Micro-Switch”.

Para la selección se debe tomar en cuenta la tensión de trabajo y la intensidad de corriente que debe soportar el elemento. Por lo compacto, facilidad de instalación y reposición

se seleccionaron microinterruptores de la marca FESTO de la serie SR-3-E-SW y SME -8-K-LED-24 que tiene rango de trabajo hasta 250 VAC/DC,

- Selector de encendido On-Off.

El arranque del sistema se realizará a través de un selector de encendido marca CROMPTON GREAVES, con una carga resistiva de 16 A, 690 VAC.

- Pulsador de emergencia.

El sistema cuenta con un pulsador de emergencia tipo hongo marca SASSIN de 40 mm de diámetro con retención y un contacto NC.

- Relé

Los relés deben ser seleccionados en función al número de contactos, de la intensidad de corriente que circula entre sus contactos para una tensión dada, y de las características de la bobina. Se seleccionaron relés marca OMRON de 1 y 2 contactos normalmente abiertos "NO" modelo LY1 y de 3 contactos normalmente abiertos "NO" LY2 con una tensión de alimentación de 24V DC.

- Electroválvula.

La electroválvula seleccionadas son modelo SOV 46 SOS CC marca METAL WORK de 5/3 vías, ½" monoestable con una

presión de funcionamiento de 1-10 bar. La cual se ajusta a las condiciones de operación del sistema. Se seleccionó monoestable porque se requiere garantizar las posiciones de arranque y parada.

- Reguladores de caudal unidireccional.

El regulador de caudal marca METAL WORK modelo RFL U1/2, cumple con la función de regular la velocidad de los actuadores neumáticos regulando el flujo solamente en uno de los dos sentidos del paso de aire.  $P_{\text{máx}}$  10 bar.

- Contactor

En la selección del contactor se toma en cuenta las características del motor como son la potencia y el voltaje nominal, además de las características de la bobina de accionamiento. En este caso se tiene un motorreductor trifásico con freno (M) 220/440 V, 60Hz.

- Motoreductor.

Es de tipo engranajes cilíndricos helicoidales 5.5 Hp 1750 rpm. Modelo C 903, Marca BONFIGLIOLI.

#### Resumen:

En esta etapa se diseñó el sistema de control automático para sistema transporte, carga y descarga de boinas textiles donde se seleccionó un PLC de 40 entradas/ 40 salidas con dos módulos de expansión para obtener la cantidad mínima de entradas y salidas

necesarias, ya que una selección más ajustada a las entradas y salidas del sistema no tendría la posibilidad de anexar otros dispositivos al modulo programable, además el PLC contara con una secuencia de parada de emergencia, la cual detiene todo el sistema y una de Reset que retornan todos los actuadores a las posiciones iniciales, esta ultima solo puede ser usar después de una parada de emergencia

#### 4.3.24. Estudio Económico del Proyecto.

En esta sección se realiza un análisis de los costos que implican la inversión en el proyecto para el diseño del sistema de carga, descarga y transporte de bobinas textiles en una empresa manufacturera. Además de los beneficios que obtiene la empresa con la aplicación de este diseño y el tiempo de recuperación de la inversión inicial.

##### 4.3.24.1. Cálculo de costos por inversión.

A continuación se realiza un desglose de todos y cada uno de los elementos que se requieren diseño del sistema de transporte, carga, y descarga de bobinas textiles. En la tabla 4.46 se describe el listado de los costos de cada componente que incluye el proyecto.

Tabla 4.45. Listado de costos de los componentes del sistema.

| Componentes            | Descripción                                                                                              | Cant.     | Costo(BsF.) |
|------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|-------------|
| Motoreductor trifásico | 220/440 V, 60Hz. Tipo engranajes cilíndricos helicoidales 5.5 1750 rpm. Modelo C 903, Marca BONFIGLIOLI. | 1         | 21.966,00   |
| Cadena de transporte   | Doble paso C 2120H                                                                                       | 370 pasos | 6.200,00    |
| Cadena de Transmisión  | Cadena de transmisión RC-200-1RIV                                                                        | 86 pasos  | 2.504,00    |
| Selector ON-OFF        | Carga resistiva 16 Amp 690 VAC, Protección IP-65, modelo TP1661003B19, Marca CROMPTON GREAVES.           | 4         | 575,30      |
| Pulsador de emergencia | ∅ 40 mm con retención, 1 contacto NC, modelo tipo hongo XB2-BS542, Marca SASSIN.                         | 1         | 45,78       |
| Relé                   | Marca OMRON de 1 y 2 contactos normalmente abiertos                                                      | 3         | 252,00      |
| Bases para relé        | Modelo PF083A-E<br>Marca OMRON                                                                           | 3         | 69,30       |

Tabla 4.45. Listado de costos de los componentes del sistema (continuación).

|                                            |                                                                                        |    |          |
|--------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|----|----------|
| Electroválvula<br>5/3 vías                 | Monoestable 24 VDC,<br>protección IP-65, modelo<br>SOV 46 SOS CC,<br>Marca METAL WORK. | 4  | 3850,50  |
| Reguladores<br>de caudal<br>unidireccional | Modelo RFL U ½”<br>Marca METAL WORK                                                    | 1  | 193,35   |
| Contactor                                  | Modelo 100-M05NZ24<br>Marca ALLEN-BRADLEY<br>Tensión de 24 VDC.                        | 2  | 680,40   |
| Aditamentos<br>C 2120H                     | K-2                                                                                    | 24 | 4.752,00 |
| Aditamentos                                | D-1                                                                                    | 24 | 3.528,00 |
| Tornillo varios                            | Acero AISI 1045                                                                        |    | 2407,10  |
| Rueda<br>catalina N=26<br>y P=63,5 mm      | De fundición, long del cubo<br>=89 mm con un diámetro<br>=139mm                        | 2  | 850,50   |
| Rueda<br>catalina N=26<br>y P=63,5 mm      | De fundición, long del cubo<br>=114mm con un diámetro<br>=178mm                        | 2  | 720,50   |
| Rueda<br>catalina N=18<br>y P=76,2mm       | De fundición, long del cubo<br>=83 mm con un diámetro<br>=114mm                        | 8  | 2722,00  |
| Rueda<br>catalina N=18<br>y P=76,2mm       | De fundición, long del cubo<br>=83 mm con un diámetro<br>=114mm                        | 2  | 680,50   |

Tabla 4.45. Listado de costos de los componentes del sistema (continuación).

|                             |                                    |    |          |
|-----------------------------|------------------------------------|----|----------|
| Eje central                 | Acero AISI 4340                    | 1  | 12862,00 |
| Eje de transmisión          | Acero AISI 4340                    | 2  | 1569,6   |
| Eje de apoyo                | Acero AISI 4340                    | 6  | 4610,7   |
| Viga HEA 160                | Steel\A36                          | 5  | 25615,00 |
| Viga UPL 80                 | Steel\A36                          | 6  | 3204,60  |
| ECO 140 X 60                | Steel\A36                          | 5  | 2953,90  |
| ECO 120 X 60                | Steel\A36                          | 5  | 2289,00  |
| ECO 80 X 40                 | Steel\A36                          | 2  | 1689,50  |
| Chumacera de pie            | Modelo SY 2.11/16 TF<br>Marca SKF  | 2  | 396,60   |
| Chumacera de pie            | Modelo SY 60 TF<br>Marca SKF       | 14 | 2594,20  |
| Chumacera de pie            | Modelo SY 55 TF<br>Marca SKF       | 2  | 348,80   |
| Acople ST 700               | Marca Rex Coupling                 | 1  | 2159,80  |
| Actuador lineal sin vástago | DGPL-50-1400-PPV-A-BGF-KU-SH-D2-CT | 4  | 53681,67 |
| Actuador lineal con bloqueo | DNCKE-100-590-PPV-A                | 2  | 16350,00 |
| Actuador lineal con bloqueo | DNCKE-100-1720-PPV-A               | 2  | 21255,00 |

Tabla 4.45. Listado de costos de los componentes del sistema (continuación).

|                            |                                           |                |          |
|----------------------------|-------------------------------------------|----------------|----------|
| PLC 40E/40S                | Simatic S7-200, CPU 226                   | 1              | 3542,50  |
| Modulo de expansión        | Siplus EM221 para CPU 22X 8ED/16SD        | 2              | 2180,50  |
| Elementos mecánicos varios | Base de pistones, ganchos de cadena, etc. | 50             | 19075,50 |
| Micro Switch               | SR-3-E-SW 250VAc/250VDC                   | 10             | 3201,86  |
| Sensor Magnético           | SME -8-K-LED-24                           | 26             | 3354,48  |
| Montaje                    | -----                                     | 1              | 46064,91 |
| Transporte                 | -----                                     | 1              | 1000,00  |
| Total de inversión         |                                           | 281.817,35 BsF |          |

Cálculo del costo anual por operación.

Para el cálculo de los costos anuales de operación con la implementación del sistema de carga, descarga y transporte de bobinas textiles es necesario estimar el consumo en Bolívares de cada uno de los equipos y materiales requeridos para el funcionamiento del sistema.

Se tiene que la empresa labora 24 horas diarias por 6 días a la semana. Con la implementación del diseño, la empresa involucrará gastos en el uso del motorreductor presente en el sistema.

A continuación se estiman los costos anuales de este motorreductor:

- Consumo de electricidad del motorreductor.

Potencia de consumo = 4,1 kW (5,5 hp)

$$4,1kW \times \frac{9horas}{días} \times \frac{20días}{mes} \times \frac{12meses}{año} = 8862,48 \frac{kWh}{año}$$

El precio de kWh es de BsF. 0,20.

El costo del motorreductor por consumo eléctrico:  $1.772,496 \frac{BsF}{año}$

- Gastos de mantenimiento.

Tomando en cuenta que dicho mantenimiento se realizará con personal interno y estimando un mantenimiento preventivo de 3 horas al mes.

Salario de un electromecánico =  $55 \frac{BsF}{dia}$

$$2electromecanico \times \frac{55BsF}{dias} \times \frac{dias}{8horas} \times \frac{3horas}{mes} \times \frac{12meses}{año} = 495,00 \frac{BsF}{año}$$

El costo del mantenimiento preventivo:  $495,00 \frac{BsF}{año}$

El costo total al año es de 2.267,50 BsF/año

## 4.3.24.2. Cálculo del beneficio anual.

- Días de reposo por lesiones físicas.

Con la implementación de este dispositivo, se eliminaría el costo incurridos por reposos de trabajadores debido a lesiones físicas ocasionadas por el proceso actual. Considerando la data suministrada por la empresa (ver anexo A-2) de los días de reposo por operador para 9 meses, se calculó el promedio mensual.

$$R = \frac{(7+1+30+26+45+5+3+22+12)\text{días}}{9\text{meses}} = \frac{151\text{días}}{9\text{meses}} = 17\text{días}/\text{mes}$$

Donde:

R= días de reposo

Realizando la estimación de los días de reposo al año, se obtiene que:

$$R = 204\text{días}/\text{año}$$

El sueldo de 1 operario es 45 BsF/día, lo que equivale a 1.350 BsF/año.

$$\text{Beneficio} = 204\text{días}/\text{año} \times 45\text{BsF}/\text{día} = 9.180\text{BsF}/\text{año}$$

- Eliminación de un Operario.

Al implementar el sistema diseñado, se podría prescindir de un operario en el área de corte, lo que generaría para la empresa un beneficio en lo que respecta al salario del mismo.

$$\text{Salario} = 45 \frac{\text{Bs}}{\text{día}} \times 30 \frac{\text{días}}{\text{mes}} \times 12 \frac{\text{meses}}{\text{año}} = 16.200 \frac{\text{BsF}}{\text{año}}$$

#### Cálculo de Beneficios

##### S.S.O

S. S. O = [Sueldo básico x 12 meses / 52 semanas] x 4% x 5 semanas

$$S.S.O = \left( \frac{1350 \times 12}{52} \right) \times 0,04 \times 5 = 62,30 \frac{\text{BsF}}{\text{mes}}$$

##### Paro Forzoso

P. F. = Sueldo básico x 0,50% = Sueldo básicos x 20% x 2,5 %

$$P.F = 1.350 \times 0,005 = 6,75 \frac{\text{BsF}}{\text{mes}}$$

##### Política Habitacional

P. H. = Sueldo básico x 1%

$$P.H = 1.350 \times 0,001 = 1,35 \frac{\text{BsF}}{\text{mes}}$$

### Vacaciones

Vacaciones = (Sueldo Básico / 30 días) x 65 días

$$Vacaciones = 1.350 / 30 \times 65 = 2.925 \text{ BsF/año}$$

### Utilidades

Utilidades = (Sueldo Básico / 30 días) x 120 días

$$Utilidades = 1.350 / 30 \times 120 = 5.400 \text{ BsF/año}$$

### Prestaciones sociales

Antigüedad (año 1) = (Sueldo básico (BsF/día)) x 60 días/año

$$Antigüedad(año1) = 45 \times 60 = 2.700 \text{ BsF/año}$$

$$Beneficio = (16.200 + 2.925 + 5.400 + 2.700) \frac{\text{BsF}}{\text{año}} + (62,30 + 6,75 + 1,35) \times 12 \frac{\text{BsF}}{\text{año}}$$

$$Beneficio = 28.069,8 \frac{\text{BsF}}{\text{año}}$$

- Área desocupada

Al implementar este dispositivo, se desocuparía eliminaría el área que ocupan los carros Kanban cargados y una de las mesa de corte (Anexo A-3), la cual podría ser utilizada para cualquier otra actividad productiva de la empresa. El precio del alquiler de un área

de almacén en esa zona industrial es de aproximadamente  $17 \frac{BsF}{m^2 \times mes}$  y la que se desocupa es de  $110,36 m^2$  con la cual se obtiene un beneficio de:

$$Beneficio = 17 \frac{BsF}{m^2 \times mes} \times 110,36 m^2 \times 12 \frac{mes}{año} = 22.513,44 \frac{BsF}{año}$$

- Ahorro por penalizaciones legales

El artículo 119 de la Ley Orgánica de Prevención, Condiciones y Medio Ambiente de Trabajo<sup>[12]</sup>, específicamente en el punto 19, dice lo siguiente:

“Sin perjuicio de las responsabilidades civiles, penales, administrativas o disciplinarias, se sancionará al empleador o empleadora con multas de veintiséis (26) a setenta y cinco (75) unidades tributarias (U.T.) por cada trabajador expuesto cuando: No identifique, evalúe y controle las condiciones y medio ambiente de trabajo que puedan afectar tanto la salud física como mental de los trabajadores y trabajadoras en el centro de trabajo, de conformidad con lo establecido en esta Ley, su Reglamento o las normas técnicas”

El proceso de carga y descarga llevado a cabo actualmente atenta contra el cumplimiento de este artículo, lo que puede ocasionar que el Instituto Nacional de Prevención de Salud y Seguridad Laborales (INSASEL) aplique una multa a la empresa por incurrir en

dicha falta. En el área de corte laboran aproximadamente 15 operarios y considerando una multa de 60 U.T. al año por cada trabajador expuesto, se tiene un ahorro de:

$$\text{Ahorro} = 60 U.T \times 49 \frac{BsF}{U.T} \times 15 = 44.100 \frac{BsF}{\text{año}}$$

El beneficio total de proyecto se obtiene realizando la suma de cada uno de los beneficios parciales obtenidos con la implementación del dispositivo, como se muestra a continuación.

$$\text{Beneficio}_T = (9.180 + 28.069,8 + 22513,44 + 44100) \frac{BsF}{\text{año}} = 103.863,24 \frac{BsF}{\text{año}}$$

#### 4.3.24.3. Determinación del Tiempo de Pago del proyecto (TP)

El tiempo de pago es un modelo de evaluación que mide el tiempo, en años, requeridos para que los flujos monetarios netos recuperen la inversión inicial a una tasa mínima de rendimiento igual a cero, es decir, es determinar cuan rápido se recupera la inversión de capital.<sup>[8]</sup>

Desde el punto de vista del tiempo de pago un proyecto de inversión es aceptable si la inversión inicial de capital se logra recuperar en un tiempo menor o igual a un valor límite establecido por los inversionistas denominado tiempo de pago crítico (TPC).<sup>[8]</sup>

$$TP \leq TPC$$

Se determina un TP hasta que el valor de éste, de mayor o igual a cero, es decir el proyecto empieza a recibir ganancias a partir de este TP.

A continuación se realiza el cálculo del tiempo de pago con los siguientes valores:

TPC = Tiempo de pago critico = 5 años

II = Inversión inicial = 281.817,35 BsF.

F = Flujo neto monetario =  $(103.863,24 - 2.267,49) \frac{\text{BsF}}{\text{año}} = 101.599,74 \frac{\text{BsF}}{\text{año}}$  con

una variación del 5% anual.

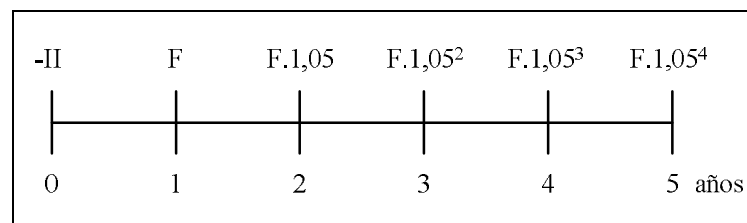


Figura 4.76. Escala de tiempo de pago.

Entonces

$$TP_1 = II + F = -180.217,61 \text{BsF.}$$

$$TP_2 = -TP_1 + F \times 1,05 = -73.537,88 \text{BsF.}$$

$$TP_3 = -TP_2 + F \times 1,05^2 = 38.475,83 \text{BsF.}$$

La inversión inicial se recupera en el tercer año y se comienza a recibir ganancias. Entonces  $TP = 3$  y  $TPC = 5$ , es decir,  $TP < TPC$ , por lo tanto el proyecto es rentable.

---

## **CONCLUSIONES**

El diseño de este sistema permitirá a la empresa mejorar las condiciones del medio ambiente de trabajo, evitando lesiones y accidentes a sus trabajadores, al eliminar el esfuerzo que estos realizan cuando cargan manualmente las bobinas, ya que sus actividades estarán dirigidas a la alimentación y el control de un sistema mecánico automatizado.

Con el sistema propuesto, el proceso de carga y alimentación se realizaría automáticamente por un solo operario, evitando que éste realice algún esfuerzo físico y garantizando el cumplimiento de lo establecido en la Ley Orgánica de Prevención, Condiciones y Medio Ambiente de Trabajo (LOPCYMAT).

Con la implementación de este proyecto se eliminará una de las mesas de tendido y la operación de transporte de carros (Kankan) cargados, desocupando un área de 110,36m<sup>2</sup>, pudiendo ser utilizada para cualquier otro proceso productivo de la empresa.

Este sistema está diseñado para ser manipulado por un solo operario, lo cual permitiría ubicar a uno de ellos en otra actividad productiva o prescindir de él.

El sistema de control diseñado garantizaría que el proceso de corte de material en paños y la carga de bobinas, se realicen en forma simultánea.

---

El desarrollo del proyecto, está basado en una mejora ergonómica para los operarios del área de corte, por lo tanto, en el estudio económico se consideró sólo el Tiempo de Pago, como indicador para evaluar rentabilidad. Dando como resultado un proyecto rentable ya que se recupera la inversión en 3 años.

## **NOMENCLATURA**

| Variable  | Descripción                                         | Unidad     |
|-----------|-----------------------------------------------------|------------|
| $h_{mr}$  | Altura del motorreductor                            | $mm$       |
| $l_{bd}$  | Altura sometida a compresión de la base de descarga | $mm$       |
| $bg_g$    | Ancho de la soldadura del gancho.                   | $mm$       |
| $b$       | Ancho de la soldadura del gancho.                   | $mm$       |
| $w_{mr}$  | Ancho del motorreductor                             | $mm$       |
| $\alpha$  | Angulo de arroyo.                                   | $^{\circ}$ |
| $\beta_m$ | Ángulo de fuerza de rueda conducida                 | $^{\circ}$ |
| $A_{sg}$  | Área sometida a esfuerzo de la soldadura del gancho | $mm^2$     |
| $A_{gd}$  | Área de la guía de descarga.                        | $mm^2$     |
| $A_b$     | Área transversal del tornillo                       | $mm^2$     |
| $Zr$      | Arranques en una hora                               | $arranq/h$ |
| $A_{bd}$  | Área sometida a compresión de la base de descarga   | $m^2$      |
| $C$       | Capacidad de carga                                  | $N$        |
| $C_0$     | Capacidad de carga dinámica                         | $N$        |
| $Carga$   | Carga de la cadena                                  | $kg$       |
| $clc$     | Carga lineal de la cadena                           | $Kg/m$     |
| $Pa$      | Carga de diseño                                     | $Kg$       |
| $Padm$    | Carga admisible                                     | $Kg$       |
| $Po$      | Carga de entrada en la rueda motriz                 | $Kg$       |

|                    |                                           |          |
|--------------------|-------------------------------------------|----------|
| $P$                | Carga dinámica.                           | $N$      |
| $C_{act}$          | Carrera del actuador                      | $mm$     |
| $c_g$              | Centro de gravedad del gancho             | $mm$     |
| $F_{bd}$           | Carga de compresión                       | $N$      |
| $Km$               | Constante de rigidez del material         | $MN/m$   |
| $E$                | Corrección por velocidad                  | --       |
| $\theta_o$         | Deflexión angular                         | $rad$    |
| $g_{gd}, g_{bd}$   | Deformación estática de compresión        | $m$      |
| $dens\_ac$         | Densidad del acero                        | $Kg/m^3$ |
| $R$                | Días de reposo.                           | $días$   |
| $D_{2m}$           | Diámetro de la rueda conducida            | $m$      |
| $D_{1m}$           | Diámetro de la rueda conductora           | $m$      |
| $d$                | Diámetro del tornillo.                    | $mm$     |
| $D_G$              | Diámetro del punto del G del eje central. | $mm$     |
| $D, D_{es}$        | Diámetro.                                 | $m$      |
| $dch$              | Distancia entre centros horizontal.       | $m$      |
| $dcv$              | Distancia entre centros vertical.         | $m$      |
| $D_{adt}$          | Distancia real entre aditamentos.         | $m$      |
| $\sigma_g$         | Esfuerzo a la flexión                     | $Pa$     |
| $\tau_g$           | Esfuerzo de corte en el gancho            | $Pa$     |
| $\sigma_{eq}$      | Esfuerzo equivalente                      | $Pa$     |
| $S_{gd}, S_{bd}$   | Esfuerzo estático de compresión           | $Pa$     |
| $\sigma_{corte}$   | Esfuerzo por corte                        | $MPa$    |
| $\tau_R$           | Esfuerzo resultante en la soldadura       | $MPa$    |
| $e_g$              | Espesor del gancho.                       | $mm$     |
| $K$                | Exponente de vida nominal                 | --       |
| $F_{igc}, F_{ibd}$ | Factor de impacto                         | $MPa$    |

|               |                                                         |            |
|---------------|---------------------------------------------------------|------------|
| $K_t$         | Factor de concentración de esfuerzo                     | --         |
| $C_s, C_r$    | Factor de corrección                                    | --         |
| $C_{ramal}$   | Factor de ramal.                                        | --         |
| $v$           | Factor de giro de rodamiento.                           | --         |
| $F_s, F_{sg}$ | Factor de seguridad.                                    | --         |
| $N$           | Factor de seguridad.                                    | --         |
| $f_s$         | Factor de servicio.                                     | --         |
| $F$           | Flujo neto monetario                                    | $BsF$      |
| $F$           | Fuerza                                                  | $N$        |
| $F_g$         | Fuerza del gancho                                       | $N$        |
| $Q$           | Flujo de material.                                      | $Kg/s$     |
| $F_G$         | Fuerza resultante en el punto G                         | $Kgf$      |
| $F_{gd}$      | Fuerza de la guía de descarga                           | $N$        |
| $Fr_{1m}$     | Fuerza resultante en el eje central por rueda conducida | $N$        |
| $g$           | Gravedad                                                | $m/s^2$    |
| $II$          | Inversión inicial                                       | $BsF$      |
| $im$          | Intervalo mínimo entre arranques                        | $s/arranq$ |
| $l_{mr}$      | Longitud axial del motorreductor                        | $mm$       |
| $l_c$         | Longitud de la cadena                                   | $m$        |
| $L_{max}$     | Longitud libre no apoyada                               | $mm$       |
| $l_{real}$    | Longitud real de la cadena                              | $m$        |
| $l_r$         | Longitud de rosca                                       | $mm$       |
| $L_o$         | Longitud del eje                                        | $m$        |
| $l_{es}$      | Longitud del eje del seguidor                           | $mm$       |
| $l_v$         | Longitud del vástago                                    | $mm$       |
| $P_{mr}$      | Masa del motorreductor                                  | $Kg$       |
| $mb$          | Masa máxima por bobina                                  | $Kg$       |

|                |                                                  |           |
|----------------|--------------------------------------------------|-----------|
| $y_{max_m}$    | Máxima deformación permitida por metro           | $mm$      |
| $y_{max}$      | Máxima deformación en longitud no apoyada        | $m$       |
| $E$            | Módulo de elasticidad.                           | $MPa$     |
| $G$            | Módulo de rigidez                                | $GPa$     |
| $M_T, M_t$     | Momento torsor                                   | $N.m$     |
| $I$            | Momento de inercia                               | $m^4$     |
| $M_g$          | Momento flector máximo                           | $N.m$     |
| $J$            | Momento polar de inercia                         | $m^4$     |
| $M_{t1m}$      | Momento torsor de la rueda conducida             | $N.m$     |
| $M_{t2m}$      | Momento torsor de la rueda conductora            | $N.m$     |
| $M_2$          | Momento torsor de salida del motorreductor       | $N.m$     |
| $M_g$          | Momento flector                                  | $N.m$     |
| $Z_{2m}$       | Número de dientes de la rueda motora             | --        |
| $Z_{1m}$       | Número de dientes de la rueda conducida          | --        |
| $Z$            | Número de artículos por unidad de longitud.      | $Art/m$   |
| $N_c$          | Número de ramales cadena de transporte.          | --        |
| $N_c$          | Número de ramales cadena de potencia.            | --        |
| $eff$          | Número de reducciones internas del motorreductor | --        |
| $P_m$          | Paso de cadena de potencia                       | $m$       |
| $P_{adt}$      | Paso de aditamentos                              | $m$       |
| $P.F$          | Paro Forsoso                                     | $BsF/mes$ |
| $P_{seguidor}$ | Peso del seguidor                                | $N$       |
| $P_{cadena}$   | Peso de la cadena                                | $Kg/m$    |
| $P_{adt}$      | Peso del Aditamento                              | $Kg$      |
| $P.H.$         | Política habitacional                            | $BsF/mes$ |
| $Pot_m$        | Potencia a transmitir de la cadena               | $W$       |
| $Pot_{calc}$   | Potencia calculada del motorreductor.            | $W$       |

|           |                                                  |           |
|-----------|--------------------------------------------------|-----------|
| $Pr_1$    | Potencia requerida del motorreductor.            | $W$       |
| $Pn_1$    | Potencia real del motorreductor.                 | $W$       |
| $Sn$      | Resistencia a la fatiga                          | $Pa$      |
| $Sn'$     | Resistencia a la fatiga corregida de vida finita | $Pa$      |
| $Kb$      | Rigidez del tornillo                             | $MN/m$    |
| $I_u$     | Segundo momento de área unitario                 | $m^3$     |
| S.S.O.    | Seguro social obligatorio                        | $BsF/mes$ |
| $w_{1m}$  | Velocidad angular de la rueda conducida          | $rad/s$   |
| $n_2$     | Velocidad angular de salida del motorreductor    | $rad/s$   |
| $w_{mr}$  | Velocidad angular de salida de la caja           | $rad/s$   |
| $w_{2m}$  | Velocidad angular de la rueda conductora         | $rad/s$   |
| $TP$      | Tiempo de pago                                   | $años$    |
| $Po$      | Tracción de la cadena de transporte              | $Kgf$     |
| $L_1$     | Tramo horizontal                                 | $m$       |
| $L_2$     | Tramo Vertical                                   | $m/s$     |
| $V$       | Velocidad lineal                                 | $m/s$     |
| $Vi_{bd}$ | Velocidad de impacto                             | $m/s$     |
| $L_{10h}$ | Vida nominal, Horas de Funcionamiento            | $m^3$     |

---

## BIBLIOGRAFÍA

1. Andrew, P. y Jaan, K. (1999). ***Ingeniería mecánica. Dinámica.*** (2ª Edición). México: International Thomson Editores, S.A.
2. Avallone, A. y Baumeister, T. (2001). ***Manual del ingeniero mecánico*** (9ª Edición). México: Mc Graw Hill.
3. Bavaresco, A (2001). ***Proceso Metodológico de la Investigación.*** Cuarta Edición. Editorial de la universidad del Zulia.
4. Bougrant, J y Ferreira, J. (1992). ***Estudio de la factibilidad Económica de diseñar un sistema de elevación de bobinas de aluminio en el laminador cuarto-intermedio de ALCASA-Guacara.*** Trabajo Especial de Grado. Universidad Tecnológica del Centro (UNITEC). Guacara.
5. Colmenares, A y Coronado, N. (2002). ***Diseño de un sistema de descarga en la línea de formado de largueros para camiones.*** Trabajo Especial de Grado. Universidad de Carabobo. Valencia.
6. Prieto, Cesar. (1982). ***Fundamentos y Metodología para el Proyecto de Cintas y Cadenas Transportadoras.*** (Edición revisada), Universidad de Carabobo, Valencia.
7. Gámez, B. (2001). ***Guía de elementos de máquinas I.*** Universidad de Carabobo. Valencia.

- 
8. Giugni de Alvarado, Luz y otros. (2001). ***Evaluación de proyectos de inversión***. (2<sup>a</sup> Edición). Valencia: Universidad de Carabobo. Valencia.
  9. Güecha, J y Nodar, J (2004). ***Rediseño de un sistema mecánico automatizado de carga y descarga de largueros en la prensa de templado***. Trabajo Especial de Grado. Universidad de Carabobo. Valencia.
  10. Jensen, C. (1995). ***Dibujo y diseño de ingeniería***. México: Mc Graw Hill.
  11. Joseph, B. José, R. (1998). ***Autómatas programables***. México: Alfaomega grupo editor S.A.
  12. 12. ***Ley Orgánica de Prevención, Condiciones y Medio Ambiente de Trabajo***. Reglamento y Sanciones. Gaceta oficial N° 38.596. Enero 2007.
  13. Mott, R. (1992). ***Diseño de elementos de máquinas*** (2<sup>a</sup> Edición). México: Prentice Hall Hispanoamericana.
  14. Nortón, R. (1999). ***Diseño de máquinas***. México: Prentice Hall.
  15. Resnick, H. (1978). ***Física***. (Parte I). México: Editorial Continental.



16. Shigley, J. (1995). **Diseño en ingeniería mecánica** (5<sup>a</sup> Edición). México: Mc Graw Hill.
17. Vilchez, N. (1999). **Estrategias creativas en el diseño mecánico**. Universidad de Carabobo, Valencia.

Páginas Web consultadas:

18. [www.Rex.com](http://www.Rex.com)
19. [http://es.wikipedia.org/wiki/Proceso\\_de\\_fabricaci%C3%B3n](http://es.wikipedia.org/wiki/Proceso_de_fabricaci%C3%B3n)
20. [http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2\\_III\\_2.html](http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2_III_2.html)
21. [www.festo.com](http://www.festo.com)
22. [www.skf.com](http://www.skf.com)
23. [www.monografias.com/trabajos10/motore/motore.shtml](http://www.monografias.com/trabajos10/motore/motore.shtml)
24. [www.Hitachi.com](http://www.Hitachi.com)

## **RECOMENDACIONES**

Implementar este proyecto debido a que el mismo le permitirá a la empresa mantenerse dentro del marco legal, en lo que respecta a la normativa de la Ley Orgánica de Prevención, Condiciones y Medio Ambiente de Trabajo.

Realizar la automatización del proceso de corte de tela en paños, el cual podría ser accionado por las entradas sobrantes del PLC del sistema diseñado. Esto con el objetivo de agilizar dicho proceso y así evitar que la implementación de este proyecto ocasione cuellos de botella.

Realizar un manual de operación del dispositivo diseñado como base para entrenamientos a los operarios asignados al área, con el objetivo de garantizar el correcto funcionamiento del equipo y la seguridad de los trabajadores al operar el mismo.

Colocar una línea de seguridad a 200 mm de cada lado del área ocupada por el sistema para evitar posibles accidentes.

Realizar al sistema diseñado, rutinas de mantenimiento preventivo, que englobe desde actividades diarias, las cuales realizaría el operador del sistema, hasta rutinas más técnicas, realizadas por el personal de mantenimiento, que podrían variar desde una simple inspección visual hasta el cambio de piezas, cada cierta cantidad de horas trabajadas.

Adquirir un UPS, que garantice el funcionamiento del sistema de control el tiempo necesario, para culminar cualquiera secuencia activada al momento de ocurrir la falla eléctrica.

UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
COORDINACIÓN DE PROYECTO DE GRADO

### **SINOPSIS DEL PROYECTO DE GRADO**

**TITULO DEL TRABAJO:** “DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE, CARGA Y DESCARGA DE BOBINAS TEXTILES”

**SINOPSIS:** En el presente trabajo especial de grado, se realizó el diseño de un sistema de transporte, carga y descarga de bobinas textiles. El modelo de investigación utilizado para el diseño se enfoca en un sistema de transporte tipo cangilones, cuya función es garantizar el posicionamiento de bobinas en las estaciones de carga y alimentación. Este diseño esta integrado por motorreductor con freno, pistones neumáticos autobloqueantes y sensores de posición que permiten la carga y descarga de las bobinas. En el trabajo se propone un sistema de control basado en lógica programada (PLC) para sincronizar la marcha y parada del motorreductor y los pistones y la sincronización de los demás elementos de control. Finalmente se determinó la factibilidad económica para la implementación del proyecto.

#### **ESTUDIANTE**

CEDULA DE IDENTIDAD

NOMBRE

FIRMA

V-11.762.654

Armada S. José I

#### **JURADO**

PROFESOR GUÍA

NOMBRE

FIRMA

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_