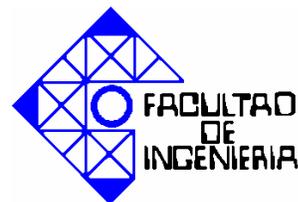




**UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA UN BANCO DE  
TREFILADO DE BARRAS DE ACERO.**

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE  
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TITULO DE  
INGENIERO MECÁNICO**

**CARLOS E. HERNÁNDEZ GÓMEZ**

**LUÍS C. TOVAR LOPEZ**

**VALENCIA. NOVIEMBRE 2.008.**



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



**DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA UN BANCO DE  
TREFILADO DE BARRAS DE ACERO.**

**CARLOS E. HERNÁNDEZ GÓMEZ**

**LUÍS C. TOVAR LOPEZ**

**TUTOR ACADÉMICO: ING. MARÍA L. OCHOA**

**VALENCIA. NOVIEMBRE 2.008.**



---

## AGRADECIMIENTO

*A DIOS*, por estar con nosotros en cada paso que damos, por fortalecer nuestros corazones e iluminar nuestras mentes. Gracias por haber puesto en nuestro camino a todas aquellas personas que han sido nuestro soporte y compañía durante nuestras vidas.

*A NUESTROS PADRES*, porque gracias a su cariño, guía y apoyo hemos llegado a realizar uno de los anhelos más grandes de la vida, fruto del inmenso amor y confianza que en nosotros se depositó; logrando terminar así nuestros estudios profesionales que constituyen el legado más grande que pudiéramos recibir y por lo cual les viviremos eternamente agradecidos.

*A NUESTROS FAMILIARES*, como un testimonio de gratitud por el gran apoyo brindado durante los años más difíciles y más felices de nuestras vidas.

*A NUESTRAS NOVIAS*, porque son de las personas que todo lo comprenden y dan lo mejor de sí mismas sin esperar nada a cambio, porque saben escuchar y brindar ayuda cuando es necesario, porque nos han dado su amor, cariño y compañía.

*A NUESTROS AMIGOS*, por ayudarnos a crecer y madurar como persona y por estar siempre con nosotros, apoyándonos en todo momento. Y por seguir soportándonos y siendo parte de nuestras vidas.

*A NUESTROS PROFESORES*, porque hemos llegado al final de este camino y en nosotros han quedado marcadas huellas profundas de éste recorrido, porque son personas con una gran calidad humana, capaces de transmitir muchos más que sus conocimientos, por ser capaces de apoyarnos y ser excelentes amigos.



## DEDICATORIA

*A DIOS.* Por ser el pilar que me sostiene, por llenarme de tu amor y tu paz para poder recorrer los caminos y superar los obstáculos que me presenta la vida, por ser ese amigo que se encuentra a mi lado en los momentos más difíciles. Y gracias especialmente por proteger toda esa gente bella que tengo a mí alrededor, aquellas personas que están allí desde mi nacimiento e inclusive aquellas que han ido formando parte de mí a través de los años.

*A MI MADRE, GORETT.* No tengo palabras capaces de describir lo que siento al momento de dedicarte estas líneas. Es un orgullo indescriptible ser tu hijo. Ser hijo de una mujer completa y emprendedora, que no se deja vencer por los obstáculos y que cada momento consigue la oportunidad de demostrarme cuanto amor lleva dentro, y espero que esta meta que acabo de alcanzar, consiga retribuir un poquito de lo mucho que tú me has dado. Simplemente TE AMO MADRE.

*A MI PADRE, JUAN.* Por cosas del destino no estás aquí a mi lado, pero desde los cielos me estas observando, y en este día debes de estar muy orgulloso, porque ya alcance una de las metas que tu siempre soñaste. Pues si papá, esta carrera de ingeniería también lleva un poco de ti. Te extraño. Espero estés cuidando a mi hermano y a mí desde allá arriba.

*A MI HERMANO, JUAN A.* Solo puedo pensar en que a tu lado he vivido cada uno de los momentos de mi vidas, tanto los malos como los buenos. Haz estado conmigo en muchas aventuras como en muchas adversidades pero eso sí, siempre allí. Hermano siempre has sido un amigo fiel y eso nunca lo olvidaré. TE QUIERO MUCHO.



A **MI NOVIA**, Le dedico este trabajo porque ha sabido ser la persona que cualquier hombre quisiera tener a su lado, eres una mujer llena de sueños y con ganas de alcanzarlos, cada día me llenas de amor y fuerzas para seguir adelante, me contagias de tu entusiasmo y de tus ganas de luchar por una vida. Lixmar este es el fin de una etapa, que se convertirá en el nacimiento de nuevas metas, así que espero que siempre estés allí conmigo. TE AMO

A **MI COMPAÑERO**, que te puedo decir, haz sido mi amigo desde el primer semestre y ya estamos en el último, parece que fue ayer cuando soñábamos con este momento, con el día que nos graduáramos y ahora esta tan cerca, gracias por estar siempre allí, somos un bueno grupo de estudio y de trabajo. Luis espero siempre contar contigo, tu sabes que siempre contarás conmigo.

A **MIS AMIGOS**, les dedico este logro, ya que gracias a ustedes podido culminar esta etapa. Porque cada uno de ustedes forma parte de un pedazo de mi vida y cada uno tiene un espacio en mi corazón. Además debo aprovechar para agradecerles que sean mis amigos, Elisa Bello, Luis Valladares, Enrique Briceño, Martha Quiroz, Edward Camacho, María Ramos, Luis Puerta, nuevamente gracias por estar allí. Espero no haber dejado a nadie afuera. Los quiero mucho.

A **MIS PROFESORES**, se los dedico porque a través de ellos logré culminar esta etapa tan importante de mi vida, son aquellos que hicieron posible que creciera en nosotros un profesional integro y forjaron los ingenieros de este presente. Gracias a mi tutora María Ochoa, a mis jurados Lin Hurtado, Adriana Herrera, David Ojeda. Y a cada uno de los profesores que estuvieron presentes durante mí recorrido por la univ. Edwin Peña, Luis Valles, Luis Escalona, Luis Sidorovas, Nelson Vilchez, Omar Osman, entre otros.

*Carlos E. Hernández G.*



Primeramente dedico este trabajo **A DIOS**, quien ha estado presente en cada momento, me ha dado todo cuanto he necesitado para la consecución de mis metas, me ha iluminado día a día dándome conocimiento, sabiduría, fortaleza y me ha rodeado del amor y el cariño de mis seres queridos.

**A MI MADRE, RAIZA LOPEZ**, quien siempre se ha sacrificado por mí, y ha estado allí día a día a mi lado, dándome su amor y su cariño incondicional, siempre alentándome, comprendiéndome y preocupándose por mí, toda mi vida has sido y serás un ser especial y maravilloso, siempre has estado allí para mi, y ahora que está por empezar una nueva etapa en mi vida quiero que sepas que siempre podrás contar conmigo, soy lo que soy hoy gracias a ti, por eso este logro y cada uno en mi vida es tan tuyo como mío mamá.

**A MIS TÍAS Y A MI ABUELA** quienes han sido cada una de ellas segundas madres para mí, siempre me han brindado su apoyo incondicional, su amor y su cariño, han hecho que cada momento en mi vida sea más agradable, siempre han estado conmigo, cuidándome y preocupándose por mí, tengo mucho en mi vida que agradecerles. **A MIS TÍOS**, quienes han sido ejemplos a seguir, son como padres para mí, siempre ayudándome y aconsejándome, brindándome su apoyo y su experiencia, son fuente de inspiración para mí. **A MI HERMANO** que con su forma de ser y con sus locuras llena cada momento de alegría, y de risas, gracias por tu admiración, tienes un gran talento y me siento muy orgulloso de ti.

A mi compañero de tesis y gran amigo **CARLOS HERNÁNDEZ**, quien ha sido en estos años casi un hermano para mí, cada día desde el primer semestre luchando juntos para alcanzar nuestros ideales, gracias por toda tu confianza y por abrirme las puertas de tu casa, todo el esfuerzo, la dedicación y el empeño pronto tendrán sus frutos, espero siempre estés presente como el gran amigo que has sido para mí todo estos años.



**A la Sra. CARMEN ROSA BLANCO y al Sr. JESUS ARISTIDES RAMOS** quienes durante estos últimos años me han brindado su cariño, apoyo y confianza, han sido casi una segunda familia para mí. Muchas gracias por todo su apoyo y sus buenos deseos

**A MIS AMIGOS**, con quienes compartí momentos buenos y no tanto, pero siempre disfrutando de la vida y pasándola bien, han sido un gran apoyo, y siempre los tendré presentes les deseo a todos lo mejor.

A la **Sra. GORETT GOMEZ**, quien me ha abierto las puertas de su casa donde pase incontables días, siempre dispuesta a ayudarme en todo lo posible muchas gracias por todo su apoyo

**A TODOS LOS PROFESORES** quienes me han formado no solo para ser ingeniero, sino para enfrentarme a toda una nueva etapa de mi vida, en especial a los profesores Luis Valles, Luis Sidorovas, Luis Escalona, y Raymundo Case, con quienes tuve el agrado de compartir un poco más y han sido modelos a seguir

Y por ultimo dedico el presente trabajo a una persona muy especial, quien ha estado a mi lado desde el primer día, brindándome su amistad, su cariño, su comprensión y su amor, **MI NOVIA MARÍA DEL PILAR RAMOS BLANCO**, no hay palabras que describan todo lo que significas para mi, has hecho una gran diferencia en mi vida, tu presencia cada día me ha dado la fortaleza y el optimismo necesarios para seguir adelante, me haces ver un mundo totalmente diferente y me haces ser mejor, siempre dispuesta a escucharme, preocupándote por mí, luchando por nuestros sueños, has hecho de estos años los más felices de mi vida, Te amo muchísimo.

Luis C. Tovar L.



## ÍNDICE GENERAL

<b>ÍNDICE GENERAL</b>	<b>i</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b>	<b>v</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b>	<b>ix</b>
<b>LISTA DE VARIABLES</b>	<b>xi</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO I</b>	<b>5</b>
<b>I. TÍTULO DEL TRABAJO</b>	<b>5</b>
<b>I.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.</b>	<b>4</b>
<b>I.2. OBJETIVOS.</b>	<b>7</b>
<b>I.2.1. Objetivo general.</b>	<b>7</b>
<b>I.2.2. Objetivos específicos.</b>	<b>7</b>
<b>I.3. LIMITACIONES</b>	<b>7</b>
<b>I.4. DELIMITACIONES Y/O ALCANCES.</b>	<b>7</b>
<b>I.5. JUSTIFICACIÓN.</b>	<b>8</b>
<b>CAPÍTULO II</b>	<b>11</b>
<b>II.1. ANTECEDENTES</b>	<b>11</b>
<b>II.2. MARCO TEÓRICO</b>	<b>12</b>
<b>II.2.1. Trefilado.</b>	<b>12</b>
<b>II.2.2. Automatización</b>	<b>14</b>
<b>CAPÍTULO III</b>	<b>33</b>
<b>III. MARCO METODOLÓGICO.</b>	<b>33</b>



<b>III.1. NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN</b>	<b>33</b>
<b>III.2. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN</b>	<b>33</b>
<b>CAPÍTULO IV</b>	<b>37</b>
<b>IV. DISEÑO GENERAL DEL SISTEMA AUTOMATIZADO</b>	<b>37</b>
<b>IV.1. DISEÑO DEL SISTEMA AUTOMATIZADO DE TREFILADO DE BARRAS.</b>	<b>38</b>
<b>IV.1.1. Descripción del sistema automatizado de trefilado de barras.</b>	<b>38</b>
<b>IV.1.2. Diagrama fase-tiempo del proceso de trefilado automatizado.</b>	<b>42</b>
<b>IV.1.3. Descripción secuencial de las etapas del sistema automatizado</b>	<b>43</b>
<b>IV.1.4. Instalación del sensor magnético de posición.</b>	<b>50</b>
<b>IV.1.5. Sistema de control</b>	<b>51</b>
<b>IV.1.6. Sistema con lógica cableada.</b>	<b>51</b>
<b>IV.1.7. Sistema con controlador de lógica programable (PLC).</b>	<b>53</b>
<b>IV.1.8. Criterios de selección de sistemas de control.</b>	<b>55</b>
<b>IV.2. DISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA</b>	<b>56</b>
<b>IV.2.1. Mesa de alimentación de barras</b>	<b>56</b>
<b>IV.2.2. Selección de mordazas automáticas para sistema de alimentación y el carro de trefilado.</b>	<b>58</b>
<b>IV.2.3. Bastidor para mordaza de alimentación.</b>	<b>58</b>
<b>IV.2.4. Carro de trefilado.</b>	<b>59</b>
<b>IV.2.5. Carro de descarga.</b>	<b>62</b>
<b>CAPÍTULO V</b>	<b>67</b>
<b>V. SELECCIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES</b>	



---

<b>DEL SISTEMA AUTOMATIZADO Y FACTIBILIDAD ECONÓMICA.</b>	<b>67</b>
<b>V.1. SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES.</b>	<b>67</b>
V.1.1. Selección de actuadores neumáticos.	67
V.1.2. Válvulas.	74
V.1.3. Sensores de presión (presostato).	79
V.1.4. Unidad de mantenimiento.	79
V.1.5. Válvulas reguladoras de caudal unidireccionales.	80
V.1.6. Válvula de escape rápido.	81
V.1.7. Racores.	82
V.1.8. Silenciadores.	82
V.1.9. Tubos flexibles.	83
V.1.10. Sensor magnético de posición.	83
V.1.11. Sensor optoelectrónico de barrera de luz.	83
V.1.12. Sensor inductivo.	84
V.1.13. Relés	84
<b>V.2. FACTIBILIDAD ECONÓMICA.</b>	<b>88</b>
V.2.1. Costo del proyecto.	88
V.2.2. Análisis de factibilidad.	89
<b>CAPÍTULO VI</b>	<b>97</b>
CONCLUSIONES	97
RECOMENDACIONES	98
BIBLIOGRAFÍA	99
<b>APÉNDICE I</b>	<b>105</b>
<b>1.1. DISEÑO DE LA MESA DE ALIMENTACIÓN</b>	<b>105</b>
1.1.1. Diseño de las vigas longitudinales de 6 m	105
1.1.2. Estructura paralelepípedica.	113



<b>1.1.3. Columnas de soporte.</b>	<b>118</b>
<b>1.2. SELECCIÓN DE LAS MORDAZAS</b>	<b>122</b>
<b>1.3. DISEÑO DEL BASTIDOR.</b>	<b>124</b>
<b>1.4. DISEÑO DEL CARRO DE TREFILADO.</b>	<b>130</b>
<b>1.5. DISEÑO DEL CARRO DE DESCARGA.</b>	<b>139</b>
<b>1.6. DISEÑO DEL SISTEMA DE RETORNO.</b>	<b>143</b>
<b>1.7. DISEÑO DE LAS SOLDADURAS.</b>	<b>148</b>
<b>APÉNDICE II</b>	<b>165</b>
<b>2.1.1. Determinación de la carrera para cada cilindro.</b>	<b>165</b>
<b>2.2.1. Cálculo de la fuerza requerida por cada cilindro.</b>	<b>170</b>
<b>2.3.1. Cálculo de las características geométricas.</b>	<b>180</b>
<b>2.4.1. Cálculo de las velocidades de funcionamiento de los cilindros.</b>	<b>183</b>
<b>2.5.1. Caudales necesarios para el funcionamiento de los cilindros.</b>	<b>185</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>191</b>



## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>CAPÍTULO II</b>	<b>11</b>
<b>II.1 Proceso de trefilado.</b>	<b>12</b>
<b>II.2 Esquema del proceso de trefilado.</b>	<b>13</b>
<b>II.3 Estructura de un sistema neumático.</b>	<b>15</b>
<b>II.4 Áreas tecnológicas involucradas en la automatización Industrial</b>	<b>18</b>
<b>II.5 Funcionamiento de un sensor inductivo.</b>	<b>21</b>
<b>II.6 Funcionamiento del sensor capacitivo.</b>	<b>23</b>
<b>II.7 Sensor reed.</b>	<b>23</b>
<b>II.8 Tipos de sensores optoelectrónicos basados en su mecánica de funcionamiento.</b>	<b>25</b>
<b>II.9 Electroválvulas distribuidoras.</b>	<b>28</b>
<b>CAPÍTULO IV</b>	<b>37</b>
<b>IV.1 Diagrama del proceso de trefilado automatizado.</b>	<b>39</b>
<b>IV.2 Sistema neumático del proyecto.</b>	<b>41</b>
<b>IV.3 Diagramas de fase tiempo.</b>	<b>42</b>
<b>IV.4 Sensor inductivo de presencia de barra B1.</b>	<b>43</b>
<b>IV.5 Sensor optoelectrónico de barrera B7.</b>	<b>44</b>
<b>IV.6 Entrada de la barra a la mordaza 1 por acción del cilindro 1.0.</b>	<b>44</b>
<b>IV.7 Bastidor con la mordaza 1 en su posición inicial y su sensor de posición B4.</b>	<b>45</b>
<b>IV.8 Bastidor con la mordaza 1 en su posición final y su sensor de posición B5.</b>	<b>46</b>
<b>IV.9 Sensor de posición optoelectrónico B6 y mordaza 2.</b>	<b>47</b>
<b>IV.10 Carro en la posición final y barra trefilada.</b>	<b>47</b>



<b>IV.11 Carro de descarga en las posiciones de extensión y retracción.</b>	<b>48</b>
<b>IV.12 Elevación de los brazos de descarga.</b>	<b>49</b>
<b>IV.13 Instalación de sensores de posición magnéticos.</b>	<b>50</b>
<b>IV.14 Configuración de circuito de lógica cableada.</b>	<b>52</b>
<b>IV.15 Control del PLC.</b>	<b>53</b>
<b>IV.16 Diagrama escalera.</b>	<b>54</b>
<b>IV.17 Mesa de alimentación de barras.</b>	<b>57</b>
<b>IV.18 Bastidor de la mordaza 1.</b>	<b>59</b>
<b>IV.19 Carro de trefilado.</b>	<b>60</b>
<b>IV.20 Guía de rieles</b>	<b>61</b>
<b>IV.21 Carro de descarga.</b>	<b>63</b>
<b>CAPÍTULO V</b>	<b>67</b>
<b>V.1 Puntos de interés para el cálculo de la carrera del cilindro 1.0.</b>	<b>69</b>
<b>V.2 Diagrama de cuerpo libre de la barra a empujar.</b>	<b>69</b>
<b>V.3 Grafica carrera en función de la carga.</b>	<b>72</b>
<b>V.4 Grafica para la determinación de la velocidad máxima admitida en función del tipo de válvula.</b>	<b>74</b>
<b>APÉNDICE I</b>	<b>105</b>
<b>1.1. Diseño propuesto para la mesa de alimentación de barras</b>	<b>105</b>
<b>1.2. Diagrama de fuerzas sobre las vigas longitudinales.</b>	<b>107</b>
<b>1.3. Diagrama de carga.</b>	<b>110</b>
<b>1.4. Fuerzas.</b>	<b>111</b>
<b>1.5. Momento.</b>	<b>111</b>
<b>1.6. Deflexión.</b>	<b>111</b>
<b>1.7. Esfuerzo flector.</b>	<b>112</b>



<b>1.8. Esfuerzo cortante.</b>	<b>112</b>
<b>1.9. Esfuerzo equivalente.</b>	<b>112</b>
<b>1.10. Cargas sobre la estructura.</b>	<b>113</b>
<b>1.11. Análisis de convergencia para el cálculo por el método de elementos finitos de la mesa de alimentación.</b>	<b>115</b>
<b>1.12. Esfuerzo equivalente.</b>	<b>116</b>
<b>1.13. Deformación y factor de seguridad.</b>	<b>117</b>
<b>1.14. Deformación y factor de seguridad.</b>	<b>118</b>
<b>1.15. Teorías de fallas aplicadas a columnas.</b>	<b>121</b>
<b>1.16. Diagrama de cargas aplicadas al bastidor.</b>	<b>124</b>
<b>1.17. Análisis de convergencia para el cálculo por el método de elementos finitos del bastidor de la mordaza</b>	<b>125</b>
<b>1.18. Esfuerzos equivalentes.</b>	<b>126</b>
<b>1.19. Deformación.</b>	<b>127</b>
<b>1.20. Factor de seguridad.</b>	<b>127</b>
<b>1.21. Esfuerzos equivalentes.</b>	<b>128</b>
<b>1.22. Deformación.</b>	<b>128</b>
<b>1.23. Factor de seguridad.</b>	<b>129</b>
<b>1.24. Cargas aplicadas sobre el carro de trefilado.</b>	<b>130</b>
<b>1.25. Análisis de convergencia para el cálculo por el método de elementos finitos del carro de trefilado.</b>	<b>131</b>
<b>1.26. Esfuerzos equivalentes.</b>	<b>133</b>
<b>1.27. Factor de seguridad.</b>	<b>134</b>
<b>1.28. Esfuerzos equivalentes.</b>	<b>136</b>
<b>1.29. Deflexión.</b>	<b>137</b>
<b>1.30. Factor de seguridad.</b>	<b>137</b>
<b>1.31. Diagrama de cargas aplicadas al sistema de descarga.</b>	<b>139</b>
<b>1.32. Análisis de convergencia para el cálculo por el método de elementos finitos del carro de descarga.</b>	<b>140</b>



<b>1.33. Esfuerzo equivalente</b>	<b>141</b>
<b>1.34. Deformación.</b>	<b>142</b>
<b>1.35. Factor de seguridad.</b>	<b>142</b>
<b>1.36. Conjunto de soldaduras 1.</b>	<b>148</b>
<b>1.37. Diagrama de cuerpo libre de la viga a soldar.</b>	<b>149</b>
<b>1.38. Conjunto de soldaduras 2.</b>	<b>153</b>
<b>1.39. Conjunto de soldaduras 3.</b>	<b>156</b>
<b>1.40. Estado de cargas de la viga a soldar.</b>	<b>156</b>
<b>1.41. Conjunto de soldaduras 4.</b>	<b>159</b>
<b>1.42. Estado de cargas de la viga a soldar.</b>	<b>160</b>
<b>APÉNDICE II</b>	<b>165</b>
<b>2.1. Puntos de interés para el cálculo de la carrera del cilindro 1.0.</b>	<b>165</b>
<b>2.2. Esquemas para determinar la carrera requerida por el cilindro 2.0.</b>	<b>166</b>
<b>2.3. Desplazamiento horizontal del carro de trefilado</b>	<b>167</b>
<b>2.4. Cálculo del ángulo de giro de los brazos de descarga.</b>	<b>168</b>
<b>2.5. Diagrama de cuerpo libre de la barra a empujar.</b>	<b>170</b>
<b>2.6. Esquema para el cálculo de la carrera del cilindro 2.0.</b>	<b>173</b>
<b>2.7. Aplicación de la carga para flexionar la punta de la barra.</b>	<b>174</b>
<b>2.8. Graficas obtenidas a partir de la deflexión de la viga.</b>	<b>175</b>
<b>2.9. Fuerzas aplicadas al carro al momento del enganche.</b>	<b>176</b>
<b>2.10. Diagrama de cuerpo libre del carro de descarga</b>	<b>177</b>
<b>2.11. Esquema para le determinación de las fuerzas aplicadas a los cilindros 5.0 y 6.0.</b>	<b>179</b>
<b>2.12. Grafica carrera en función de la carga.</b>	<b>182</b>
<b>2.13. Grafica para la determinación de la velocidad máxima admitida en función del tipo de válvula.</b>	<b>184</b>



---

---

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>CAPÍTULO IV</b>	<b>37</b>
<b>IV.1 Listado de entradas y salidas del sistema de control.</b>	<b>39</b>
<b>CAPÍTULO V</b>	<b>67</b>
<b>V.1 Cilindros neumáticos seleccionados.</b>	<b>73</b>
<b>V.2 Valores de velocidad y caudal para cada cilindro.</b>	<b>76</b>
<b>V.3 Tiempos de funcionamiento.</b>	<b>77</b>
<b>V.4 Electroválvulas seleccionadas</b>	<b>79</b>
<b>V.5 Válvulas estranguladoras seleccionadas.</b>	<b>81</b>
<b>V.6 Racores requeridos</b>	<b>82</b>
<b>V.7 Silenciadores seleccionados</b>	<b>82</b>
<b>V.8 Relés requeridos</b>	<b>85</b>
<b>V.9 Relés seleccionados</b>	<b>85</b>
<b>V.10 Elementos seleccionados</b>	<b>86</b>
<b>V.11 Flujos monetarios para la alternativa 1</b>	<b>91</b>
<b>V.12 Flujos monetarios para la alternativa 2</b>	<b>92</b>
<b>APÉNDICE I</b>	<b>105</b>
<b>1.1. Capacidad máxima del dispensador para cada tipo de materia prima.</b>	<b>107</b>
<b>1.2. Material de las vigas.</b>	<b>109</b>
<b>1.3. Cargas en las vigas.</b>	<b>110</b>
<b>1.4. Soportes de las vigas.</b>	<b>110</b>
<b>1.5. Resultados para el cálculo de la viga.</b>	<b>113</b>
<b>1.6. Materiales de la estructura.</b>	<b>115</b>
<b>1.7. Cargas y restricciones de la estructura.</b>	<b>116</b>
<b>1.8. Resultados estructurales.</b>	<b>116</b>



<b>1.9. Material de la columna.</b>	<b>119</b>
<b>1.10. Cargas de aplicadas en las columnas.</b>	<b>120</b>
<b>1.11. Características de las columnas.</b>	<b>120</b>
<b>1.12. Resultados para las columnas estudiadas.</b>	<b>120</b>
<b>1.13. Material del bastidor.</b>	<b>125</b>
<b>1.14. Cargas y restricciones del bastidor.</b>	<b>126</b>
<b>1.15. Resultados estructurales del bastidor.</b>	<b>127</b>
<b>1.16. Resultados estructurales 2do modelo del bastidor.</b>	<b>129</b>
<b>1.17. Resultados estructurales 3er modelo del bastidor.</b>	<b>130</b>
<b>1.18. Material del carro de trefilado.</b>	<b>132</b>
<b>1.19. Cargas y restricciones del carro de trefilado.</b>	<b>132</b>
<b>1.20. Resultados estructurales del carro de trefilado.</b>	
<b>1er modelo</b>	<b>132</b>
<b>1.21. Resultados estructurales del carro de trefilado.</b>	
<b>2do modelo</b>	<b>138</b>
<b>1.22. Material del carro de descarga.</b>	<b>141</b>
<b>1.23. Cargas y restricciones del carro de descarga.</b>	<b>141</b>
<b>1.24. Resultados estructurales de carro de descarga.</b>	<b>143</b>
<b>1.25. Resultados de la sumatoria</b>	<b>145</b>
<b>APÉNDICE II</b>	<b>165</b>
<b>2.1. Carrera para cada cilindro.</b>	<b>169</b>
<b>2.2. Diámetro del émbolo para cada cilindro.</b>	<b>181</b>
<b>2.3. Diámetro mínimo del vástago para cada cilindro.</b>	<b>183</b>
<b>2.4. Velocidad máxima admitida para cada cilindro.</b>	<b>184</b>
<b>2.5. Caudales necesarios para el funcionamiento de cada cilindro.</b>	<b>185</b>
<b>2.6. Tiempos de funcionamiento para cada acción.</b>	<b>186</b>



## LISTA DE VARIABLES

$\mu_e$ : Coeficiente de roce estático.

$\mu_{ea}$ : Coeficiente de roce estático acero –acero sin lubricación.

$\mu_t$ : Coeficiente de fricción de trefilado.

$A_0$ : Área inicial de la barra ( $m^2$ ).

$A_1$ : Área de salida de la barra ( $m^2$ ).

$c$ : Distancia mínima entre un eje paralelo a la dirección del vector momento que pasa por el centroide del patrón de soldadura y el punto a estudiar de la soldadura.

$C_7$ : Carrera del cilindro 7 (m).

$C_i$ : Carrera del cilindro i.0 (m).

$D_b$ : Diámetro de la barra (m).

$D_{emb,i}$ : Diámetro del émbolo del cilindro i.0 (mm).

$D_f$ : Diámetro final del rollo (mm).

$D_i$ : Diámetro inicial (mm).

$Dm_{emb,i}$ : Diámetro mínimo del émbolo del cilindro i.0 (mm).

$e$ : Espesor del cable (mm).

$F_1$ : Fuerza de Empuje cilindro 1.0 (N).

$F_2$ : Fuerza de empuje requerida por el cilindro 2.0 (N).

$F_3$ : Fuerza requerida por el cilindro 3.0 (N).

$F_5$ : Fuerza requerida del cilindro 5.0 (N).

$F_a$ : Fuerza de ajuste de la mordaza (N).

$F_d$ : Fuerza necesaria para la deflexión de la barra (N).

$F_i$ : Fuerza requerida del cilindro i.0 (N).

$F_m$ : Fuerza Necesaria para halar el carro (N).

$F_{r1}$ : Fuerza de roce producida por el peso de las barras en espera (N).

$F_{r2}$ : Fuerza de roce producida por el peso de la barra a empujar (N).

$F_{r3}$ : Fuerza de roce 3 (N).



- $F_t$** : Fuerza de trefilado (N).
- $g$** : Aceleración de gravedad (9,81 m/s).
- $h$** : Altura de la soldadura (m).
- $I_u$** : Inercia unitaria.
- $l$** : Longitud total de soldadura. (m)
- $L_b$** : Longitud de la barra (m).
- $M$** : Momento flector aplicado (N.m.).
- $m_b$** : Masa de la barra (kg).
- $m_e$** : Masa de la estructura paralelepípedica (kg).
- $m_v$** : Masa de la vigas (kg)
- $n$** : Número de revoluciones necesarias para enrollar 6m de cable (rev).
- $N$** : Número de vueltas.
- $N_1$** : Fuerza normal 1 (N).
- $N_2$** : Fuerza normal 2 (N).
- $N_3$** : Fuerza normal (N).
- $N_e$** : Número de vueltas excedente.
- $N_n$** : Número de vueltas necesario.
- $P$** : Perímetro total (mm).
- $P$** : Presión de trabajo (Pa).
- $P$** : Presión de trabajo (Pa).
- $P_1$** : Carga debido al peso de las láminas (N).
- $Pot$**  : Potencia del motor (W).
- $Q_i$** : Caudal del cilindro i.0 ( $m^3/s$ ).
- $R$** : Carga cortante (N).
- $r_0$** : Radio entrada de la barra (mm).
- $r_1$** : Radio de salida de la barra (mm).
- $R_a$** : Reacción en el punto A (N).
- $RPM$** : Velocidad angular del motor (rev/min).
- $t_i$** : Tiempo de carrera para el cilindro i.0 (s).



- $t_n$** : Tiempo necesario (s).
- $t_r$** : Tiempo de retroceso (s).
- $T_s$** : Torque suministrado (N\*m).
- $V_7$** : Volumen del cilindro 7 ( $m^3$ ).
- $V_b$** : Volumen de la barra ( $m^3$ ).
- $V_i$** : Velocidad del cilindro i.0 (mm/s).
- $W_1$** : Peso de las barras en espera (N).
- $W_{1b}$** : Peso de una barra.(kg).
- $W_b$** : Carga distribuida de las barras sobre la mesa (N).
- $W_b$** : Peso de la barra a empujar (N).
- $W_{bra}$** : Peso de los brazos de descarga (N).
- $W_d$** : Peso del carro de descarga (N).
- $W_e$** : Peso de la estructura (N).
- $W_i$** : Peso sobre las vigas inferiores (N).
- $W_s$** : Peso sobre las vigas inferiores (N).
- $\alpha$** : Ángulo de la hilera ( $^\circ$ ).
- $\rho_a$** : Densidad del acero ( $kg/m^3$ ).
- $\sigma_s$** : Límite de fluencia o resistencia a la deformación del material (KPa).
- $\Phi$** : Factor de deformación no homogénea.



## INTRODUCCIÓN

El presente trabajo surge de la necesidad de automatizar el proceso de trefilado de barras de acero en la línea de producción de la empresa “Trefilería Carabobo S.A”.

Debido al aumento en la demanda de barras trefiladas de acero, la empresa requiere mejorar y modernizar el proceso de trefilado, puesto que es un proceso totalmente manual y lento, ocasionando retrasos en la producción, disminución de la calidad del producto, además de lesiones en los operadores. Por lo tanto, este proyecto tiene como objetivo, el diseño de un sistema automatizado de trefilado de barras de acero a partir del actual banco presente. Para lograrlo se diseñaron en primer lugar los elementos mecánicos tales como la mesa dispensadora de barras, el bastidor para la mordaza de introducción, el carro de trefilado y el sistema de descarga, en segundo lugar se diseñó el sistema de control automatizado, basado en lógica cableada, con el cual mediante elementos tales como cilindros neumáticos, electroválvulas, válvulas reguladoras, sensores de diversos tipos y presostatos entre otros se logra propiamente la automatización del proceso.

Finalmente, se obtuvo como resultado teórico que la implementación del sistema automatizado genera un aumento en la producción de barras trefiladas cercano al 66%, además el tiempo de recuperación de la inversión inicial es aproximadamente 1 año, obteniéndose una ganancia neta anual de 483.840 Bs.F.

Este trabajo contiene cinco capítulos. El capítulo I, presenta el planteamiento del problema, el objetivo general y los objetivos específicos, así como también, la justificación, limitaciones y delimitaciones del proyecto. El capítulo II, muestra los antecedentes de la investigación y plantea los fundamentos teóricos necesarios para la comprensión del proyecto. El capítulo III aborda la metodología de cómo se llevó a



cabo el proyecto y se hace referencia a los recursos humanos, institucionales y materiales. El capítulo IV, muestra el diseño del sistema automatizado de barras de acero, desde los puntos de vista, mecánico estructural y de sistema automatizado, describiendo su diseño, evaluaciones y estableciendo requerimientos.

El capítulo V aborda la selección de los principales componentes del sistema automatizado y la factibilidad económica del proyecto y por último se presentan las conclusiones, recomendaciones, bibliografía y los anexos.

El diseño del sistema automatizado de trefilado de barras de acero le permite a la empresa Trefilería Carabobo obtener una solución a sus distintas carencias de producción, mejorando así sus condiciones de trabajo.



**CAPÍTULO I**  
**EL PROBLEMA**



# **CAPÍTULO II**

## **MARCO TEÓRICO**



**CAPÍTULO III**  
**MARCO**  
**METODOLÓGICO**



**CAPÍTULO IV**  
**DISEÑO GENERAL**  
**DEL SISTEMA**



# **CAPÍTULO V**

## **SELECCIÓN DE COMPONENTES.**

### **FACTIBILIDAD ECONÓMICA**



**CAPÍTULO VI**  
**CONCLUSIONES Y**  
**RECOMENDACIONES**







## **I. TÍTULO DE TRABAJO.**

Diseño de un sistema automatizado para un banco de trefilado de barras de acero.

### **I.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.**

En la actualidad, la empresa “Trefilería Carabobo S.A”. Guacara, Estado Carabobo realiza operaciones de trefilado convencional y calibrado por descortezado de barras de acero de diversos diámetros.

Debido al crecimiento de la demanda, la empresa se ha visto en la necesidad de incrementar su producción para lo cual se ha considerado la automatización de sus equipos, con el fin de optimizar sus procesos y satisfacer la nueva demanda.

Se entiende por trefilar a la operación de conformación en frío consistente en la reducción de sección de un alambre o varilla haciéndolo pasar a través de un orificio cónico practicado en una herramienta llamada hilera o dado. Los materiales más empleados para su conformación mediante trefilado son: el acero, el cobre, el aluminio y los latones, aunque puede aplicarse a cualquier metal o aleación dúctil.

Para realizar el proceso de trefilado de barras es necesario:

- Colocar la materia prima al inicio de la línea de trefilado (Barras previamente afiladas).
- Alinear e introducir el extremo afilado de la barra en la hilera. (Este proceso se realiza totalmente manual por un primer operador, aumentando los tiempos de paradas no programadas).



- Sujetar el extremo afilado de la barra con la mordaza. (Para la sujeción de la mordaza, un segundo operador interviene de manera manual).
- Acoplar el sistema carro-mordaza con la transmisión, la cual se encarga de generar la fuerza necesaria para realizar la deformación del material. (Este proceso es realizado por el segundo operador igualmente de manera manual).
- Liberar la barra de la mordaza, y colocarla a un lado del equipo de trefilado. (Esta es la zona de descarga de barras calibradas, es un proceso totalmente manual).
- Desacoplar el sistema carro-mordaza del sistema de transmisión y devolverlo al inicio. (El operador debe liberarlo de forma manual y traer el carro de la misma manera).

Se puede percibir que durante el proceso de trefilado, la intervención de los operadores es fundamental en los tiempos de producción, debido a la gran cantidad de procesos manuales que conforman el trefilado. Por lo tanto, al disminuir estos procesos, se obtendrá mayor producción a menor tiempo.



## **I.2. OBJETIVOS.**

### **I.2.1. Objetivo General.**

Diseñar un sistema automatizado para un banco de trefilado de barras de acero con la finalidad de optimizar el proceso, reduciendo sus tiempos de producción.

### **I.2.2. Objetivos Específicos.**

Identificar y evaluar los parámetros de operación y de funcionamiento del banco de trefilado.

Diseñar el sistema automatizado de alimentación y sujeción de barras.

Diseñar sistema automatizado de acople carro-transmisión.

Diseñar sistema automatizado de descarga de las barras.

Estudio de factibilidad económica del proyecto.

## **I.3. LIMITACIONES**

En el diseño del sistema se debe utilizar la mayor cantidad de componentes ya existentes en los bancos de trefilados de la Planta, en búsqueda de disminuir los costos en el rediseño y puesta en marcha de estos.

En cuanto al espacio físico, se encuentra limitado en una zona de 15 m. de largo x 2 m. de ancho, para evitar una redistribución de los equipos de la empresa.

Los diámetros de las barras que se emplean en el proceso de trefilado, varían desde 0.0127 m. (1/2 pulg.) hasta 0.0254 m. (1 pulg.).

## **I.4. DELIMITACIONES Y/O ALCANCES.**

El alcance del presente trabajo especial de grado es el diseño del sistema de automatizado para un banco de trefilado de barras, el cual se encuentra



conformado por tres subsistemas, el dispositivo de alimentación y sujeción de las barras, el sistema de acople carro-transmisión y el dispositivo de descarga de las barras calibradas, disminuyendo los procesos manuales que intervienen en el mismo.

## **I.5. JUSTIFICACIÓN.**

En la actualidad los bancos de trefilado de dicha empresa, se encuentran trabajando aproximadamente a un 60% de su producción debido a la ineficiencia de los procesos manuales a los que se encuentra estrechamente vinculado, lo que genera pérdidas de tiempo, energía y recursos los cuales se traducen en pérdidas económicas. El proceso automatizado propuesto, permite incrementar la productividad y por tanto la rentabilidad económica de la empresa, haciéndola capaz de cubrir un mayor mercado además de permitir la mejora de las condiciones de trabajo en la misma; ya que se enfoca en minimizar las paradas no programadas y pérdidas de tiempo que vienen vinculadas a la destreza del operador.



## II.1. ANTECEDENTES

Duran y Sánchez (2004). Diseñaron un alimentador automático de barras de acero, mediante la implementación de un sistema electroneumático, con el propósito de aumentar la productividad, logrando teóricamente un mayor número de piezas cortadas por cada carga del alimentador y mejoras en las condiciones del puesto de trabajo.

Peraza y Rodríguez (2002) Rediseñaron y automatizaron del proceso de estampado de seriales en chasis de vehículos con el propósito de disminuir el grado de contaminación sónica existente y obtener mejoras en la emisión de seriales grabados correctamente sin problemas de repetibilidad; para ello usaron parte del sistema existente y le agregaron el sistemas de control y automatización, logrando una mejor administración del tiempo, mejor confort del operario y la seguridad laboral y por ende disminución de los costos de operación.

Hernández y Pacheco (2002). Rediseñaron de una trefiladora experimental para ser implementada en el laboratorio de procesos de fabricación para el desarrollo de las prácticas que en él se realizan, para ello estudiaron los parámetros de trefilado e instalaron equipos de medición, obteniendo un sistema para trefilar en serie, con capacidad para registrar la carga de trefilado del alambre, y de afilar la punta del mismo al momento de su introducción a través de la trefila.

## II.2. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se presentan algunas definiciones básicas necesarias de conocer para el desarrollo del sistema. Primeramente se presenta una breve reseña del proceso de trefilado y su ubicación en la planta, seguidamente se documenta acerca del método de los elementos finitos, de la automatización y los elementos que la constituyen.

### II.2.1. Trefilado.

El trefilado es la acción de trefilar la cual se define según el diccionario de la real academia española de la siguiente manera “1. tr. Reducir un metal a alambre o hilo pasándolo por una hilera.” (Real academia española, 2008). En la figura II.1 se ilustra el concepto anterior.

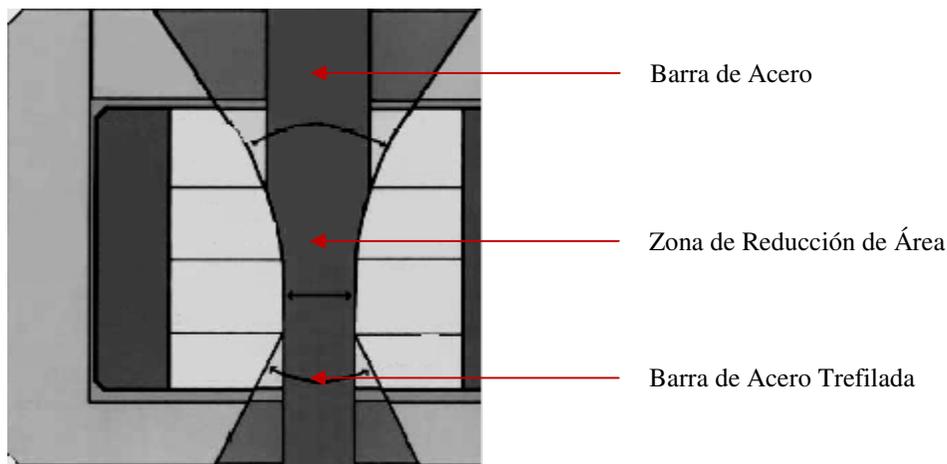


Figura II.1. Proceso de trefilado. Trefilado. (2008)

El trefilado es el proceso mediante el cual se hace pasar una barra a través de un dispositivo denominado hilera, aplicando una fuerza de tracción, capaz de deformar la barra. La misma reduce su diámetro de acuerdo a las dimensiones del

dispositivo y aumenta su longitud considerando las leyes de conservación de volumen. (Sidorovas, L. 2006)

Descripción del proceso para la obtención de barras trefiladas en la empresa:

Las barras utilizadas en este proceso son de sección circular, y varían tanto en longitud como en diámetros que varían entre 0.0127 m. ( $\frac{1}{2}$  in) y 0.0254 m (1 in), con una longitud estándar de 6 m.

La máquina de trefilado se encuentra conformada por un sistema de introducción de barras, la trefila o dado, un sistema de sujeción de barras acoplado a un mecanismo de transmisión de potencia. El diagrama del proceso se muestra en la figura siguiente.

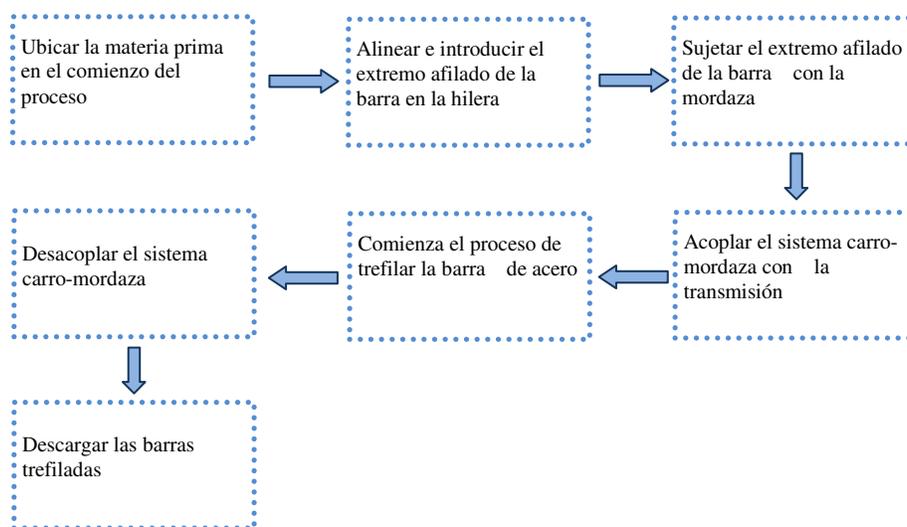


Figura II.2. Esquema del proceso de trefilado.

Durante el proceso de trefilado de barras, se debe cumplir una serie de pasos para obtener el producto final (barras trefiladas):



- Colocar la materia prima al inicio de la línea de trefilado.
- Alinear e introducir el extremo afilado de la barra en la hilera.
- Sujetar el extremo afilado de la barra con la mordaza.
- Acoplar el sistema de sujeción carro-mordaza con la transmisión, la cual se encarga de generar la fuerza necesaria para realizar la deformación del material.
- Liberar la barra de la mordaza, y colocarla a un lado del equipo de trefilado.
- Desacoplar el sistema carro-mordaza del sistema de transmisión y devolverlo al inicio.
- Organizar el producto final.

### **II.2.2. Automatización**

Según Herrera, A (2007). La automatización se define como el proceso de implantación de sistemas, en los cuales la operación manual es sustituida por un conjunto de elementos, equipos o maquinarias, los cuales realizan la misma función originalmente desempeñada por operadores humanos, reemplazándolos con ventaja.

Un sistema automatizado se puede definir como la integración de los equipos de automatización con el proceso de manufactura. La estructura de un sistema automatizado puede resumirse en varios grupos tal como se muestra en la figura II.3.

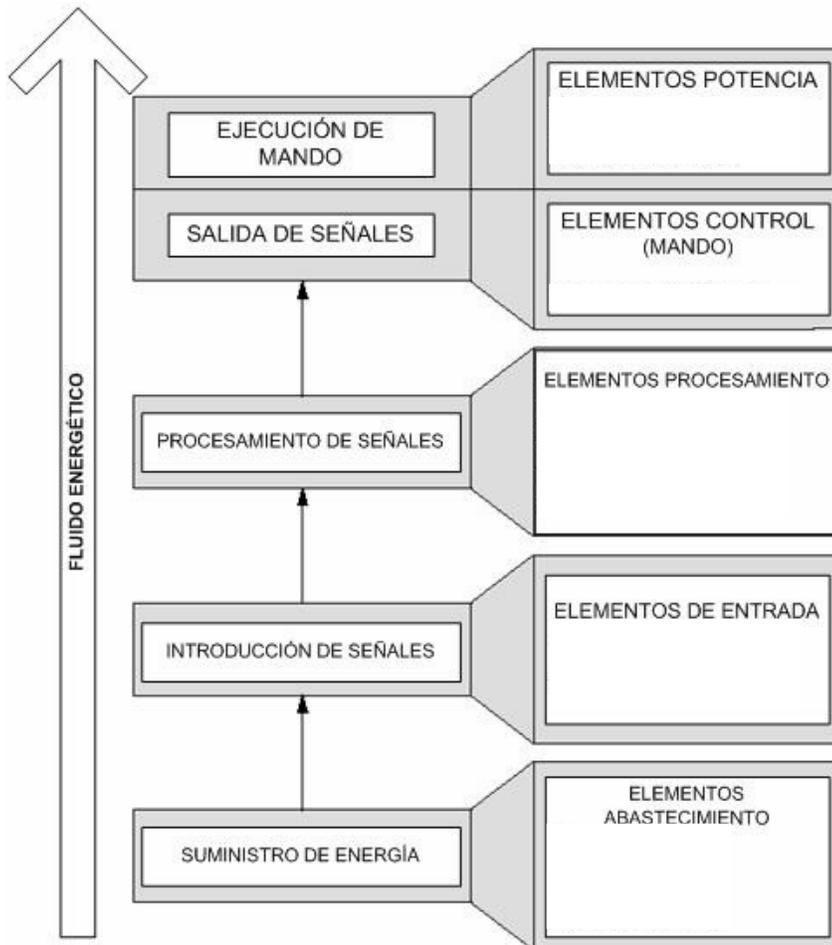


Figura II.3. Estructura de un sistema neumático. Herrera, A. (2007)

De esta manera es posible agrupar los elementos que componen un sistema de acuerdo con la función que realizan en un primer grupo con aquellos elementos que se encargan del suministro y tratamiento del flujo energético, un segundo grupo con aquellos que se encargan de captar señales físicas del proceso que deberán ser interpretadas por el sistema, otro tercer grupo conformado por elementos que llevan a cabo funciones de procesamiento y toman las decisiones de control a llevar a cabo, un cuarto grupo por aquellos elementos que toman las señales de control y realizan el mando hacia elementos finales o elementos de potencia que se ubican en un último y quinto grupo.



## Principales tecnologías empleadas en la Automatización Industrial.

En la figura II.4 se muestran las principales tecnologías a utilizar para la automatización industrial. Según Herrera, A. (2007), en el desarrollo de un sistema automatizado se pueden encontrar las siguientes tecnologías aplicadas.

- Controladores lógicos programables y sus periféricos asociados (figura II.4.1): se trata de dispositivos electrónicos relacionados principalmente con la toma de decisiones lógicas dentro del proceso, como encender o apagar una bomba de agua, arrancar o parar una cinta transportadora, etc.
- Controladores de procesos: principalmente aplicables al control continuo de temperaturas, presiones, niveles de fluidos en tanques, etc.
- Sensórica (figura II.4.2): detectores de las distintas variables que pueden presentarse en un proceso (posición, presión, temperatura, etc.).
- Robótica: relativa a los manipuladores programables conocidos como robots industriales.
- Neumática (figura II.4.3): la utilización del aire comprimido en las máquinas automatizadas está muy difundida. Sin embargo, la neumática pura ha venido siendo sustituida por la electroneumática, en la cual se emplea la neumática en conjunto con la electricidad y la electrónica.
- Oleohidráulica (figura II.4.4): en aquellos casos en los que el proceso requiere de grandes fuerzas o presiones, es común utilizar el aceite a presión. Al igual



que con la neumática, la electrohidráulica ha venido ganando terreno con respecto a la oleohidráulica pura.

- Control numérico: especialidad dedicada al control de movimientos en máquinas herramientas, utilizando para ello la electrónica digital, los microprocesadores y equipos de computación.
- Electrónica digital: muchas automatizaciones se diseñan empleando las compuertas lógicas, propias de la electrónica digital.
- Microprocesadores: con estos dispositivos se construyen sistemas automatizados versátiles y muy potentes.
- Computación: en la automatización industrial se emplean computadores personales, industriales e incluso minicomputadores. Por supuesto, existe una variedad de programas aplicables, los cuales, entre otras cosas, son capaces de realizar actividades de supervisión, control, adquisición de datos y manipulación y presentación de los mismos.
- Interfaces electrónicas entre el computador y el proceso: cuando se emplean computadores para el control o adquisición de datos, es necesario instalar tarjetas electrónicas que se encargan de comunicar la circuitería interna del computador con el mundo exterior.
- Accionamientos electrónicos de motores eléctricos: se refieren al acondicionamiento de la energía eléctrica suministrada a los motores eléctricos de AC y DC, a los fines de que éstos se comporten de la manera deseada. Son muy empleados en las industrias papeleras, textileras, siderúrgicas, etc.

- Redes de comunicación de datos: involucradas en aquellas plantas en las cuales la integración de sus sistemas de producción ha alcanzado un elevado nivel.
- Visión industrial: tecnología desarrollada alrededor del reconocimiento automático de patrones visuales. Utilizada en la clasificación de piezas, detección de fallas en el producto, etc.



PLC II.4.1



Sensorica II.4.2



Neumática II.4.3



Oleo hidráulica II.4.4

Figura II.4. Áreas Tecnológicas involucradas en la Automatización Industrial. Festo. (2008)



Tal como se aprecia en la figura II.5 existen diversos componentes dentro de cada tecnología, cada uno con una función específica dentro del sistema automatizado, a continuación se presenta una descripción de los principales elementos a utilizar de cada tecnología, clasificándolos según su nivel dentro de la estructura del sistema automatizado.

### **Fuente de Energía**

**Compresor neumático:** Máquina térmica motora que se encarga de aumentar la presión de un fluido compresible, en este caso aire, el cual es empleado como fuente de energía para la tecnología neumática. El compresor de pistón o de émbolo es el más antiguo y extendido, se emplea exclusivamente para presiones elevadas. En la primera carrera del émbolo, el aire es aspirado a una presión  $p_1$  y el volumen aspirado varía de 0 a  $V_1$ . Al retroceder el émbolo, este aire es comprimido pasando de la presión  $p_1$  a la presión  $p_2$ , y su volumen varía de  $V_1$  a  $V_2$ . En la segunda parte o fase de la carrera el aire es expelido a presión  $p_2$ . Discovery Company. (2008).

**Fuentes eléctricas:** “en electricidad se entiende por fuente al elemento activo que es capaz de generar una diferencia de potencial (d. d. p.) entre sus bornes o proporcionar una corriente eléctrica”. Para los dispositivos automatizados comúnmente se requieren fuentes de alimentación de 24 V. Babylon. (2008)

**Fuente Oleohidráulicas:** “El principio de desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara. En la máquina de desplazamiento positivo, el elemento que origina el intercambio de energía, puede tener movimiento alternativo (émbolo) o movimiento rotatorio (rotor). En las máquinas de desplazamiento positivo tanto reciprocantes como rotatorias siempre hay una cámara que aumenta de volumen (succión) y disminuye de volumen



(impulsión) por lo que también se le llama máquinas volumétricas.” Discovery Company. (2008).

## **Introducción de señales**

### **Sensores**

Según Harper, G. (2004) en su libro El ABC de la instrumentación en el control de procesos industriales. “Es un dispositivo que modifica la información inicial y convierte la energía de una variable en información análoga eléctrica o neumática; adicionalmente, la medición o señal condicionante se puede requerir para completar la medición de la función, el resultado de la medición es una transformación de la variable en alguna información proporcional y en forma útil requerida por los elementos en el control de la operación del proceso”.

### **Sensores Inductivos**

Según Allen Bradley (2008) en fundamentos del sensado o detección de presencia (2008), los sensores de proximidad inductivos son dispositivos de estado sólido diseñados para detectar objetos metálicos. Con una correcta instalación, esta tecnología sin contacto junto con la ausencia de partes móviles hace que los sensores de proximidad inductivos no estén sujetos a daños ni desgaste mecánicos. Además, funcionan bien en ambientes muy sucios, en los cuales no se ven afectados por la acumulación de contaminantes tales como polvo, grasa, aceite u hollín en la cara de detección. Esto hace de la tecnología inductiva un candidato ideal para aplicaciones industriales intensas.

Los sensores de proximidad inductivos operan según el principio del oscilador neutralizado de corrientes parásitas. Estos sensores están diseñados para generar un campo electromagnético.

Cuando un objeto metálico entra en este campo, se inducen corrientes de superficie (corrientes parásitas) en el objeto metálico, las cuales restan energía al campo electromagnético, dando lugar a una pérdida de energía en el circuito del oscilador y, por tanto, a una reducción de la amplitud de la oscilación. El circuito activador detecta este cambio y genera una señal de encendido o apagado. Cuando el objeto sale del campo electromagnético, el oscilador se regenera y el sensor vuelve a su estado normal, dicho funcionamiento se ilustra en la figura II.5.

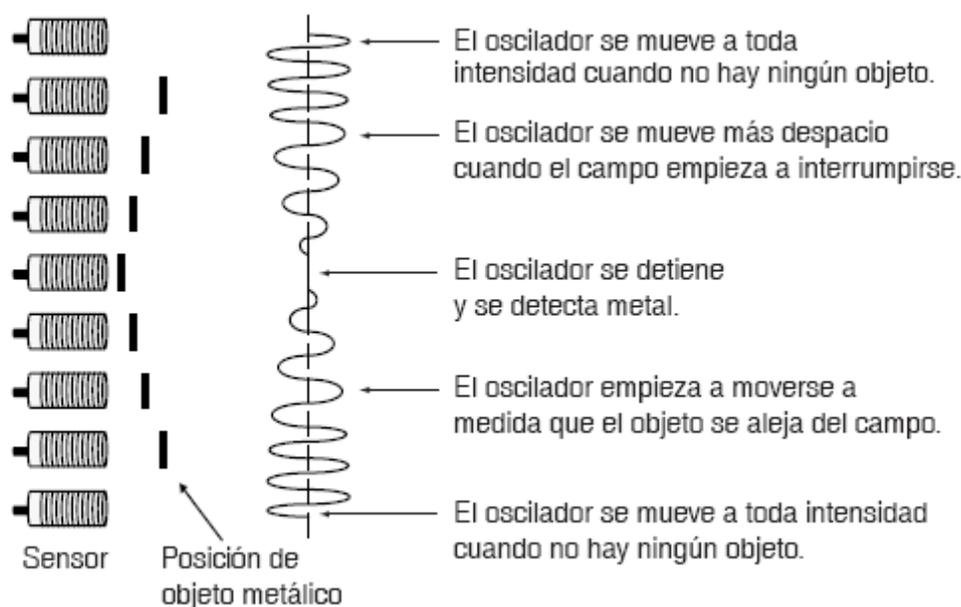


Figura II.5. Funcionamiento de un sensor inductivo. Herrera, A. (2007)

Los sensores de proximidad inductivos detectan tanto metales férricos, como no férricos. Generalmente, estos dispositivos se utilizan para detectar la posición de objetos metálicos.



## Sensores capacitivos

Los sensores capacitivos permiten detectar objetos metálicos y no metálicos, sólidos y líquidos, si bien son más apropiados para detectar objetos no metálicos debido a sus características y costo en comparación con los sensores de proximidad inductivos. En la mayoría de las aplicaciones con objetos metálicos es preferible usar sensores inductivos por su confiabilidad y asequibilidad. Los sensores de proximidad capacitivos son similares a los inductivos en cuanto a su tamaño, forma y "concepto". Sin embargo, a diferencia de estos últimos que utilizan campos magnéticos para detectar objetos, los sensores de proximidad capacitivos reaccionan a alteraciones en campos electrostáticos.

La sonda situada detrás de la cara del sensor es una placa condensadora. Al aplicar corriente al sensor, se genera un campo electrostático que reacciona a los cambios de la capacitancia causados por la presencia de un objeto.

Cuando el objeto se encuentra fuera del campo electrostático, el oscilador permanece inactivo, pero cuando el objeto se aproxima, se desarrolla un acoplamiento capacitivo entre éste y la sonda capacitiva. Cuando la capacitancia alcanza un límite especificado, el oscilador se activa, lo cual dispara el circuito de encendido y apagado. Ver figura II.6.

La capacidad del sensor para detectar el objeto depende del tamaño y de la constante dieléctrica del objeto, así como de su distancia con respecto al sensor. La constante dieléctrica es una propiedad del material. Todos los materiales tienen una constante dieléctrica. Aquéllos con constantes dieléctricas más altas son más fáciles de detectar que los que tienen valores más bajos.

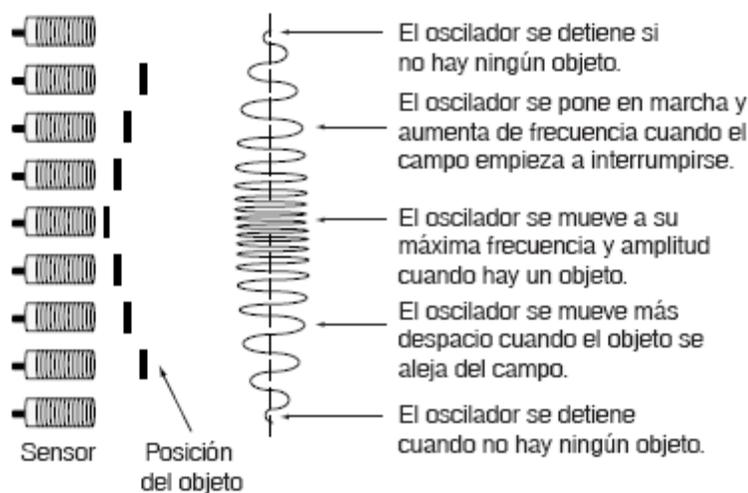


Figura II.6. Funcionamiento del sensor capacitivo. Herrera, A. (2007)

### Sensores magnéticos

El sensor Reed es un interruptor eléctrico operado por un campo magnético aplicado, consiste en un par de contactos de metal ferroso encapsulado en un ampolla de vidrio sellada al vacío los contactos pueden ser normalmente abiertos y cerrar cuando un campo magnético este presente y viceversa, su construcción se muestra en la figura II.7.

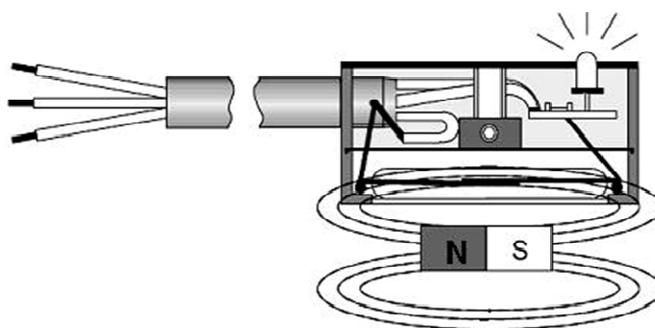


Figura II.7. Sensor Reed. Herrera, A. (2007)



## Sensores fotoeléctricos u optoelectrónicos

En su forma más básica, un sensor fotoeléctrico se puede considerar como un interruptor en el que la función del accionador mecánico o palanca se sustituye por un haz de luz. Al sustituir la palanca por un haz de luz, el dispositivo se puede utilizar en aplicaciones que requieren distancias de detección que vayan de menos de 0,0254m. a 100 metros.

Todos los sensores fotoeléctricos operan detectando un cambio en la cantidad de luz recibida por un fotodetector. El cambio de luz permite al sensor captar la presencia o ausencia del objeto así como su tamaño, reflectividad, opacidad, translucidez o color.

Los sensores fotoeléctricos logran una detección precisa de objetos sin contacto físico. Existen varios tipos de sensores fotoeléctricos los cuales se ilustran en la figura II.8, en donde se encuentran clasificados según la mecánica de activación del sensor en haz de luz transmitido, retroreflexivos, y difusos.

Los de haz de luz transmitido constan de un emisor y un receptor situados en extremos opuestos del haz de luz, su conmutación se produce al interferirse el haz de luz debido a la presencia de un objeto.

Los retroreflexivos constan de un emisor, un receptor en un conjunto único y una pieza reflexiva frente al haz de luz, la cual refleja constantemente el haz de luz de regreso al conjunto emisor receptor, el mismo conmuta al interponerse un objeto entre el conjunto emisor receptor y el elemento reflexivo lo cual interrumpe la continuidad del haz de luz entre el emisor y el receptor.

Los difusos poseen un conjunto emisor receptor al igual que los retroreflexivos, sin embargo el haz de luz solo se vuelve continuo al ser reflejado por el objeto a sensar, lo cual devuelve un haz de luz difusa hacia el conjunto emisor receptor el cual es captado por el receptor, lo cual conmuta el sensor.

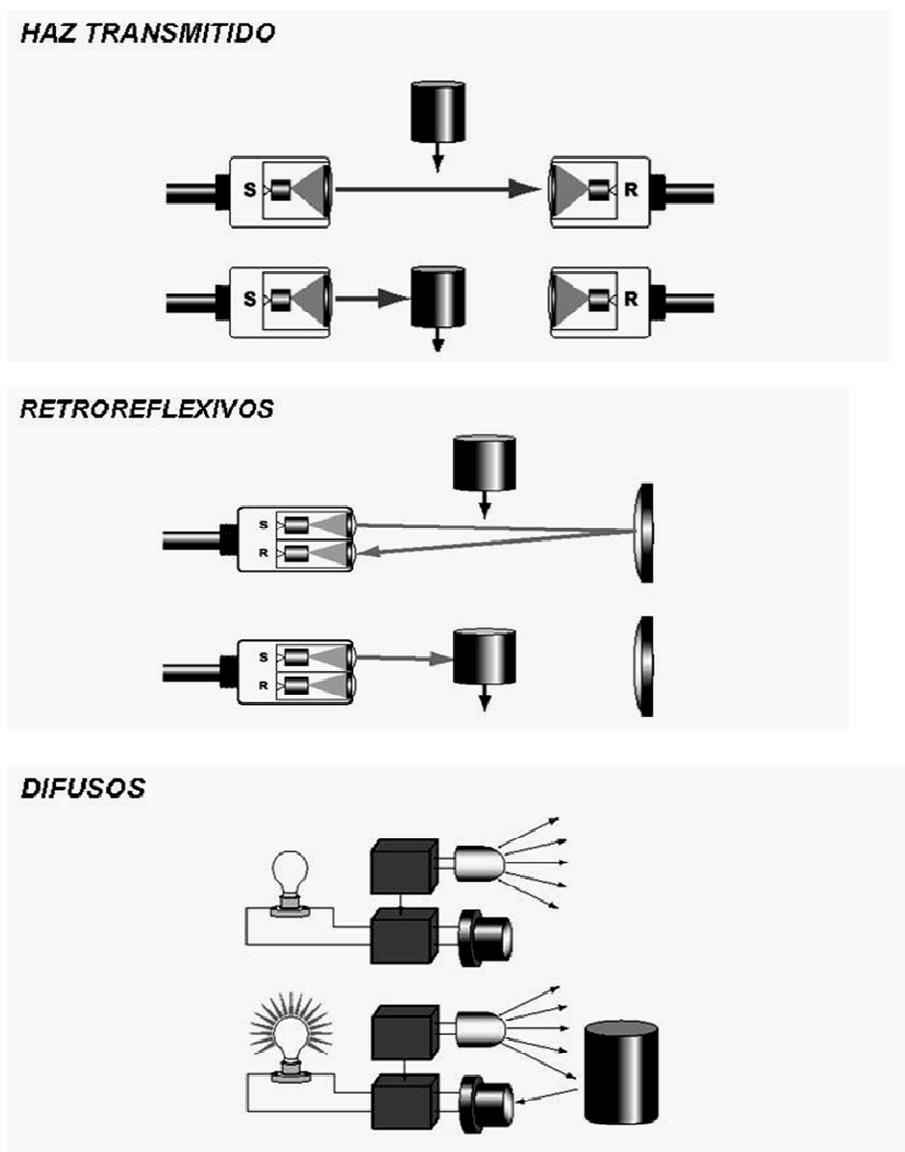


Figura II.8. Tipos de sensores optoelectrónicos basados en su mecánica de funcionamiento. Herrera, A. (2007)



### **Elementos de procesamiento.**

Controlador Lógico Programable (PLC): según la National Electrical Manufacturers Association (NEMA) se define al PLC como un dispositivo electrónico digital que utiliza una memoria programable para almacenar instrucciones y para implementar funciones específicas tales como funciones lógicas, secuenciales, de temporización, de conteo y aritméticas para controlar máquinas y procesos.

Los PLC están adaptados para un amplio rango de tareas de automatización. Estos son típicos en procesos industriales en la manufactura donde el costo de desarrollo y mantenimiento de un sistema de automatización es relativamente alto contra el costo de la automatización, y donde van a existir cambios en el sistema durante toda su vida operacional. Los PLC contienen todo lo necesario para manejar altas cargas de potencia; se requiere poco diseño eléctrico y el problema de diseño se centra en expresar las operaciones y secuencias en la lógica de escalera (o diagramas de funciones). Las aplicaciones de PLC son normalmente hechas a la medida del sistema, por lo que el costo del PLC es bajo comparado con el costo de la contratación del diseñador para un diseño específico que solo se va a usar una sola vez. Por otro lado, en caso de productos de alta producción, los sistemas de control a medida se amortizan por sí solos rápidamente debido al ahorro en los componentes, lo que provoca que pueda ser una buena elección en vez de una solución "genérica". MikroElektronika (2008).

### **Circuito eléctrico (Lógica cableada).**

La lógica cableada industrial consiste en el diseño de automatismos con circuitos cableados entre contactos auxiliares de relés electromecánicos, contactores de potencia, relés temporizados, diodos, relés de protección y otros componentes. Los



circuitos cableados incluyen funciones de comando y control, de señalización, de protección y de potencia. La potencia además de circuitos eléctricos comprende a los circuitos neumáticos (mando por aire a presión) u óleo hidráulicos (mando por aceite a presión). Crea automatismos rígidos, capaces de realizar una serie de tareas en forma secuencial, sin posibilidad de cambiar variables y parámetros. Si se ha de realizar otra tarea será necesario realizar un nuevo diseño. Se emplea en automatismos pequeños, o en lugares críticos, donde la seguridad de personas y máquinas, no puede depender de la falla de un programa de computación. Publicaciones EMB (2008)

### **Elementos de mando**

#### **Electroválvula distribuidora**

Las válvulas son elementos que mandan o regulan la puesta en marcha, el paro y la dirección, así como la presión o el caudal del fluido enviado por una bomba hidráulica o almacenada en un depósito. En lenguaje internacional, el término "válvula" o "distribuidor" es el término general de todos los tipos tales como válvulas de corredera, de bola, de asiento, grifos, etc. Esta es la definición de la norma DIN/ISO 1219 conforme a una recomendación del CETOP (Comité Européen des Transmissions Oiéohydrauliques et Pneumatiques).

Específicamente una electroválvula distribuidora es aquel componente que determina el camino que ha de tomar la corriente de aire, a saber, principalmente puesta en marcha y paro (Start-Stop). Son válvulas de varios orificios (vías) los cuales determinan el camino que debe seguir el fluido bajo presión para efectuar operaciones tales como puesta en marcha, paro, dirección, etc y que adicionalmente son conmutadas mediante la acción de una bobina accionada eléctricamente, un ejemplo de la misma se muestra en la figura II.9. Herrera, A. (2007).

La figura II.9.a representa una válvula 3/2 vías no conmutada y se encuentran conectadas las líneas 2 (conexión con el actuador) y 3 (vía de desahogo). Por su parte en la figura II.9.b, la válvula se encuentra conmutada y ahora esta conectados la línea 1 (fuente de alimentación de aire) y 2.

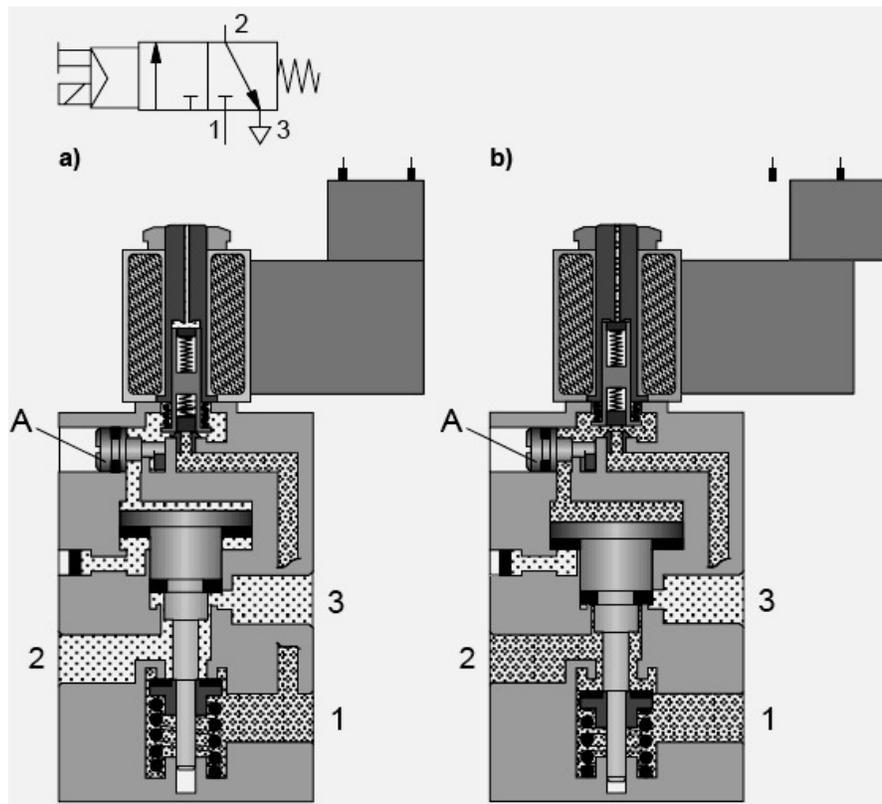


Figura II.9. Electroválvulas distribuidoras. Herrera, A. (2007)

### Elementos de potencia

Actuadores: Se denominan actuadores a aquellos elementos que pueden provocar un efecto sobre un proceso automatizado. Los actuadores son dispositivos capaces de generar una fuerza a partir de líquidos, de energía eléctrica o gaseosa. El actuador recibe la orden de un regulador o controlador.



Existen varios tipos de actuadores, entre los más comunes en la Automatización Industrial:

Hidráulicos

Neumáticos

Eléctricos

Los actuadores hidráulicos, neumáticos y eléctricos son usados para manejar aparatos mecánicos. Por lo general, los actuadores hidráulicos se emplean cuando lo que se necesita es potencia, y los neumáticos en posicionamientos simples. Sin embargo, los hidráulicos requieren demasiado equipo para suministro de energía, así como de mantenimiento periódico. Por otro lado, las aplicaciones de los modelos neumáticos también son limitadas desde el punto de vista de precisión y mantenimiento.

Los actuadores eléctricos también son muy utilizados en los aparatos mecánicos, como por ejemplo, en los robots. Los servomotores CA sin escobillas se utilizarán en el futuro como actuadores de posicionamiento preciso debido a la demanda de funcionamiento sin tantas horas de mantenimiento. CFIE de Valladolid (2008)

Los actuadores también se clasifican según su movimiento en lineales y rotativos, siendo los más utilizados en este caso los actuadores lineales los cuales constan de un émbolo y un vástago, los mismos son accionados mediante la aplicación de presión en el émbolo provocando el movimiento axial del vástago en un sentido o en ambos.



### **III. MARCO METODOLÓGICO**

En este capítulo se presentan los aspectos referentes a la metodología utilizada en la investigación, incluyendo las etapas en las que se divide.

#### **III.1. NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN**

La investigación presentada es del tipo explicativa, ya que la misma se encarga de establecer las relaciones causa-efecto para lograr una interacción eficiente de los bancos de trefilado existentes en la empresa y los diferentes dispositivos de automatización, con el fin de obtener el diseño de un sistema operativo viable que permita un incremento en el rendimiento de las operaciones de trefilado de barras.

#### **III.2. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN**

La investigación se ha dividido en 6 etapas principales con el fin de cumplir los objetivos planteados las cuales se presentan a continuación:

Etapa 1, estudio de la situación problemática:

En esta se recolectará la información teórica y de campo necesaria para el desarrollo de la formulación del problema con el fin de definir claramente los objetivos, alcances y limitaciones presentes en la investigación, con el objeto de generar soluciones que se ajusten realmente a los problemas presentes.



#### Etapa 2, evaluación de la situación actual:

En ella se evalúan los datos de campo y de otras fuentes especializadas con la finalidad de conocer a fondo las causas de los problemas a resolver.

#### Etapa 3, generación de soluciones:

En esta etapa se generan diversas soluciones al problema formulado, soportadas en los datos evaluados en la etapa 2, con la finalidad de compararlas en base a criterios tales como espacio ocupado, simplicidad, y viabilidad para seleccionar la mejor de ellas.

#### Etapa 4, diseño cuantitativo del sistema:

En esta etapa se realizará el diseño en sí del sistema, que incluye dimensionamiento, cálculos y selección de componentes que lo definan completamente asegurando la eficiencia del mismo.

#### Etapa 5, evaluación económica del sistema diseñado:

En esta etapa se llevará a cabo el estudio de factibilidad económica asociado a la puesta en marcha y operación del sistema, comparándolo con la situación actual a fin de obtener la rentabilidad del mismo.

#### Etapa 6, generación de las conclusiones y recomendaciones del proyecto:

En base al conocimiento del sistema se generaran recomendaciones generales tanto para su instalación como operación, así como las conclusiones referentes a los objetivos planteados.



#### IV. DISEÑO GENERAL DEL SISTEMA AUTOMATIZADO

A través de los años, el hombre ha buscado la manera de automatizar los procesos, para mejorar la eficiencia del mismo además de disminuir los errores que conlleva la intervención directa del ser humano. Para realizar la automatización de un proceso se debe considerar 2 tipos de soluciones generales, los sistemas que presentan en su totalidad lógica cableada o un sistema gobernado por lógica programada (PLC).

En los últimos años, los sistemas gobernados por Controladores de Lógica Programable (PLC) han sido los que lideran los diseños automatizados debido a su facilidad de programación, control de proceso y otras ventajas, pero existen sectores de la industria nacional que se mantienen con la implementación de los sistemas de lógica cableada. Herrera, A. (2007)

Para la realización del sistema automatizado para el trefilado de barra, se procede a elaborar un sistema de lógica cableada y un sistema gobernado por lógica programable (PLC).

El desarrollo del diseño de los diversos sistemas se divide en 2 secciones:

- Diseño del sistema automatizado de trefilado de barras.  
Sistema desarrollado bajo lógica cableada.  
Sistema desarrollado bajo lógica programada.
- Diseño mecánico de diversos componentes, necesarios para hacer posible la automatización de ciertas tareas del proceso y asegurar la compatibilidad entre la máquina existente y el sistema automatizado.



## **IV.1. DISEÑO DEL SISTEMA AUTOMATIZADO DE TREFILADO DE BARRAS.**

Esta sección presenta el diseño del sistema automatizado de trefilado de barras y describe las etapas del proceso en forma secuencial; también se ilustrará el esquema de conexiones neumáticas y el diagrama fase-tiempo del proceso, listado de señales de entradas y salidas, alternativas de sistemas de control y selección del sistema de control acorde las condiciones y criterios establecidos.

### **IV.1.1. Descripción del sistema automatizado de trefilado de barras.**

El sistema estará compuesto de 3 etapas básicas las cuales se muestran en la figura An.1.1, la primera etapa corresponde a la alimentación de barras de manera automatizada desde el punto de almacenamiento (dispensador de barras) hasta la entrada de la mordaza de empuje (mordaza 1) (figura An.1.1.A).

La segunda etapa se refiere al proceso de trefilado de barras desde la mordaza de trefilado (mordaza 2) hasta el fin del proceso de trefilado (figura 1.1.B) y la tercera etapa corresponde a la descarga de las barras trefiladas desde el equipo hasta un punto de almacenamiento de materia prima (figura An.1.1.C).

En la figura IV.1 se muestra un diagrama del proceso de trefilado automatizado tomando en consideración las diferentes etapas de este. La representación física del sistema se muestra en la figura An.1.1 y la representación secuencial del mismo en la figura An.1.3.

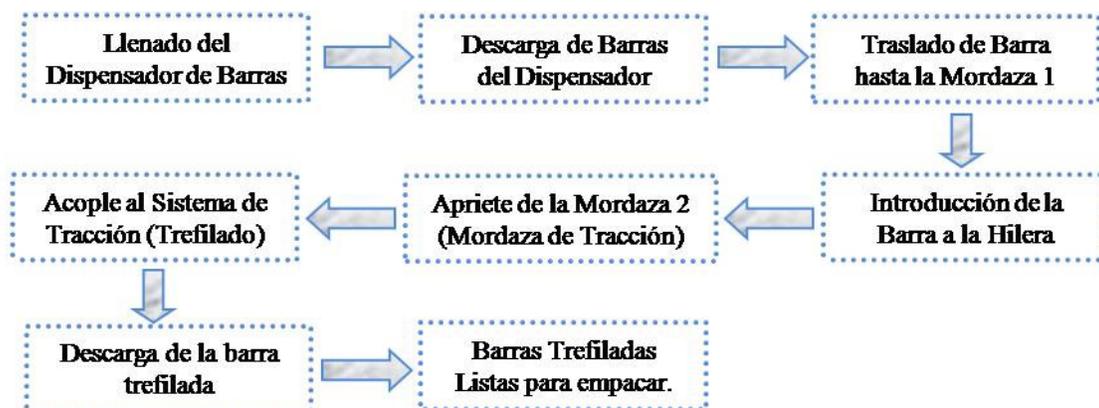


Figura IV.1. Diagrama del proceso de trefilado automatizado.

El sistema automatizado para el trefilado de barras está compuesto por los elementos mostrados en la tabla IV.1 donde se muestra la función de cada uno de ellos y el símbolo utilizado para su representación física mostrada en la figura An.1.2, al igual que para su representación esquemática en el diagrama del sistema electroneumático (potencia y lógica cableada) que se encuentra en la figura IV.2 y en el anexo 2.

Tabla IV.1. Listado de elementos del sistema de control.

	Elementos	Función	Símbolo
Señales de Salida	Cilindro neumático 1.0	Empujar la barra desde el dispensador a la mordaza 1	1.0
	Cilindro neumático 2.0	Inclinar el carro para acoplarlo al sistema de transmisión de potencia	2.0
	Cilindro neumático 3.0	Desplazar el carro de descarga	3.0
	Cilindro neumático 4.0	Desplazar el carro de descarga	4.0
	Cilindro neumático 5.0	Inclinar los brazos de descarga	5.0
	Cilindro neumático 6.0	Inclinar los brazos de descarga	6.0
	Cilindro neumático 7.0	Activar la mordaza 1	7.0
	Cilindro neumático 8.0	Activar la mordaza 2	8.0
	Cilindro oleohidráulico 9.0	Desplazar el bastidor de la mordaza 1	9.0
	Cilindro oleohidráulico 10.0	Desplazar el bastidor de la mordaza 1	10.0



Tabla IV.1 Continuación

	<b>Elementos</b>	<b>Función</b>	<b>Símbolo</b>
Señales de Salida	Electroválvula	Extensión del Cilindro 1.0	Y1
	Electroválvula	Retracción del Cilindro 1.0	Y2
	Electroválvula	Extensión del Cilindro 7.0	Y3
	Electroválvula	Extensión del Cilindro 9.0 y 10.0	Y4
	Electroválvula	Retracción del Cilindro 7.0	Y5
	Electroválvula	Extensión del Cilindro 8.0	Y6
	Electroválvula	Extensión del Cilindro 2.0	Y7
	Electroválvula	Retracción del Cilindro 9.0 y 10.0	Y8
	Electroválvula	Retracción del Cilindro 2.0	Y9
	Electroválvula	Extensión del Cilindro 3.0 y 4.0	Y10
	Electroválvula	Retracción del Cilindro 8.0	Y11
	Electroválvula	Extensión del Cilindro 5.0 y 6.0	Y12
	Electroválvula	Retracción del Cilindro 5.0 y 6.0	Y13
	Electroválvula	Retracción del Cilindro 3.0 y 4.0	Y14
	Relé Contactor	Accionamiento del Motor	K24
Señales de Entrada	Sensor Magnético	Final de Recorrido Cilindro 1.0	B3
	Sensor Magnético	Inicio de Recorrido Cilindro 2.0	B8
	Sensor Magnético	Inicio de Recorrido Cilindro 3.0	B10
	Sensor Magnético	Final de Recorrido Cilindro 3.0	B11
	Sensor Magnético	Inicio de Recorrido Cilindro 4.0	B12
	Sensor Magnético	Final de Recorrido Cilindro 4.0	B13
	Sensor Magnético	Inicio de Recorrido Cilindro 5.0	B14
	Sensor Magnético	Final de Recorrido Cilindro 5.0	B15
	Sensor Magnético	Inicio de Recorrido Cilindro 6.0	B16
	Sensor Magnético	Final de Recorrido Cilindro 6.0	B17
	Sensor Inductivo	Detecta Presencia de Barra	B1
	Sensor Inductivo	Detecta descarga de Barra Trefilada	B2
	Sensor Inductivo	Detecta Presencia de Bastidor de Mordaza 1	B4
	Sensor Inductivo	Detecta Presencia de Bastidor de Mordaza 1	B5
	Sensor Optoelectrónico	Detecta Presencia de Carro de Trefilado	B6
	Sensor Optoelectrónico	Detecta Presencia de Carro de Trefilado	B7
	Presostato	Detecta Presión superior a 6 Bar.	B18
	Presostato	Detecta Presión superior a 6 Bar.	B19
	Pulsador START	Genera la señal de Inicio del Proceso	START
Pulsador STOP	Genera la señal de Final del Proceso	STOP	

Diseño de un Sistema Automatizado para un Banco de Trefilado de Barras de Acero

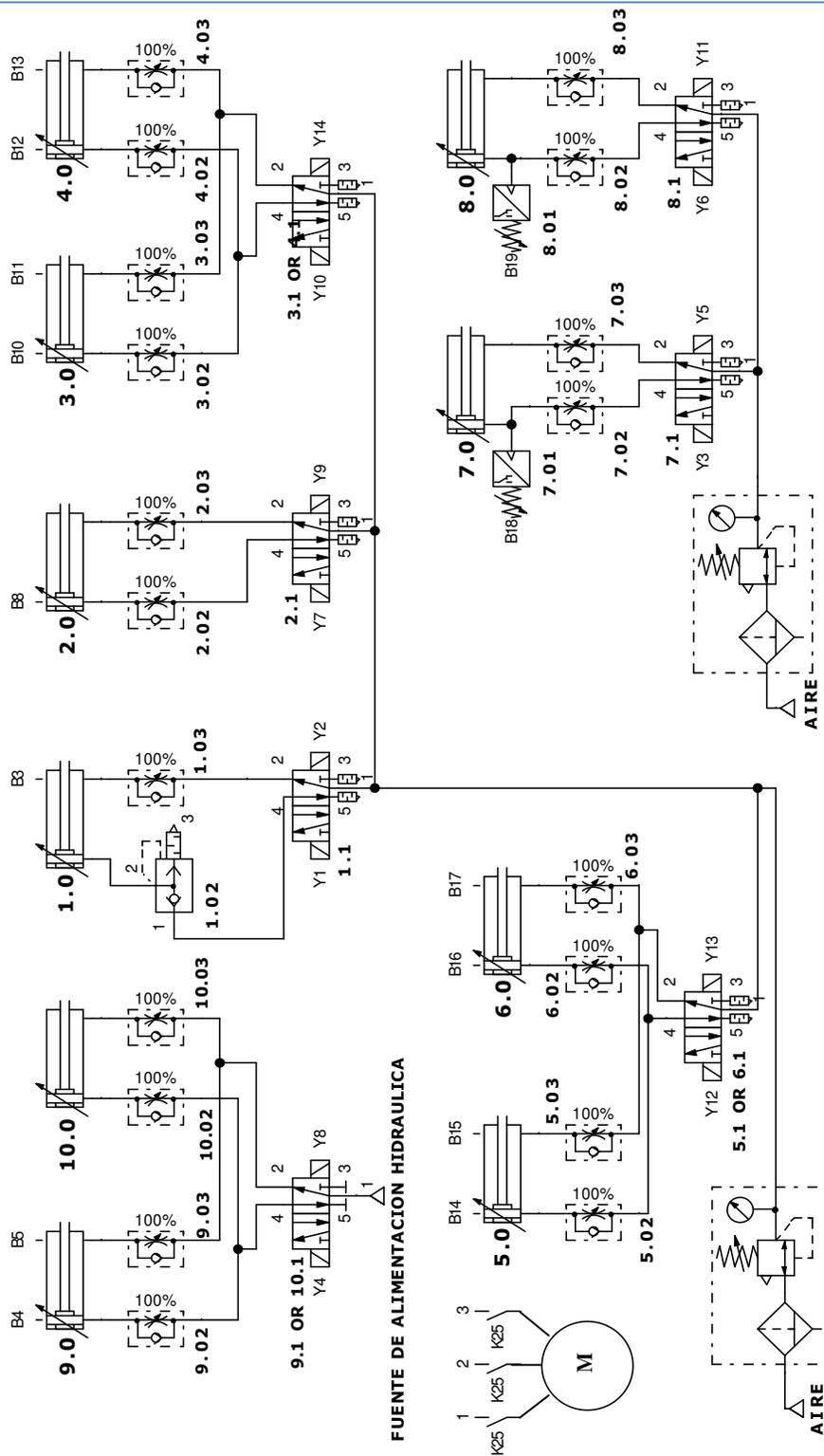


Figura IV.2. Sistema neumático del proyecto



### IV.1.2. Diagrama Fase-Tiempo del Proceso de Trefilado Automatizado.

El proceso de trefilado inicia cuando el operador introduce las barras en el dispensador y decide presionar el pulsador START, una vez hecho esto se activa el proceso generando el diagrama fase-tiempo mostrado en la figura IV.3.

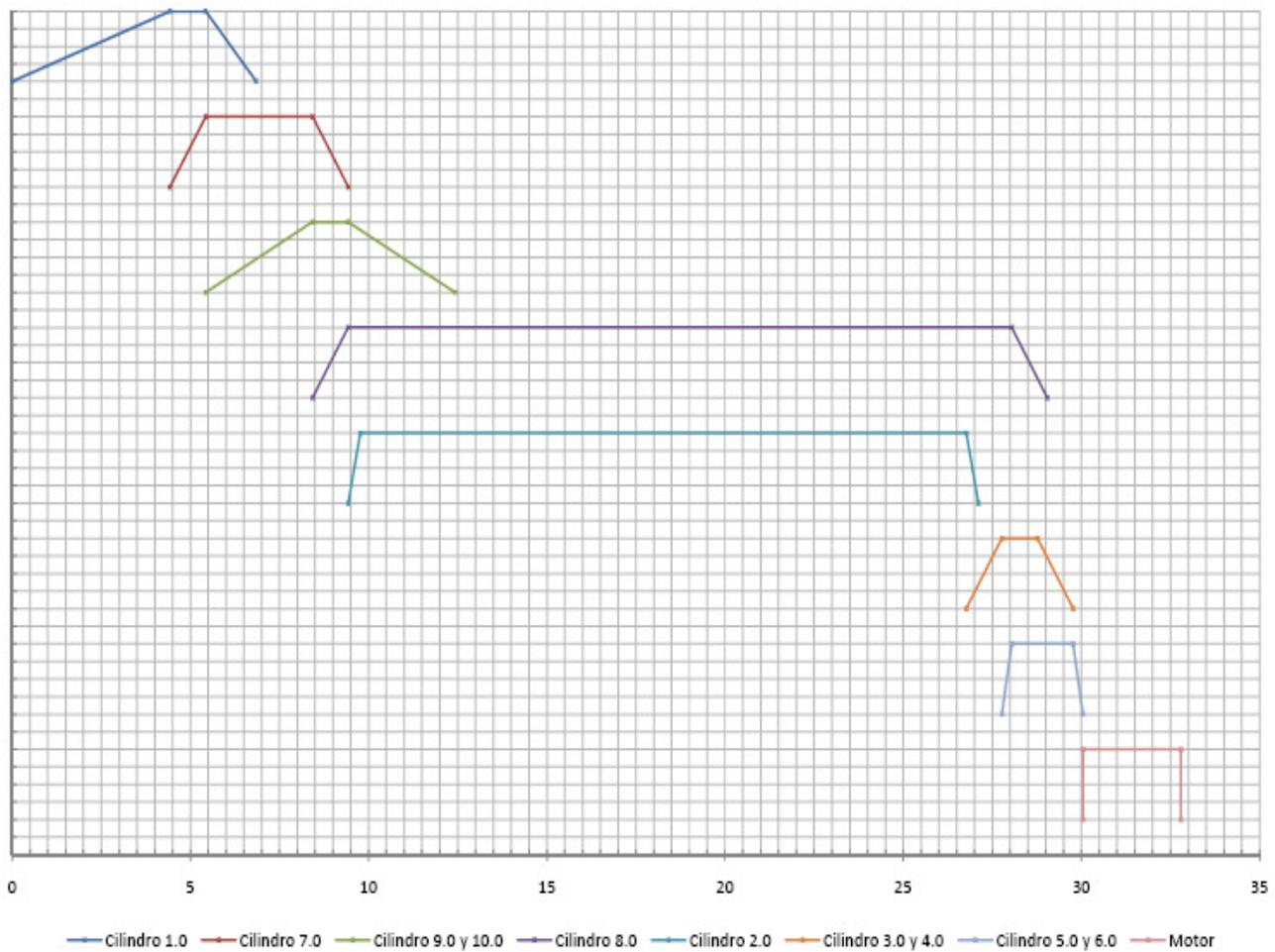


Figura IV.3. Diagramas de fase tiempo

### IV.1.3. Descripción secuencial de las etapas del sistema automatizado

El proceso de trefilado de barras se inicia cuando hay al menos una barra en la mesa dispensadora de barras (activación del sensor B1) mostrado en la figura IV.4 y además el sistema se energiza, para lo cual es necesario presionar el pulsador de START, el cual se encuentra en el tablero de control a un costado de la máquina original, este pulsador cuenta con enclavamiento, por lo que luego el ciclo funciona de manera continua, agregándose una tercera condición que es la presencia del carro de trefilado en posición final, que se detecta mediante el sensor optoelectrónico de barrera B7 cuya ubicación se muestra en la figura IV.5 Esta condición se establece con la finalidad de mantener un ciclo continuo y progresivo tal que al terminar el trefilado de cada barra se pueda iniciar nuevamente el proceso.

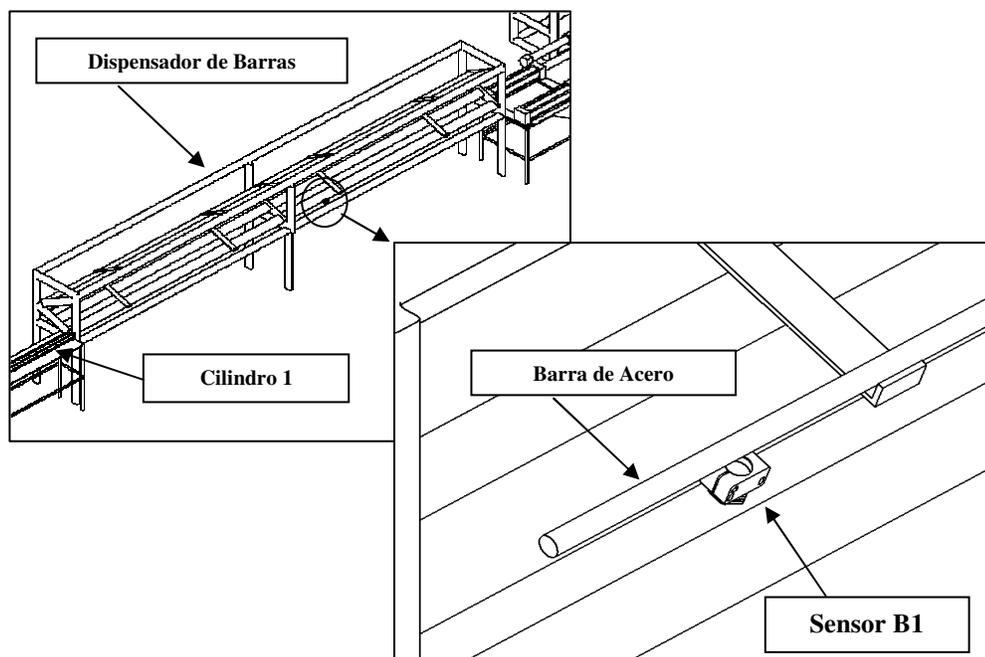


Figura IV.4. Sensor inductivo de presencia de barra B1 en el dispensador de barra.

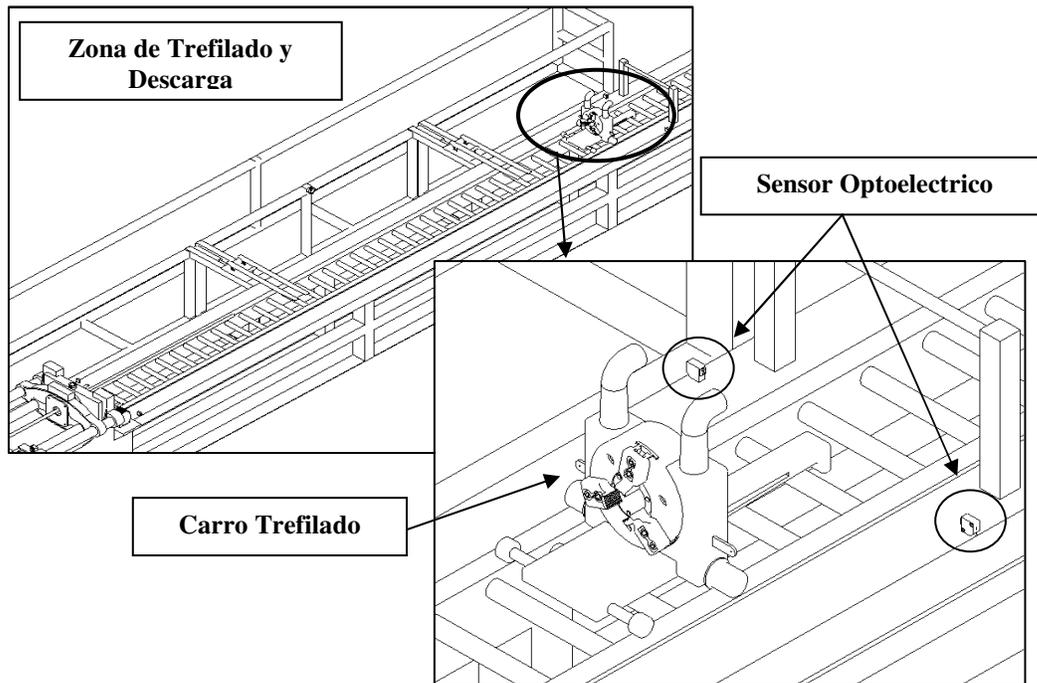


Figura IV.5. Sensor optoelectrónico de barrera B7 ubicado en la zona de descarga.

Al cumplir con las condiciones de inicio (presencia de barra, carro al final del sistema y presionar el pulsador START), se energiza el solenoide Y1 lo que conmuta la válvula 1.1 y extiende el cilindro 1.0, el cual traslada la barra hasta la entrada de la mordaza 1 (mordaza de entrada o empuje) como se muestra en la figura IV.6.

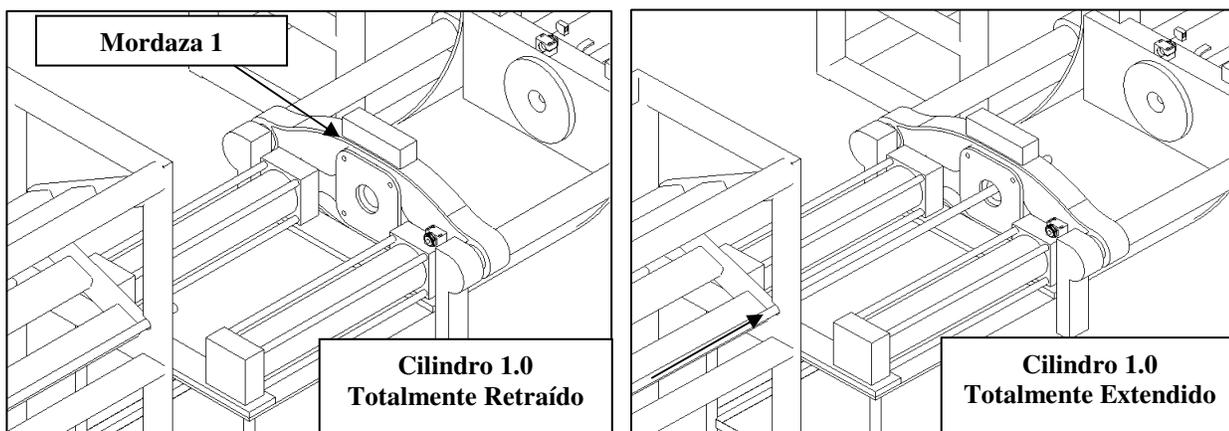


Figura IV.6. Entrada de la Barra a la Mordaza 1 por acción del cilindro 1.0.

Para continuar, se debe realizar el apriete de las mordazas. Para que esto ocurra debe estar accionado simultáneamente el sensor magnético B3 (sensor de final de carrera del cilindro 1.0) y el sensor inductivo B4 (sensor que indica que el bastidor de la mordaza 1 está en la posición de comienzo del ciclo, totalmente alejado de la trefila) que se encuentra representado en la figura IV.7. Al coincidir dichas señales, se energiza Y3 logrando así conmutar la Válvula 7.1 que tiene como función desplazar el sistema interno de la mordaza 1, y comienza a cerrarse la misma. Al alcanzar la presión de 6 bar, el presostato B18 conmuta, lo que representa que las mordazas ya se encuentran apretadas adecuadamente para la realización del movimiento de la barra.

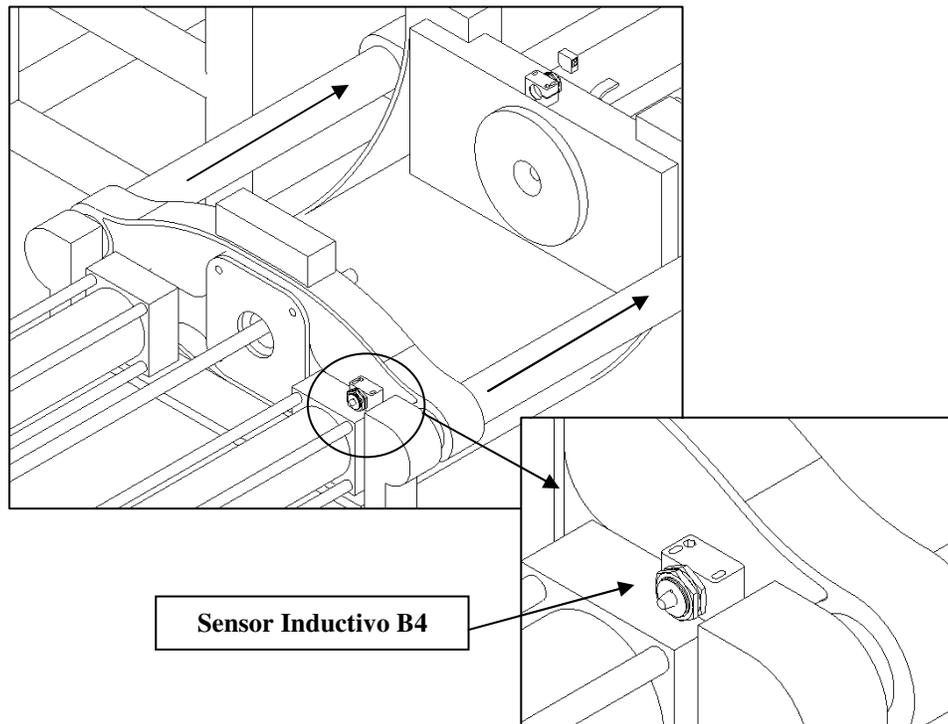


Figura IV.7. Bastidor con la Mordaza 1 en su posición inicial y su sensor de posición B4.

Con las mordazas totalmente apretadas, se energiza Y4 que acciona a la válvula hidráulica (9.1 o 10.1) que el sistema ya posee.

Por lo tanto se procede a realizar la extensión de los cilindros hidráulicos 9.0 y 10.0. Al mismo tiempo se energiza Y2 para devolver el cilindro 1.0 a la posición inicial de traslado de la barra. Cuando el bastidor alcanza la posición final de su carrera, es registrado por el sensor inductivo B5. Inmediatamente se energiza Y5 para así conmutar la válvula 7.1 que permite aflojar el sistema de mordaza 1. Figura IV.8.

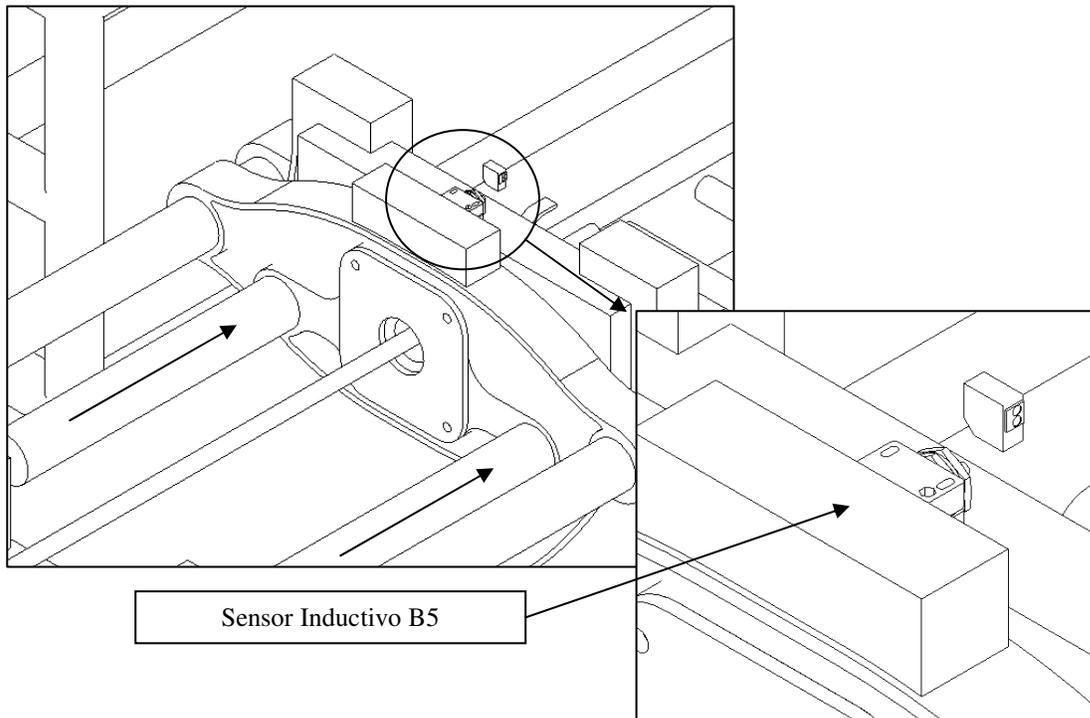


Figura IV.8. Bastidor con la mordaza 1 en su posición final y su sensor de posición B5.

Cuando la señal del sensor B5 coincide con el accionamiento del sensor optoelectrónico B6 (mostrado en la figura IV.9) que indica la presencia del carro de trefilado en la posición de inicio, próxima a la hilera. Cumpliendo con esa condición, al mismo tiempo que se está liberando la mordaza 1, se comienza el apriete de la mordaza 2 (mordaza de tracción).

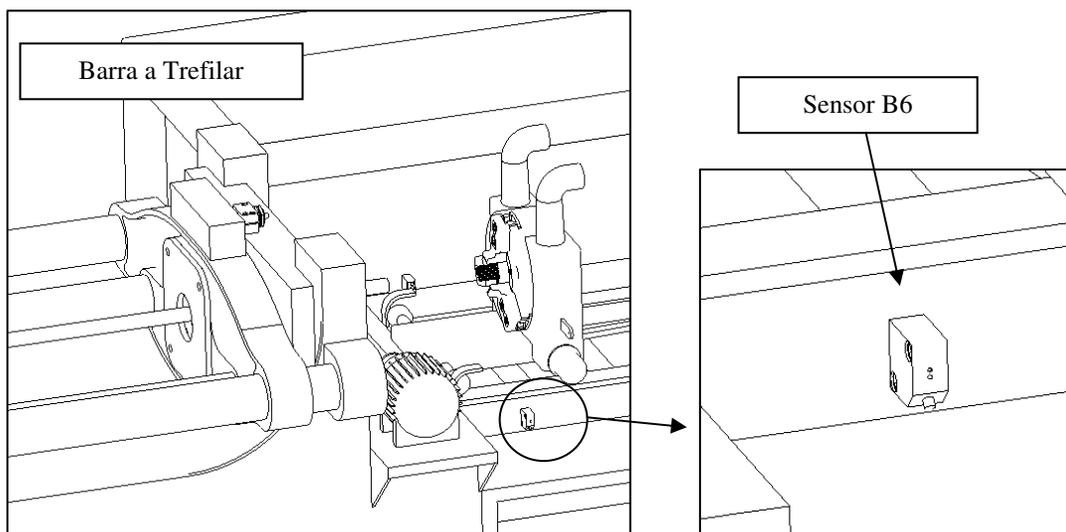


Figura IV.9. Sensor de posición optoelectrónico B6 y mordaza 2.

Cuando la mordaza 2 alcanza la presión de 6 bar, el presostato B19 y sensor magnético B8 (sensor de inicio de carrera del cilindro de acople del carro con el sistema de tracción) se encargan de dar la señal necesaria para energizar Y7, que pertenece a la válvula 2.1 que conmuta para la extensión del cilindro 2.0. el cual se encarga de extenderse y lograr el acople carro-cadena en el sistema de tracción.

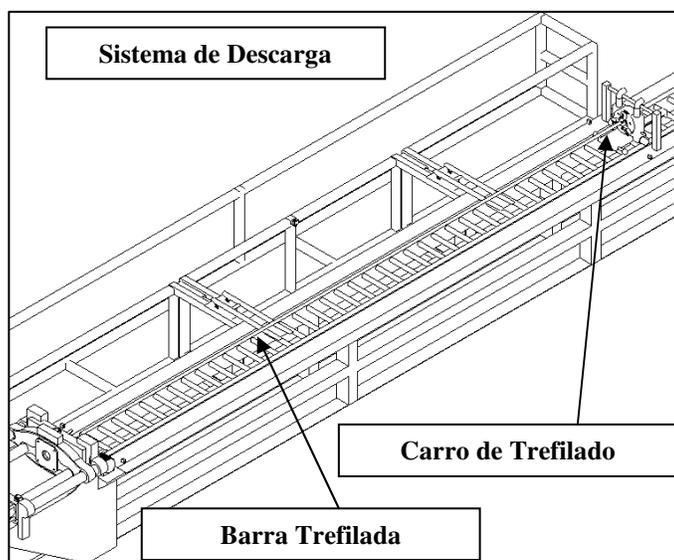


Figura IV.10. Carro en la posición final y barra trefilada.

Para el momento que el carro está realizando el trefilado de la barra, el sistema del bastidor de la mordaza 1, está realizando su retorno a la posición inicial, de tal manera que cuando el carro culmine con el trefilado, se comience el ciclo de alimentación nuevamente al energizar Y1 con el B7 (como ese explica anteriormente). Y así poder optimizar el trabajo del equipo.

Cuando el carro culmine el trefilado y llegue a su posición final de carrera, se acciona el sensor optoelectrónico de barrera B7 el cual se muestra en la figura IV.4. La señal de este sensor energiza Y9 que se encarga de conmutar la válvula 2.1 lo cual permite la retracción del cilindro 2.0. Por otra parte el sensor B7 en conjunto con los sensores magnéticos B10 y B12 (sensor de posición totalmente retraídos de los cilindros 3.0 y 4.0 cuya ubicación se muestra en la figura 1.2 del anexo 1), permite que se energice Y10 en la válvula 3.1 / 4.1 de los cilindros 3.0 y 4.0; que se extienden para realizar el empuje de los carros de descarga de barras trefiladas tal como se muestra en la figura IV.11.

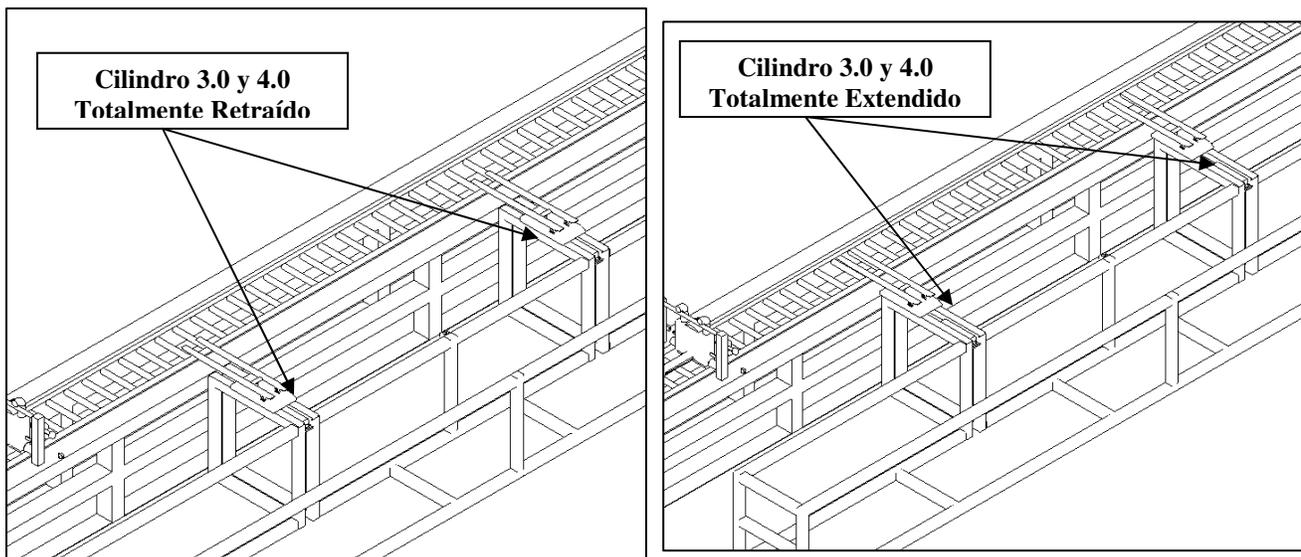


Figura IV.11. Carro de descarga en las posiciones de extensión y retracción.

Al alcanzar completamente la extensión los cilindro 3.0 y 4.0, los sensores magnéticos B11 y B13, se encargan de enviar la señal que energiza Y12 en la válvula 5.1 o 6.1 la cual extiende los cilindros 5.0 y 6.0, elevando los brazos de descarga del sistema, encargada de recibir la barra trefilada lo cual se muestra en la figura IV.12.

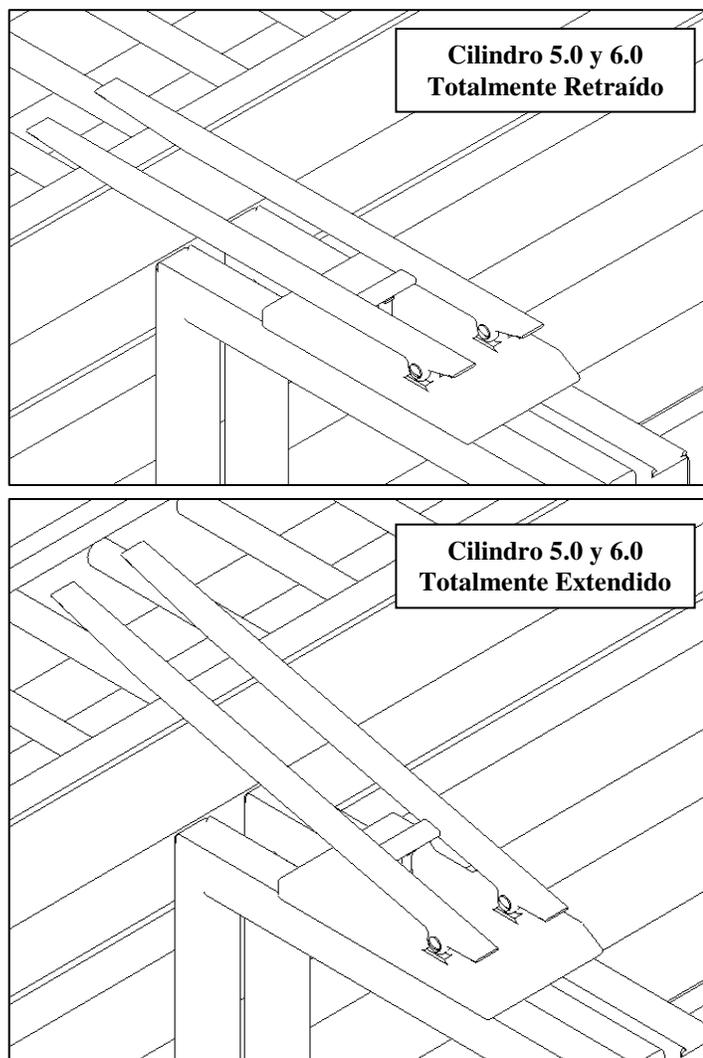


Figura IV.12. Elevación de los brazos de descarga.

Cuando se realiza la totalidad del recorrido de los cilindros 5.0 y 6.0. Los sensores magnéticos B15 y B17 determinan la posición máxima de elevación de los

brazos de descarga, y se energiza Y11 que pertenece a la válvula 8.1 de la mordaza 2, para así aflojar la misma y soltar la barra. La barra desciende sobre los brazos de descarga, y durante el recorrido se activa el sensor inductivo B2 encargado de, transmitiendo la señal que retrae los cilindros 3.0 y 4.0.

Cuando los cilindros 3.0 y 4.0 retornan por completo, los sensores magnéticos B10 y B12 se activan y junto con Sensor B19 desactivado (que determina que la presión de la mordaza 2 está abierta), energizan Y13 en la válvula 5.1 o 6.1 que tiene con función retraer los cilindros 5.0 y 6.0. Para colocar la plataforma en la posición inicial y activar el motor para retornar el carro de trefilado a su posición inicial próxima a la trefila, reiniciándose de esta manera el ciclo.

#### IV.1.4. Instalación del Sensor Magnético de Posición.

Para cada cilindro en los cuales es necesario sensar el principio y/o el final de carrera se emplean sensores magnéticos de posición integrados a la camisa del cilindro, su ubicación en el sistema se muestra en la figura 1.2 del anexo 1 y a continuación en la figura IV.13 se muestra en detalle su posición en el cilindro.

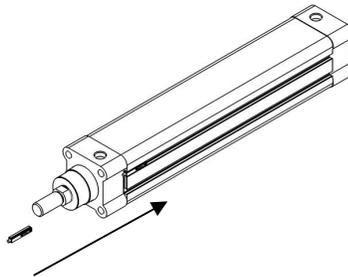


Figura IV.13. Instalación de sensores de posición magnéticos.



#### IV.1.5. Sistema de control

Durante el diseño de un sistema automatizado, se presenta varias etapas, la primera representa la identificación de las señales de entrada, es una etapa básica del proyecto, pero la etapa importante y realmente significativa de cada proceso, es el sistema de procesamiento de datos, donde existe 2 alternativas comentadas inicialmente (lógica programada y lógica cableada) que representan soluciones distintas para un mismo problema y a la vez emplea componentes diferentes.

Para dirigir secuencialmente las acciones del sistema automatizado, es necesario emplear un sistema de control que cumpla con los requerimientos de entradas y salidas (dichos requerimientos vienen definidos por el proceso de trefilado).

El sistema automatizado requiere del manejo de veinte señales de entrada (provenientes de pulsadores y sensores) y quince señales de salida (electrovalvulas y un relé contactor) las cuales fueron reseñadas anteriormente en la señales de entrada en la tabla IV.1.

Para el procesamiento de datos se decide realizar el diseño a través de lógica cableada y lógica programada (PLC), de esta manera representar así 2 alternativas de solución y evaluarlas bajo una serie de criterios establecidos por la empresa.

#### IV.1.6. Sistema con Lógica Cableada.

La lógica cableada consiste en un sistema netamente físico, donde presenta como base del sistema la electroneumática, donde interactúan los reles y interruptores en un circuito eléctrico que posee distintas combinaciones en serie y paralelo que dan respuestas a las consideraciones de trabajo del sistema.



De acuerdo a las condiciones de trabajo del sistema explicadas anteriormente, se obtuvo el siguiente esquema de lógica cableada. Ver figura IV.14

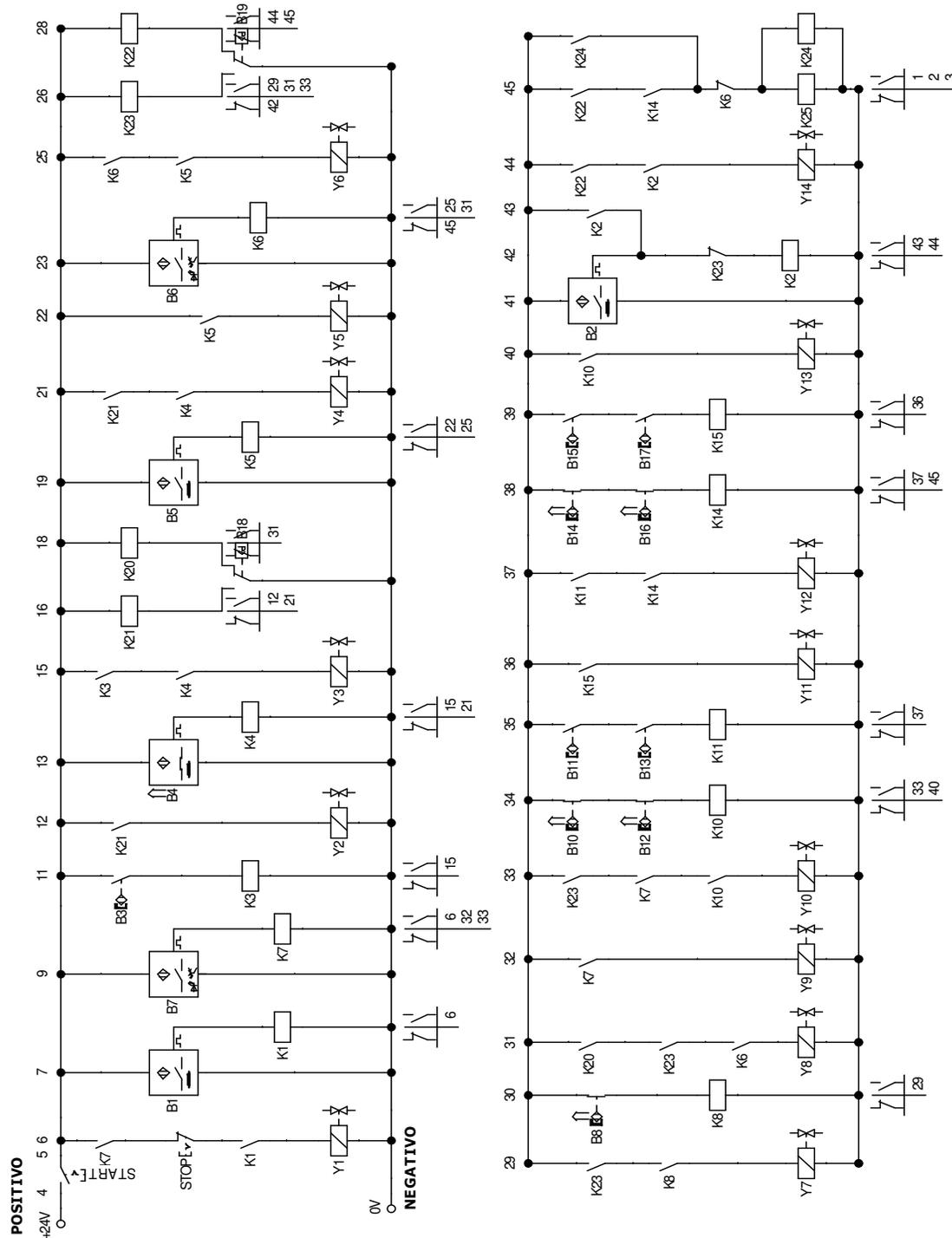


Figura IV.14. Configuración de Circuito de Lógica Cableada

### IV.1.7. Sistema con Controlador de Lógica Programable (PLC).

El sistema gobernado de PLC presenta la característica esencial, que posee un procesador capaz de reconocer ciertas condiciones establecidas por el programador y de esa manera reacciona ante la presencia de las señales de entrada, logrando obtener señales de salida y posee una capacidad de respuesta elevada. Además permite configurar cualquier cambio de proceso en el software, sin necesidad de realizar un cambio en la configuración física del sistema. Ver figura IV.15

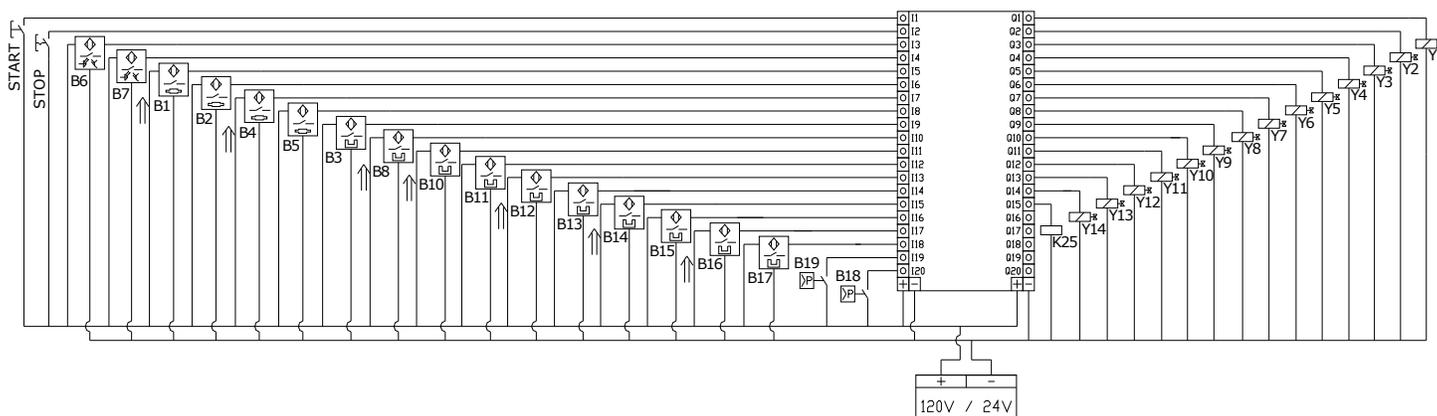


Figura IV.15. Control del PLC

El sistema de lógica programable, además de la configuración de instalación, amerita una programación específica para cada uno de los procesos que se desean obtener. La programación del PLC debe ser establecida por el diseñador del sistema.

A continuación se presenta en la figura IV.16 la programación requerida para el sistema automatizado de barras a través de PLC.

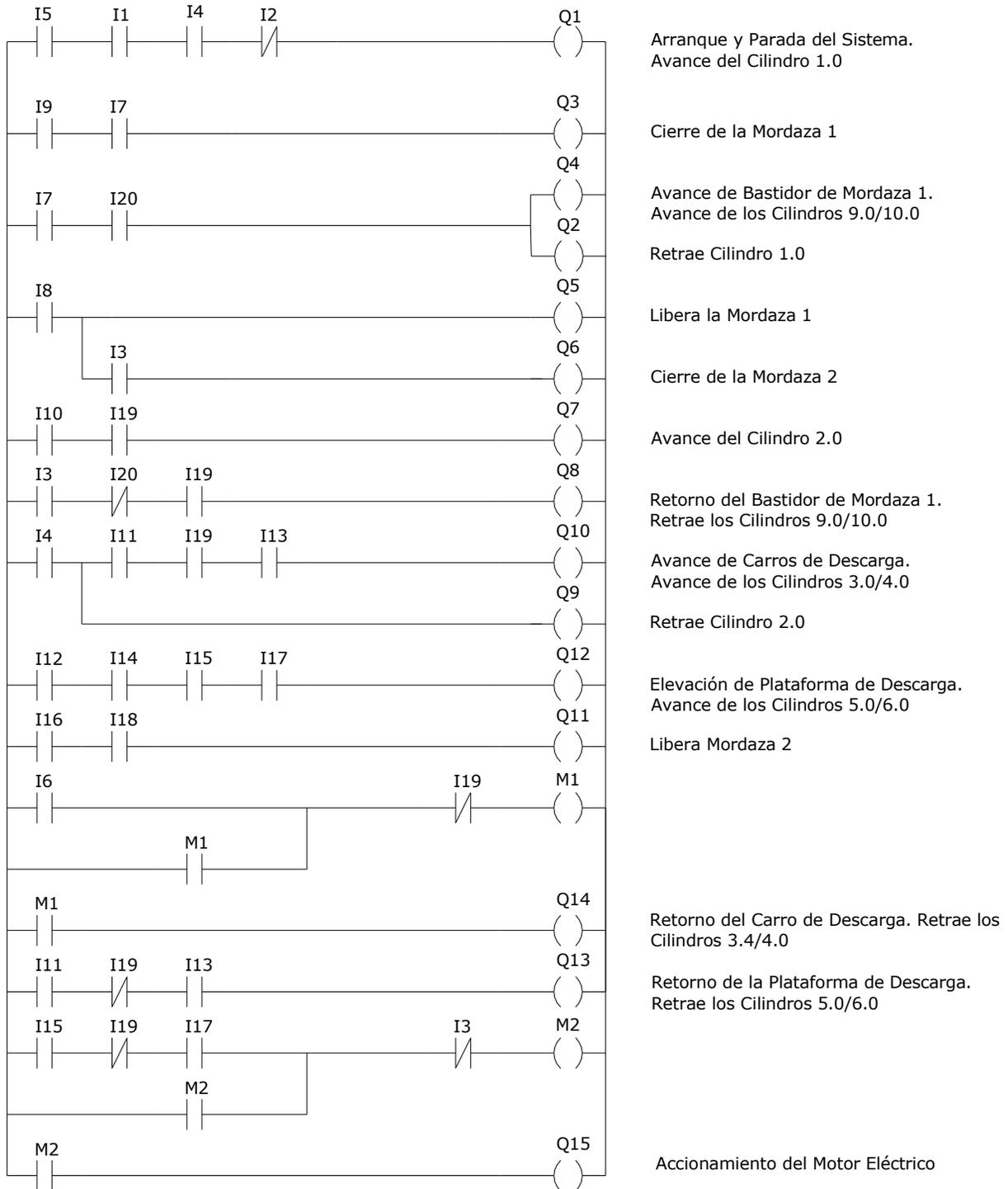


Figura IV.16. Diagrama escalera

#### IV.1.8. Criterios de selección del sistema de control.

A pesar de que los sistemas de lógica programable, en especial los PLC, son empleados con más frecuencia en la actualidad, se deben considerar las condiciones de trabajo en las que se encuentra la empresa de Trefilería Carabobo al momento de determinar el sistema a seleccionar.

- Requerimientos técnicos para mantenimiento y ajustes de sistema.
- Variabilidad de los parámetros de proceso.
- Tipos de señales de entradas y salidas del sistema.

La empresa Trefilería Carabobo, consta de maquinarias que se caracterizan por tener condiciones de proceso constantes, por lo tanto no existe variación de parámetros durante los procesos de manufactura.

El proceso de trefilado de barras describe un sistema donde las señales de entrada son analógicas (todo o nada), por lo tanto no requiere de un sistema gobernado a través de elementos temporizadores o programables.

En la actualidad, el departamento de mantenimiento se encuentra limitado en cuanto a personal capacitado en la rama de la electrónica, y poseen experiencia en el manejo de sistemas gobernados por lógica cableada.

Por lo tanto, en este caso es importante la utilización un sistema de lógica cableada y así satisfacer las condiciones de trabajo además de los requerimientos de la empresa que percibe el proyecto con factibilidad para implementación. Y se le suministra de la misma manera las condiciones de diseño y programación de un PLC en caso de que en algún momento se decida cambiar de tecnología.



## IV.2. DISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA

Con el fin de asegurar la compatibilidad entre el sistema automatizado y las máquinas existentes en la empresa y hacer posible la automatización de algunas tareas del proceso se requiere el diseño de los siguientes componentes.

- Mesa de alimentación de barras.
- Selección de mordazas de sujeción.
- Bastidor de mordaza automática.
- Carro de trefilado.
- Sistema de Descarga.

### IV.2.1. Mesa de alimentación de barras

La mesa de alimentación sirve para: dispensar materia prima de forma controlada y trasladar las barras hasta la entrada del sistema de alimentación de la trefila, con el fin de cubrir estas funciones se han tomado las siguientes consideraciones para el diseño.

La mesa debe almacenar barras de acero de 6 m de longitud y manejar 20 barras de 1 pulgada de diámetro.

La salida del dispensador debe quedar alineada con el eje central de la trefila para realizar la alimentación de forma axial tal como se muestra en la figura 1.1.A del anexo 1.

En base a estas premisas se presenta el diseño de la figura IV.17, el mismo se encuentra fabricado de perfiles de acero rectangulares ASTM A500 grado A (40x80x2.25 mm. y 100x40x2.25 mm.) seleccionados del proveedor UNICON (ver anexo 3), los cuales serán unidos mediante soldadura. El análisis que soporta cada uno de los elementos del diseño se presenta en el apéndice 1 secciones 1.1 y 1.7 el mismo, se diseñó para soportar el peso de 20 barras de acero de 0.0254 m. (1 in) de diámetro y 6 m. de largo, lo cual corresponde aproximadamente a 2 lotes de materia prima de este calibre, a continuación se muestra su aspecto físico en la figura IV.17.

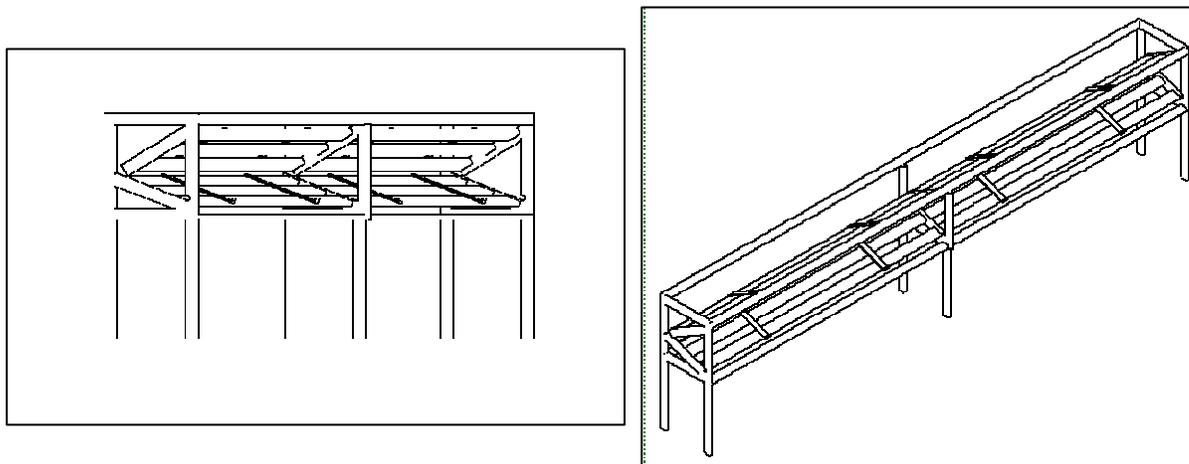


Figura IV.17. Mesa de alimentación de barras.

Este diseño es alimentado por la parte superior mediante una grúa puente que se encuentra disponible en la empresa, una vez que las barras son liberadas sobre el dispensador las mismas ruedan por gravedad sobre una primera superficie inclinada a  $30^\circ$  (ángulo necesario para manejar 10 barras de 0.0254 m.) hacia una segunda superficie de pendiente contraria y menor; esto con la finalidad de cambiar la dirección y el sentido de movimiento de la barra durante el descenso para controlar la velocidad de llegada. Las barras son detenidas por 4 topes perpendiculares a la superficie de deslizamiento que se encuentran al final de la misma, los cuales aseguran su alineación con el eje axial de la trefila, posteriormente la barra es



empujada por un cilindro neumático hacia el sistema de alimentación. Las dimensiones de la mesa se pueden observar en la figura 22.1 del anexo 22.

#### **IV.2.2. Selección de mordazas automáticas para sistema de alimentación y el carro de trefilado.**

Para este diseño se deberán utilizar 2 mordazas autocentrantes automáticas. Para la selección de dicho elemento se consideran los cálculos de fuerza de trefilado mostrados en el apéndice 1.2 como condición primordial, además un tamaño reducido. La fuerza de ajuste mínima requerida por la mordaza es de 5221,48 Kgf cuyo cálculo se muestra en el apéndice 1.2, en base a este resultado se ha seleccionado la mordaza neumática MODELO ROTA TP 125 26 marca Schunk, cuyas especificaciones técnicas se muestran en el anexo 5.

#### **IV.2.3. Bastidor para mordaza de alimentación.**

Es un elemento concebido para soportar la mordaza de entrada del sistema, su ubicación se encuentra definida en la figura An.1.1, la cual tiene como función básica, introducir la barra a la trefila. Este diseño debe, soportar las cargas de trefilado empleando los mismos pistones de empuje que ya posee el equipo, y además cumplir con las condiciones dimensionales de la mordaza.

El diseño propuesto se analizó estructuralmente mediante el método de elementos finitos, pasando por varias iteraciones de refinamiento con el fin de obtener un diseño cada vez más óptimo, alcanzándose finalmente el modelo mostrado en las figuras IV.18 y 22.2 del anexo 22.

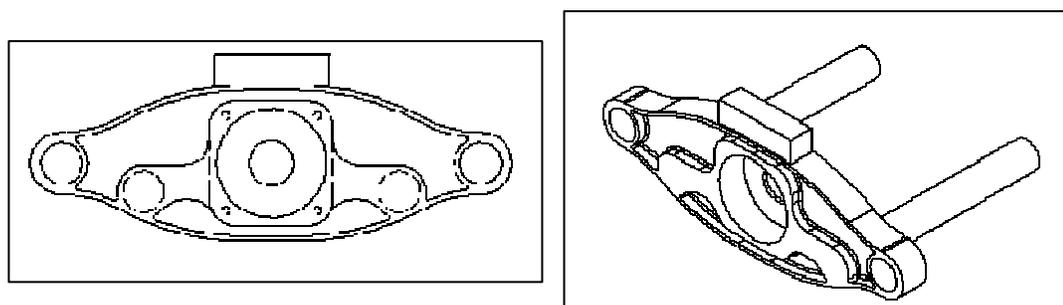


Figura IV.18. Bastidor de la Mordaza 1

El diseño viene representado por una estructura similar a la que posee el equipo, analizada bajo las propiedades del ACERO SAE 1040 RECOCIDO. Los cálculos que sustentan el diseño se encuentran en el apéndice 1 sección 1.3.

#### IV.2.4. Carro de Trefilado.

El carro de trefilado sirve para: sujetar la barra a trefilar, acoplarse al sistema de transmisión de cadena, liberar la barra al momento de ser descargada y retornar al punto inicial, con el fin de cumplir estas funciones se diseñó el elemento mostrado en las figuras IV.19 y 22.3 del anexo 22, el mismo se ha diseñado tomando en cuenta lo siguiente.

Debido a la fuerza de trefilado a la que se encuentra sometido el carro en dirección horizontal, el diseño de un acople directo resultaría costoso y de gran tamaño lo que lo hace inapropiado para la aplicación, por tanto debe aprovecharse el equilibrio de fuerzas al que se encuentra sometido a la hora de realizar el acople con el fin de emplear la mínima fuerza posible.

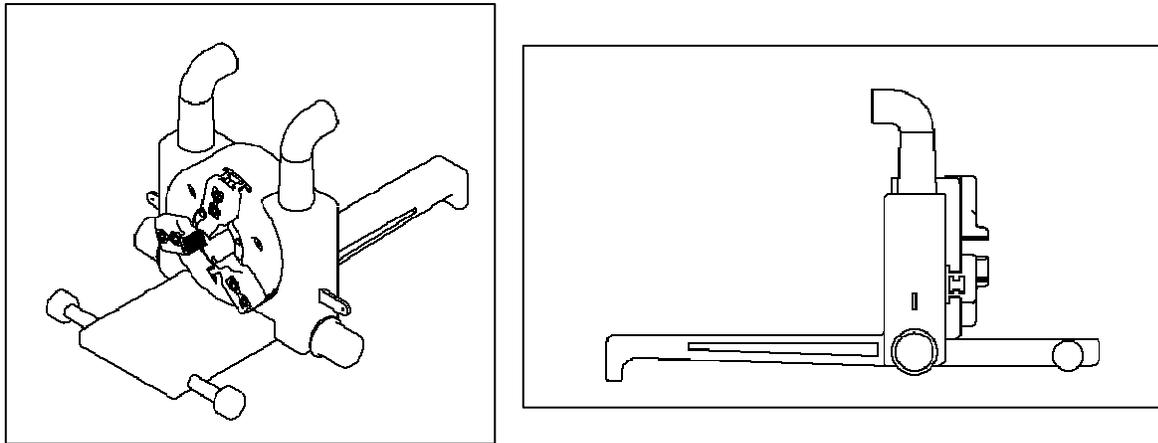


Figura IV.19. Carro de Trefilado

A razón de esto se diseñó un carro solido el cual sirve de bastidor a la mordaza y como acople a la cadena. Para cumplir la función de acople el carro se comporta como un balancín, girando alrededor de sus ruedas traseras, el mismo tiene 3 secciones, al primera sección es un brazo cuya función principal es actuar de contrapeso para equilibrar el carro, además contiene las ruedas delanteras que sirven de apoyo, la sección central actúa como bastidor de la mordaza y la sección trasera es un gancho el cual al inclinarse el carro un ángulo de  $4,5^\circ$  aproximadamente produce el acople a la cadena.

El carro se encuentra prácticamente equilibrado alrededor de las ruedas traseras, solo se produce una pequeña diferencia de momentos que hace que su posición natural sea apoyado sobre las cuatro ruedas sin inclinación alguna, esto para evitar un acople accidental al sistema de transmisión.

Al llegar el carro a la posición inicial (donde engancha la barra a trefilar) el mismo queda restringido verticalmente por un par de guías ubicadas al costado de los

rieles y un cilindro neumático ubicado verticalmente justo debajo del plano sobre el cual se mueve el carro, se extiende empujando al carro hacia arriba por el brazo delantero una distancia de 17,26 mm, al elevarse el brazo delantero, el brazo trasero que actúa como gancho desciende produciéndose de esta manera el acople al sistema de transmisión. (Figura IV.20)

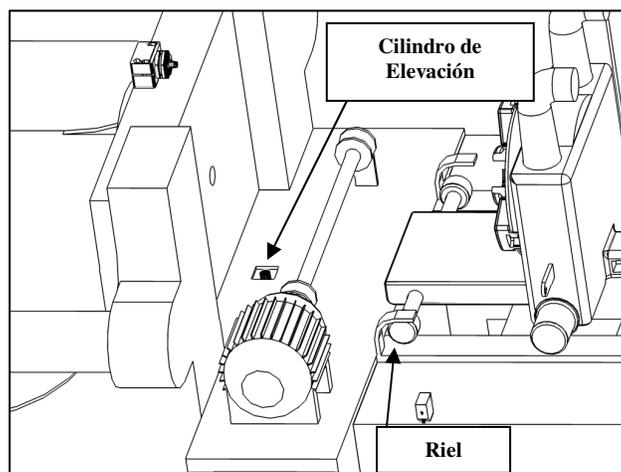


Figura IV.20. Guías en los Rieles

Para el desacople se aprovecha la fuerza provista por el sistema de transmisión para hacer que el carro gire en sentido contrario provocando la elevación del gancho, como se puede notar en la figura IV.19. el carro cuenta con un par de brazos en la parte superior de la sección central los mismos están diseñados para chocar contra una barra horizontal que se ubica justo en la posición final del carro y dado el sentido de avance del mismo el choque produce el efecto deseado haciendo que el carro gire y se desacople de la cadena.

La barra a trefilar es sujeta y liberada automáticamente mediante las mordazas neumáticas autocentrantes ya seleccionadas.



Los cálculos relativos al diseño del elemento se encuentran detallados en el apéndice 1.4 y las dimensiones resultantes en el conjunto de planos del anexo 22.

Para el retorno del carro se seleccionó un motor de 0,25 KW de potencia, de velocidad nominal 1000 RPM el cual gira a una velocidad de 850 RPM, que junto con un par de poleas retrae 2 cables de acero de 2 mm de diámetro conectados al carro haciendo que el mismo retorne en un tiempo aproximado de 2,75 s. las especificaciones técnicas del motor se encuentran en el anexo 6 y los cables seleccionados en el anexo 7, los cálculos referentes al diseño de las poleas y a la selección del motor se encuentran en el apéndice 1 sección 1.6.

#### **IV.2.5. Carro de Descarga.**

El carro de descarga se encuentra ubicado después de la trefila a un lado del equipo. sus funciones principales son: retirar cada una de las barras trefiladas, distribuir las barras a la zona de descarga. Para lograr dichas especificaciones, se consideró un diseño de plataforma manejada por 2 cilindros neumáticos que cuenta con dos brazos pivoteados en su base tal como se muestra en las figuras IV.21, 22.4 y 22.5 del anexo 22, su ubicación dentro del sistema se muestra en la figura 1.1 del anexo 1.

La plataforma se desplaza horizontalmente por acción de un primer cilindro hasta encontrarse debajo de la barra trefilada y luego los brazos son elevado aplicando una fuerza provista por un segundo cilindro neumático ubicado a un quinto de su longitud aproximadamente, los cálculos que sustentan el diseño se muestran en el apéndice 1 sección 1.5. Además para la organización de la materia se colocó una bandeja en la zona de descarga, cuyas dimensiones se muestran en la figura 22.6 del anexo 22.

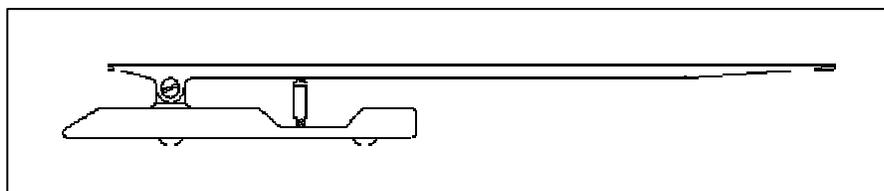
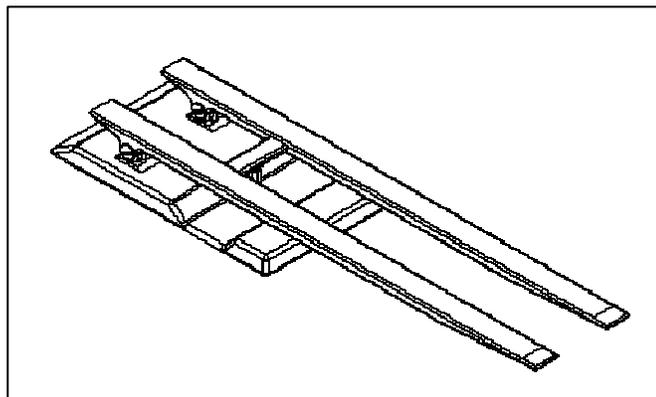


Figura IV.21. Carro de Descarga.



## **V. SELECCIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DEL SISTEMA AUTOMATIZADO Y FACTIBILIDAD ECONOMICA.**

Este capítulo consta de dos secciones, en la primera se indica la selección de los principales componentes eléctricos y neumáticos que integran el sistema automatizado. En la segunda se realiza el estudio de factibilidad económica una vez determinado el costo del proyecto.

### **V.1. SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES.**

#### **V.1.1. Selección de actuadores neumáticos.**

El sistema diseñado cuenta con seis cilindros neumáticos convencionales, y dos mordazas neumáticas accionadas mediante cilindros integrados a su construcción, A continuación se listan los cilindros junto a su función dentro del sistema.

- Cilindro 1.0: Desplaza la barra desde la mesa de abastecimiento a la entrada del sistema de alimentación.
- Cilindro 2.0: Produce la inclinación del carro de trefilado para su acople al sistema de transmisión de potencia.
- Cilindros 3.0 y 4.0: Desplazan simultáneamente de forma horizontal los carros del sistema de descarga.
- Cilindros 5.0 y 6.0: Elevan simultáneamente los brazos acoplados al sistema de descarga.
- Cilindros 7.0 y 8.0: Cilindros integrados a las mordazas neumáticas.

La selección de los cilindros neumáticos se realiza tomando en consideración la fuerza de trabajo necesaria en magnitud, dirección y sentido y la carrera mínima requerida siguiendo el procedimiento mostrado a continuación.



- 1) Determinar la carrera mínima requerida por el cilindro según su aplicación.
- 2) Calcular la fuerza máxima que será aplicada al cilindro durante su funcionamiento.
- 3) Identificar el tipo de cargas a las cuales se verá sometido el cilindro.
- 4) Determinar las características geométricas mínimas del cilindro (diámetro del émbolo, diámetro del vástago).
- 5) Con las características determinadas se realiza la selección en base a catálogos electrónicos.
- 6) Verificar si el cilindro seleccionado cubre las necesidades del sistema en cuanto a fuerza, carrera, y aplicación.

A continuación se presenta el cálculo de cada una de de las características necesarias para la selección del cilindro 1, y de manera similar se procede para el resto de los cilindros los cuales se encuentran referidos al apéndice 2

#### Cálculo de la carrera mínima requerida (Cilindro 1.0)

Las carrera para este cilindro se determina directamente del ensamblaje, los puntos entre los cuales se obtiene esta distancia se muestra en la figura V.1, esta distancia AB es la necesaria para llevar la barra desde el sistema dispensador hasta la entrada de la mordaza del sistema de alimentación, esta distancia es de aproximadamente 960 mm.

Además es necesario que la barra sobresalga de la mordaza al menos 265 mm para que la misma pueda atravesar la trefila lo suficiente para poder ser sujeta por el carro de trefilado, por tanto la distancia total es de 1225 mm.

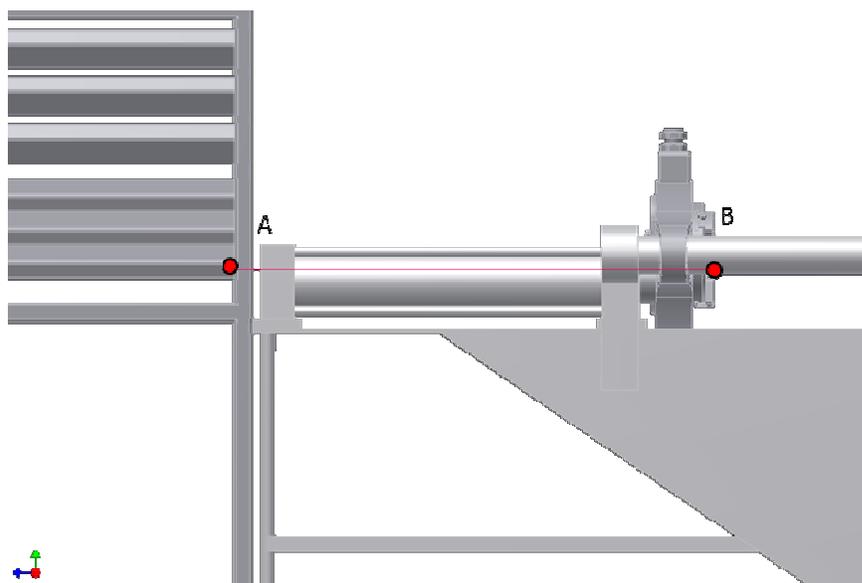


Figura V.1. Puntos de interés para el cálculo de la carrera del cilindro 1.0.

### Cálculo de la fuerza máxima requerida (cilindro 1.0)

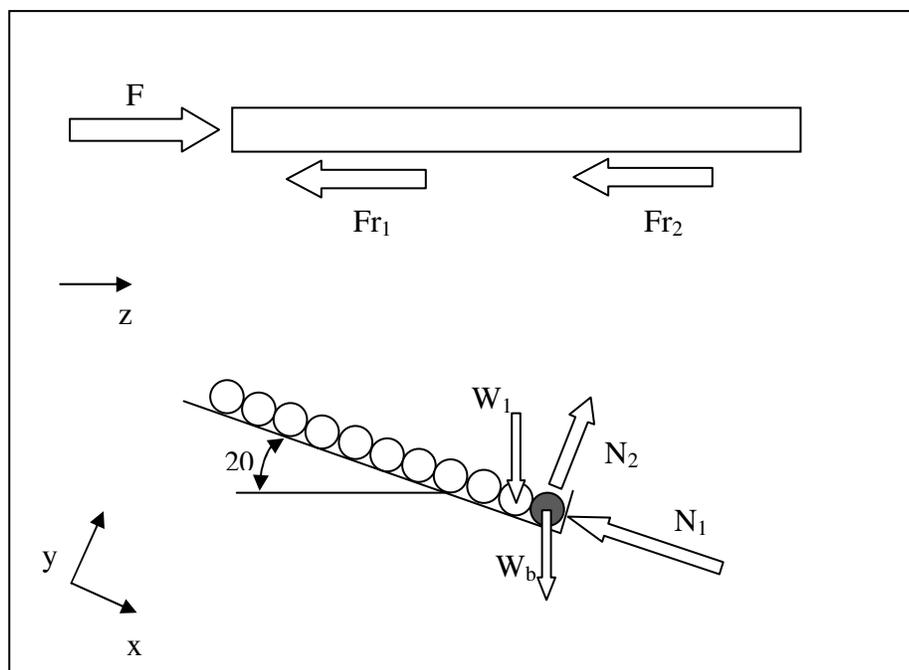


Figura V.2. Diagrama de cuerpo libre de la barra a empujar.



El cilindro 1.0 debe poseer una fuerza de empuje ( $F_1$ ):

Para el cálculo de la fuerza de empuje se plantea equilibrio de fuerzas en los ejes x, y y z despreciando las fuerzas inerciales debido a que el cilindro se desplaza a velocidad constante durante todo su recorrido obteniéndose el sistema de ecuaciones V.1.

$$\Sigma F_z: F_1 = Fr_1 + Fr_2 \quad \text{Ecuación V.1.}$$

$$\Sigma F_x: W_1 * \text{sen}20^\circ + W_b * \text{sen}20^\circ = N_1$$

$$\Sigma F_y: N_2 = W_2 * \text{cos}20^\circ$$

$$Fr_1 = \mu_{ea} * N_1$$

$$Fr_2 = \mu_{ea} * N_2$$

En donde:

$F_1$ : Fuerza de Empuje cilindro 1.0 (N)

$Fr_1$ : Fuerza de roce producida por el peso de las barras en espera (N)

$Fr_2$ : Fuerza de roce producida por el peso de la barra a empujar (N)

$W_1$ : Peso de las barras en espera (N)

$W_b$ : Peso de la barra a empujar (N)

$N_1$ : Fuerza normal 1 (N)

$N_2$ : Fuerza normal 2 (N)

$\mu_e$ : Coeficiente de roce estático (Adim.)

El coeficiente de roce estático para acero - acero sin lubricación es igual a 0,74.

Para resolver el sistema es necesario calcular las variables  $W_1$  y  $W_2$

$$W_b = m_b * g \quad \text{Ecuación V.2}$$

$$W_1 = W_b * 10 \quad \text{Ecuación V.3}$$

En donde:

$m_b$ : Masa de una barra (Kg)

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $9,81 \text{ m/s}^2$ )

La masa de la barra  $m_b$  se calcula como sigue:

$$m_b = D_b^2 * \pi / 4 * L_b * \rho_a \quad \text{Ecuación V.4}$$

En donde:

$D_b$ : Diámetro de la barra (m)

$L_b$ : Longitud de la barra (m)

$\rho_a$ : Densidad del acero = ( $7860 \text{ Kg/m}^3$ )

Los caculos se realizan para un diámetro de 1 pulgada, (0,0254 m) dado que el mismo es el que produce las cargas más elevadas y para una longitud estándar de materia prima de 6 m.

$$m_b = 0,0254^2 * \pi / 4 * 6 * 7860 = 23,89$$

$$W_1 = 23.89 * 9.81 * 10 = 2343,60$$

$$W_2 = 23.89 * 9.81 = 234,36$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones 8.2 para la variable  $F_1$  se obtiene que

$$F_1 = 815,7 \text{ N.}$$

Características geométricas (cilindro 1.0)

Diámetro mínimo del embolo.

La ecuación utilizada para determinar el diámetro del embolo de los cilindros del 1.0 a 6.0 se muestra a continuación. Herrera, A. (2007)



$$D_{\text{emb},i} = (F_i * 1,1 * 4 / (\pi * P))^{1/2} / 1000$$

Ecuación V.5

En donde:

$D_{\text{emb},i}$ : Diámetro mínimo del embolo del cilindro i.0 (mm)

$F_i$ : Fuerza requerida del cilindro i.0 (N)

P: Presión de trabajo (600 000 Pa)

En donde  $D_{\text{emb},i} = 43,6$  mm

Diámetro del vástago.

El diámetro del vástago se calcula en base a la fuerza a la que se verá sometido y a la carrera que debe ejecutar, este cálculo determina el diámetro de vástago seguro para evitar el pandeo. Para ello se utiliza la grafica mostrada en la figura V.3

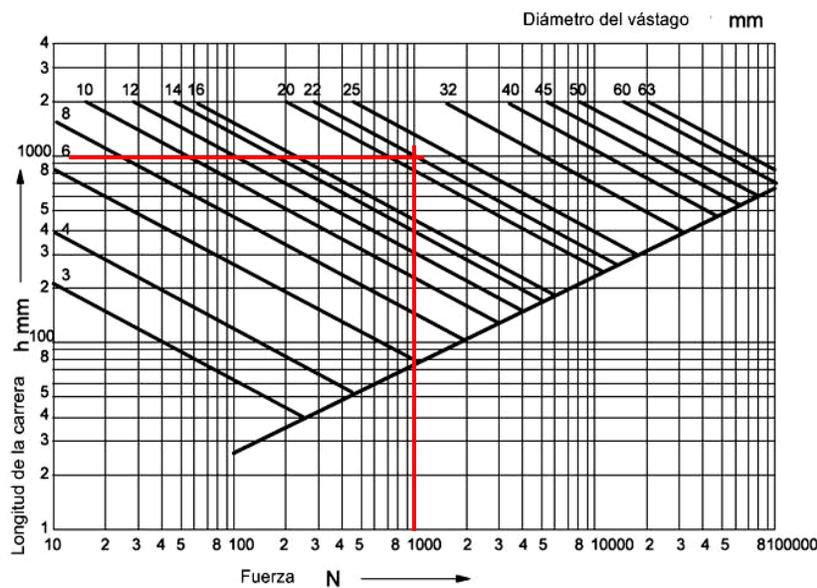


Figura V.3. Carrera en función de la carga. Herrera, A. (2007)

De donde se obtiene un diámetro mínimo del vástago de 22 mm

Las ecuaciones, y gráficas empleadas para la determinación de la carrera, fuerza, y características geométricas se encuentran contenidas en el apéndice 2.

Los cilindros neumáticos se seleccionan en base a la carrera y fuerzas requeridas, al tipo de carga aplicada y se uso como referencia el diámetro mínimo del embolo y diámetro del vástago.

Para la selección se recurre al catálogo electrónico de FESTO debido a que el mismo es un fabricante de amplia distribución en el país, lo cual facilita la obtención de los equipos, así como de servicio técnico y de mantenimiento; lo cual es esencial para la empresa debido a que la misma posee experiencia con sistemas electroneumáticos de dicho proveedor. Los cilindros 7.0 y 8.0 corresponden a las mordazas 1 y 2 las cuales fueron seleccionadas en el capítulo IV como parte de los sistemas mecánicos. A continuación en la tabla V.1 se muestran los cilindros neumáticos seleccionados, sus especificaciones técnicas se muestran en el anexo 9.

Tabla V.1. Cilindros neumáticos seleccionados.

<b>Elemento</b>	<b>Selección</b>	<b>Carrera</b>	<b>Diámetro de embolo</b>
1.0	DNC-50-1225-PPV-A	1065	50
2.0	ADVU-12-20-P-A	17,26	12
3.0	ADVU-32-255-A-P-A	255	20
4.0	ADVU-32-255-A-P-A	255	20
5.0	ADVU-63-15-P-A	13,65	63
6.0	ADVU-63-15-P-A	13,65	63
7.0	Mordaza 1	68	138
8.0	Mordaza 2	68	138

### V.1.2. Válvulas.

La selección de las válvulas se realiza en base al caudal que las mismas deben manejar, el mismo viene determinado por el caudal requerido para el funcionamiento del cilindro a controlar. El caudal se determina basado en el área y en la velocidad de funcionamiento de los mismos la cual fue determinada de forma diferente para los cilindros 1.0 a 6.0 y para los cilindros 7.0 a 8.0 los cuales corresponden a las mordazas neumáticas. A continuación se presenta un ejemplo de cálculo para determinar la válvula correspondiente al cilindro 1.0, el resto de los cálculos respectivos se muestran en los anexos 2.4 y 2.5. Para el cálculo de las velocidades de funcionamiento admitidas para los cilindros se usa la gráfica mostrada en la figura V.4, la misma se encuentra en función del tipo de válvula a utilizar y del diámetro del embolo o pistón, en este caso para válvulas sobredimensionadas o normales ya que estas últimas son las ideales para cilindros que no requieran movimientos a altas velocidades, los datos se tomaron justo en el límite inferior de esta zona tal como se muestra en el ejemplo del gráfico.

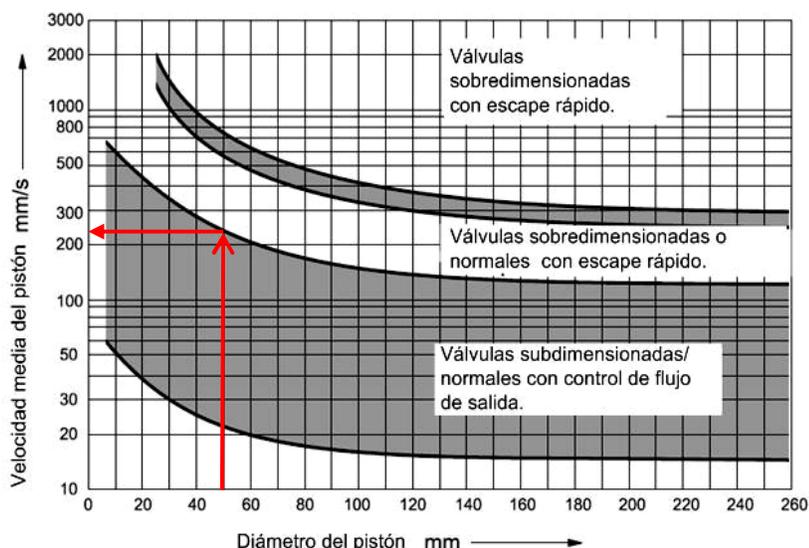


Figura V.4. Determinación de la velocidad máxima admitida en función del tipo de válvula. Herrera, A.

(2007)

El control del sistema automatizado se realiza en función de la posición y de la presión, por tanto no es necesario determinar las velocidades en función del tiempo ya que el mismo no interviene directamente en la sincronización de las acciones, sin embargo para que el sistema funcione de manera optima se debe procurar en lo posible que cada vez que el carro de trefilado vuelva a la posición inicial debería estar presente una barra a través de la trefila, en la figura IV.11 en el capítulo IV se muestra que aunque esto no es posible debido al tiempo de avance del carro, se logra una diferencia mínima de 2,5s aceptable dado que prácticamente se reduce a la mitad el tiempo del ciclo manual el cual es aproximadamente de 50 s/Barra.

- Caudales requeridos para los cilindros 1.0 a 6.0.

Para determinar los caudales requeridos por cada cilindro se determina la velocidad máxima admitida mediante la gráfica mostrada apéndice 2.4 obteniéndose los valores mostrados en la tabla V.2. Sin embargo se debió ajustar las velocidades de los cilindros del 2.0 al 6.0, debido a que las mismas resultan ser demasiado elevadas para las cortas carreras de los cilindros, generando tiempos que en algunos casos resultan ser menores a 0,1 seg lo que ocasionaría un esfuerzo innecesario por parte de los cilindros, en todos los casos se eligió la velocidad mínima recomendada, que es igual a 0,05 m/s ya que por debajo de esta velocidad se presenta el fenómeno de stick and slip que afecta el funcionamiento estable de los cilindros. Herrera, A. (2007)

A continuación se presenta un ejemplo de cálculo de caudal para el cilindro 1.0 el resto de los cálculos se encuentra en el apéndice 2.5

El caudal se determina en base a la ecuación:

$$Q_i = V_i * D_{emb,i}^2 * \pi/4 * 0,00006$$

Ecuación V.6



En donde:

$Q_i$ : Caudal del cilindro i.0 (l/min)

$V_i$ : Velocidad del cilindro i.0 (mm/s)

$D_{emb,i}$ : Diámetro del émbolo del cilindro i.0 (mm)

En donde  $Q_i = 88,36$  l/min

Tabla V.2. Valores de velocidad y caudal para cada cilindro.

Cilindro	Diámetro de émbolo(mm)	Velocidad máxima admitida	Velocidad (mm/s)	Caudal (l/min)
1.0	50	240 extensión/ 750 retracción	240 extensión/ 750 retracción	88,36
2.0	12	600	50	0,33
3.0	20	450	255	4,81
4.0	20	450	255	4,81
5.0	63	200	50	9,35
6.0	63	200	50	9,35

- Caudales requeridos para los cilindros 7.0 y 8.0.

Para determinar estos caudales se establece un tiempo de ajuste de las mordazas de 1s, y a partir del volumen del cilindro obtenido de las especificaciones de la mordaza se obtuvo un caudal de  $10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  (1 l/s) lo cual equivale a (60 l/min), para cada cilindro.

- Tiempos de funcionamiento.

Para determinar los tiempos de funcionamiento para los cilindros 1.0 a 6.0, se utiliza la ecuación mostrada en el apéndice 2,5, la cual determina el tiempo de carrera en función de la velocidad del cilindro, dado que funcionan a velocidad constante en la mayor parte de su recorrido. Para los cilindros 7.0 y 8.0 se establece el tiempo de ajuste de las mordazas de 1s. El tiempo de recorrido del carro de trefilado y de extensión de los cilindros hidráulicos encargados del desplazamiento del bastidor de la mordaza del sistema de alimentación se obtienen directamente en la planta mediante el uso de un cronometro ya que los mismos forman parte del sistema original y su modificación no es necesaria para el nuevo diseño. El tiempo de retorno del carro de trefilado se determina como se muestra en el apéndice 2.5 En la tabla V.3 se muestran los tiempos calculados para cada acción.

Tabla V.3. Tiempos de funcionamiento.

Variable	Distancia (mm)	Velocidad máxima admitida (mm/s)	Velocidad (mm/s)	Tiempo (s)
t0	1065	750	750	1,42
t1	1065	240	240	4,43
t2	68	68	68	1
t3	-	-	-	3
t4	68	68	68	1
t5	-	-	-	3
t6	68	68	68	1
t7	17,26	850	50	0.34
t8	6000	352	352	17
t9	255	450	255	1



Tabla V.3. Continuación...

t10	13,75	200	50	0.275
t11	68	68	68	1
t12	255	450	255	1
t13	6000	-	2400	2,75

## Variables

t0: Tiempo de retracción (cilindro 1.0)

t1: tiempo de extensión introducción de barra (cilindro 1.0)

t2: tiempo de ajuste de mordaza bastidor (cilindro 7.0)

t3: tiempo de extensión cilindros hidráulicos

t4: tiempo de desajuste de la mordaza bastidor (cilindro 7.0)

t5: tiempo de retracción cilindros hidráulicos

t6: tiempo de ajuste de mordaza trefilado (cilindro 8.0)

t7: tiempo de extensión cilindro de acople (cilindro 2.0)

t8: tiempo de trefilado

t9: tiempo de avance de los carros de descarga (cilindros 3.0 y 4.0)

t10: tiempo de elevación de los brazos de descarga (cilindros 5.0 y 6.0)

t11: tiempo de desajuste de la mordaza de trefilado (cilindro 8.0)

t12: tiempo de retroceso carro de descarga (cilindros 3.0 y 4.0)

t13: tiempo de retorno del carro de trefilado

- Selección de las válvulas

A continuación se muestran las válvulas seleccionadas para cada uno de los cilindros.

Las válvulas se seleccionaron en base al caudal, y al tipo de válvula necesaria en el sistema, todas las válvulas son energizadas por una fuente de 24V y pertenecen

al fabricante FESTO, en la tabla V.4 se muestra la válvula correspondiente a cada actuador sus especificaciones técnicas se muestran en el anexo 10.

Tabla V.4. Electroválvulas seleccionadas.

Actuador	Válvula	Función	Caudal Nominal (l/min)	Caudal Requerido (l/min)
Cilindro 1.0	JMYH-5/2-M5-L-LED	5/2 vías	190	88,36
Cilindro 2.0	MZH-5/2-M3-L-LED	5/2 vías	80	0,33
Cilindro 3.0	MZH-5/2-M3-L-LED	5/2 vías	80	9,62
Cilindro 4.0				
Cilindro 5.0	MZH-5/2-M3-L-LED	5/2 vías	80	18,70
Cilindro 6.0				
Cilindro 7.0	MZH-5/2-M3-L-LED	5/2 vías	80	60
Cilindro 8.0	MZH-5/2-M3-L-LED	5/2 vías	80	60

### V.1.3. Sensores de presión (Presostato).

Para la selección del sensor se utiliza como parámetro el rango de presión de trabajo de los cilindros 7.0 y 8.0 el cual se encuentra entre 0 y 6 bar, el mismo es requerido para conmutar al momento en el que la presión en la mordaza alcanza los 6 bar lo que indica que la misma está completamente ajustada. En base a esto se selecciona el sensor Marca FESTO modelo PEV-W-KL-LED-GH sus especificaciones técnicas se muestran en el anexo 11.

### V.1.4. Unidad de mantenimiento.

La selección de las unidades de mantenimiento se realiza en base al caudal total requerido por el sistema el cual se obtiene sumando los caudales necesarios para



el funcionamiento de los cilindros que serán alimentados, el sistema cuenta de dos líneas de aire independiente, la primera alimenta a los cilindros del 1.0 al 6.0 dicha obteniéndose un caudal de 117, 45 l/min mientras de la segunda alimenta a los cilindros 7.0 y 8.0 requiriéndose un caudal de 120 l/min, ambas deben contar con 2 elementos básicos, un filtro, necesario para secar el aire de alimentación y asegurar que se encuentre libre de partículas, y un regulador para mantener la presión de alimentación constante, no es recomendable el uso de lubricantes para esta aplicación debido a que la misma no posee altos ciclos de conmutación, por tanto el uso de lubricante podría ser dañino para el funcionamiento de los elementos del sistema.

#### Selección.

Para el sistema se seleccionan 2 unidades de mantenimiento preconfiguradas por FESTO modelo LFR-M7-D-7-5M-MICRO B la cual está constituida por 2 módulos, el primero una válvula de cierre manual y el segundo una combinación de filtro y regulador la cual maneja un caudal nominal de 270 l/min sus especificaciones técnicas se muestran en el anexo 12.

#### **V.1.5. Válvulas reguladoras de caudal unidireccionales.**

La regulación de caudal se realizó mediante la regulación del aire de escape lo cual da mayor estabilidad al funcionamiento del cilindro, su selección se basa en el caudal a manejar y en la conexión para asegurar su compatibilidad con otros componentes del sistema. Las especificaciones técnicas de cada válvula se encuentran en el anexo 13.

#### Selección.

En la tabla V.5 se presentan las válvulas reguladoras unidireccionales correspondientes a cada cilindro todas del fabricante FESTO.

Tabla V.5. Válvulas estranguladoras seleccionadas.

Actuador	Válvula	Conexión	Caudal Requerido (l/min)	Caudal nominal (l/min)
Cilindro 1.0	1 x GRLA-1/4-QS-6-D	G 1/4	88,36	0 a 400
Cilindro 2.0	2 x GRLA-1/8-QS-4-D	M5	0,33	0 a 160
Cilindro 3.0	2 x GRLA-1/8-QS-4-D	G1/8	4,81	0 a 160
Cilindro 4.0	2 x GRLA-1/8-QS-4-D	G1/8	4,81	0 a 160
Cilindro 5.0	2 x GRLA-1/8-QS-4-D	G1/8	9,35	0 a 160
Cilindro 6.0	2 x GRLA-1/8-QS-4-D	G1/8	9,35	0 a 160
Cilindro 7.0	1 x GR-QS-4-LF	En línea	60	0 a 150
	1x GRLA-1/8-QS-4-D	G1/8		0 a 160
Cilindro 8.0	1 x GR-QS-4-LF	En línea	60	0 a 150
	1x GRLA-1/8-QS-4-D	G1/8		0 a 160

Para los todas las conexiones de los cilindros se seleccionaron válvulas para montaje directo en las conexiones de los cilindros, a excepción de la regulación del desajuste de las mordazas hidráulicas (cilindros 7.0 y 8.0) donde la presencia de un sensor de presión imposibilita la conexión directa de las válvulas reguladoras de caudal.

#### V.1.6. Válvula de escape rápido.

El sistema requiere de la utilización de una válvula de escape rápido para la retracción rápida del cilindro 1.0 este válvula debe manejar un caudal de  $1.48E-3 \text{ m}^3/\text{s}$  para lo cual se seleccionó la válvula de escape rápido modelo FESTO SEU-1/4 la cual maneja un caudal nominal de  $0.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , la misma cuenta con silenciador para reducir el ruido del escape. Sus especificaciones técnicas se muestran en el anexo 14.



### V.1.7. Racores.

Para la realización de las conexiones necesarias se requieren racores de la serie QS de FESTO de diversos diámetros y roscas, en la tabla V.6 se muestran los modelos seleccionados y la cantidad necesaria para el montaje del sistema, sus especificaciones técnicas se muestran en el anexo 15.

Tabla V.6. Racores requeridos.

Racores	Cantidad	Descripción
QSM-B-M3-4-20	5	Racor simple conexión M3, Diámetro 4 mm
QSM-B-M5-4-20	3	Racor simple conexión M5, Diámetro 4 mm
QSM-B-M5-6-20	6	Racor simple conexión M5, Diámetro 6 mm
QSMT-B-M3-4-20	8	Racor Tipo T, conexión M5, diámetro 4 mm
QS-F-G1/8-6	2	Racor simple conexión G1/8, Diámetro 6 mm

### V.1.8. Silenciadores.

Para reducir el ruido producido por los escapes de las válvulas se requieren silenciadores los cuales serán instalados en dichos escapes, se seleccionan en base a su tipo de conexión y al caudal manejado, todos son de la marca comercial FESTO serie U, de núcleo silenciador de bronce, el modelo y cantidad se muestra en la tabla V.7, sus especificaciones técnicas se encuentran en el anexo 16.

Tabla V.7. Silenciadores Seleccionados

Silenciador	Cantidad	Caudal (l/min)
U-M3	6	110
U-M5	6	90



### **V.1.9. Tubos flexibles.**

Para realizar las conexiones entre los diferentes elementos se emplean tubos flexibles FESTO modelo PAN-4 x 0,75-NT fabricados de poliamida de 4 mm de diámetro externo para la distribución de aire a cada uno de los equipos, el diámetro se seleccionó en base a recomendaciones de los fabricantes acerca de la compatibilidad entre diámetros de tubería y tipos de conexiones lo cual se muestra en el anexo 15. Para la conexión correspondiente a los cilindros 7.0 y 8.0 se utilizará un tubo en espiral Marca FESTO modelo PUN-6x1-S-6-SW fabricado de poliuretano, que permite su extensión y retracción ya que los mismos se encuentran en constante movimiento debido a que forman parte del sistema de alimentación y del carro de trefilado respectivamente, las especificaciones técnicas para cada tubo se muestran en el anexo 17.

### **V.1.10. Sensor magnético de posición.**

Para la selección del sensor de proximidad de los actuadores, se recurre a considerar las recomendaciones de FESTO en cuanto a accesorios aplicables a sus actuadores, después de determinar las condiciones de trabajo del sistema, el cual posee un ambiente con temperatura aproximada de 35 °C, ambiente con gran cantidad de impurezas propias del trabajo con acero, aceites, etc. Se opta por seleccionar un sensor de proximidad SMT-8-PS-K-LED-24-B, el cual posee las características necesarias para cumplir con el sistema. Sus especificaciones se muestran en el anexo 18.

### **V.1.11. Sensor optoelectrónico de barrera de luz.**

Para la selección del sensor de posición del carro de tracción, se emplean a los sensores optoelectrónicos de FESTO capaces de trabajar en un ambiente con



temperatura aproximada de 35 °C, ambiente con gran cantidad de impurezas y aceites, propias del trabajo acero.

Para optimizar su trabajo, se decide pensar en un sensor de barrera de luz, ya que tener un sensor reflexivo de sus distintas versiones, podría tener complicaciones en cuanto a los materiales que están en el sistema, además que las barras trefiladas podrían generar algún error por ser de la misma manera un material reflexivo.

Para este sensor, empleamos el SOEG-S-Q30-K-L (elemento emisor) y SOEG-E-Q30-PS-K-2L (elemento receptor), el cual se considera apropiado al suministrar longitud aprox. de 2000 mm. Lo cual es suficiente para el desempeño que se desea del mismo. Sus especificaciones detalladas se muestran en el anexo 19.

#### **V.1.12. Sensor Inductivo.**

Para aplicaciones específicas donde existen cortas longitudes de detección, se emplean sensores inductivos. Por lo tanto, aplica al bastidor de la mordaza, al sensor de descarga y presencia de barra en la mesa dispensadora.

El sensor seleccionado es: SIEN-M30NB-PS-K-L, el cual presenta una zona de conmutación adecuada para nuestro sistema. El mismo además presenta conexión sencilla PNP. Sus especificaciones detalladas se muestran en el anexo 20.

#### **V.1.13. Relés**

El sistema cuenta con 17 relés, los cuales poseen las siguientes características

Tabla V.8. Relés requeridos

Nro. de relés	Contactos asociados	Voltaje de la bobina (V)	Voltaje de los contactos (V)
7	1	24 DC	24 DC
6	2	24 DC	24 DC
3	3	24 DC	24 DC
1	5	24 DC	24 DC
1 (contactor)	3		220

En base a esto se seleccionan los siguientes relés pertenecientes a la marca Allen Bradley, tomando en cuenta el Nro. de contactos asociados, y el voltaje de trabajo de la bobina y los contactos, sus especificaciones se muestran en el anexo 8. En la selección se sustituyó el relé de 5 contactos asociados por uno de 4 contactos conectado en serie con uno de 1 contacto asociado.

Tabla V.9. Relés seleccionados

Cantidad	Modelo	Contactos asociados	Voltaje Nominal de la bobina (V)	Voltaje Nominal de los contactos (V)
8	700-HK36Z24	1	24 DC	24 DC
6	700-HB32Z24	2	24 DC	30 DC
3	700-HB33Z24	3	24 DC	30 DC
1	100C09ZJ10	3 (motor trifásico Norma IEC)	24 DC	115-460 AC

A continuación se muestra la tabla resumen V.10 con los principales componentes seleccionados en este capítulo.



Tabla V.10. Elementos seleccionados

Elemento	Selección	Cantidad
<b>Cilindros Neumáticos</b>		
1.0	DNC-50-1225-PPV-A	1
2.0	ADVU-12-20-P-A	1
3.0	ADVU-32-255-A-P-A	1
4.0	ADVU-32-255-A-P-A	1
5.0	ADVU-63-15-P-A	1
6.0	ADVU-63-15-P-A	1
7.0	Mordaza 1	1
8.0	Mordaza 2	1
<b>Electroválvulas</b>		
1.1	JMYH-5/2-M5-L-LED	1
2.1	MZH-5/2-M3-L-LED	1
3.1 o 4.1	MZH-5/2-M3-L-LED	1
5.1 o 6.1	MZH-5/2-M3-L-LED	1
7.1	MZH-5/2-M3-L-LED	1
8.1	MZH-5/2-M3-L-LED	1
<b>Unidad de Mantenimiento</b>		
Unidad de Mantenimiento	LFR-M7-D-7-5M-MICRO B	2
<b>Válvulas estranguladoras unidireccionales</b>		
1.03	GRLA-1/4-QS-6-D	1
2.02	GRLA-1/8-QS-4-D	1
2.03	GRLA-1/8-QS-4-D	1
3.02	GRLA-1/8-QS-4-D	1
3.03	GRLA-1/8-QS-4-D	1



Tabla V.10. continuación...

4.02	GRLA-1/8-QS-4-D	1
4.03	GRLA-1/8-QS-4-D	1
5.02	GRLA-1/8-QS-4-D	1
5.03	GRLA-1/8-QS-4-D	1
6.02	GRLA-1/8-QS-4-D	1
6.03	GRLA-1/8-QS-4-D	1
7.02	GR-QS-4-LF	1
7.03	GRLA-1/8-QS-4-D	1
8.02	GR-QS-4-LF	1
8.03	GRLA-1/8-QS-4-D	1
<b>Válvulas de escape rápido</b>		
1.02	SEU-1/4	1
<b>Racores</b>		
	QSM-B-M3-4-20	5
	QSM-B-M5-4-20	3
	QSM-B-M5-6-20	6
	QSMT-B-M3-4-20	8
	QS-F-G1/8-6	2
<b>Silenciadores</b>		
	U-M3	6
	U-M5	6
<b>Tubos flexibles</b>		
	PAN-4 x 0,75-NT	m
	PUN-6x1-S-6-SW	m
<b>Sensores</b>		
Sensor opto electrónico (emisor y receptor)	SOEG-S-Q30-K-L SOEG-E-Q30-PS-K-2L	2
Sensor magnético	SMT-8-PS-K-LED-24-B	10



Tabla V.10. Continuación...

Sensor inductivo	SIEN-M30NB-PS-K-L	4
Sensor de presión	PEV-W-KL-LED-GH	2
<b>Relés</b>		
1 contacto asociado	700-HK36Z24	8
2 contactos asociado	700-HB32Z24	6
3 contactos asociado	700-HB33Z24	3
1 contactor	100C09ZJ10	1

## V.2. FACTIBILIDAD ECONÓMICA.

### V.2.1. Costo del Proyecto.

El costo total del proyecto viene dado en base al costo de los materiales y equipos necesarios para su implementación, además de considerarse un factor de costo asociado a la instalación de un 10% del costo total de los equipos. (Diseño de plantas industriales. Publicaciones Universidad de Carabobo)

Para la determinación de estos precios se recurrió a Automation Direct, quienes poseen un catálogo electrónico del cual se extrajeron precios referenciales para componentes de características similares a los seleccionados, en caso tal de que se decida implantar el proyecto se debe realizar la solicitud de presupuesto al fabricante.

En el anexo 21 se muestra la lista de costos junto con el costo total del proyecto el cual asciende a 50511,53 Bs.F.

### V.2.2. Análisis de Factibilidad.

Para determinar la rentabilidad de proyecto se utiliza como modelo de rentabilidad el valor actual (VA) el cual consiste en la actualización de los precios futuros al momento presente.

Según el libro evaluación de proyectos de inversión Giugni L.(2001) el valor actual VA expresa la rentabilidad de un proyecto de inversión en forma de una cantidad de dinero en presente ( $t=0$ ) y se calcula según la siguiente ecuación:

$$\sum_{t=0}^{n} Ft(1+i)^{-t}$$

Donde  $Ft$  son los flujos monetarios netos al año,  $i$  es la tasa interna de retorno en %,  $t$  es el tiempo en años y  $n$  es el tiempo de pago en años.

En este estudio se presentan 2 casos a evaluar, la primera de ellas es la condición actual en la cual 2 operadores se encargan del manejo de un banco de trefilado, y uno de la carga de material desde la zona de almacenamiento de materia prima al banco de trefilado. El segundo caso es la implementación del sistema automatizado propuesto.

A fin de determinar que alternativa resulta más conveniente económicamente se aplicará el modelo de valor actual a ambas, siendo la óptima aquella que resulte más rentable en términos de menor inversión de capital y mayor ganancia. Dado que para el cálculo se toma en cuenta la producción la opción más rentable será aquella que posea el mayor valor actual.



La empresa asume una vida útil del proyecto de 10 años a una tasa de rendimiento del  $i$  de 15% anual.

A continuación se muestra el análisis para cada una de las alternativas.

Alternativa 1.

Las condiciones para esta alternativa son las siguientes:

No se realiza ninguna inversión inicial.

El equipo es operado por 3 operarios, y el salario de cada uno es de 15600 Bs.F/año los mismos laboran 8h por día, 21 días por mes.

Una barra se produce en 50 s.

De estas condiciones se extrae el flujo monetario para los 10 años de duración del proyecto mostrados en la tabla V.9, para ello es necesario conocer la producción anual en Bs.F. La misma se determina como se muestra a continuación.

$$\frac{1\text{barra} * 3600\text{s} * 21\text{días} * 12\text{meses} * 23,89\text{Kg} * 5\text{BsF}}{50\text{s} * 1\text{día} * 1\text{mes} * 1\text{año} * 1\text{barra} * 1\text{Kg}} = 17345664 \text{BsF/año}$$

Tabla V.11. Flujos monetarios para la alternativa 1

Tiempo (años)	Flujo de entrada (Bs.F)	Flujo de salida (Bs.F)	Flujo neto
0	0	0	0
1	17345664	-48600	17330064
2	17345664	-48600	17330064
3	17345664	-48600	17330064
4	17345664	-48600	17330064
5	17345664	-48600	17330064
6	17345664	-48600	17330064
7	17345664	-48600	17330064
8	17345664	-48600	17330064
9	17345664	-48600	17330064
10	17345664	-48600	17330064

Utilizando la ecuación de valor actual tenemos que el valor actual para un tiempo de 10 años y una tasa interna de retorno del 15 % es de:

$$VA_1(10,15\%) = 533085186,5 \text{ BsF.}$$

Alternativa 2.

Las condiciones de esta alternativa son las siguientes:

Se realizó la inversión inicial necesaria para la puesta en marcha del proyecto la cual se determinó anteriormente y es igual a 50402,53 Bs.F.



El equipo es operado por 1 operario, y el salario es de 15600 Bs.F/año el mismo labora 8h por día, 21 días por mes.

El sistema requiere un mantenimiento estimado en 10% de su valor original  
1 barra se produce en 30 s.

De estas condiciones se extrae el flujo monetario para los 10 años de duración del proyecto mostrado en la tabla V.10, para ello es necesario conocer la producción anual en Bs.F. La misma se determina como se muestra a continuación.

$$\frac{1\text{barra} * 3600\text{s} * 21\text{días} * 12\text{meses} * 23,89\text{Kg} * 5\text{BsF}}{30\text{ s} * 1\text{día} * 1\text{mes} * 1\text{año} * 1\text{barra} * 1\text{Kg}} = 28909440 \text{ BsF/año}$$

Tabla V.12. Flujos monetarios para la alternativa 2

Tiempo (años)	Flujo de entrada (Bs.F)	Flujo de salida (Bs.F)	Flujo neto
0	0	0	0
1	28909440	-15600-5051,25	28888810,75
2	28909440	-15600-5051,25	28888810,75
3	28909440	-15600-5051,25	28888810,75
4	28909440	-15600-5051,25	28888810,75
5	28909440	-15600-5051,25	28888810,75
6	28909440	-15600-5051,25	28888810,75
7	28909440	-15600-5051,25	28888810,75
8	28909440	-15600-5051,25	28888810,75
9	28909440	-15600-5051,25	28888810,75
10	28909440	-15600-5051,25	28888810,75

Aplicando al ecuación de valor actual tenemos que el valor actual para un tiempo de 10 años y una tasa interna de retorno del 15 % es de



$$VA_2(10,15\%) = 890242920,1 \text{ Bs.F}$$

Como se puede observar  $VA_1 < VA_2$  de lo cual demostrando así que la alternativa más factible económicamente es la alternativa 2 que consiste en la implantación del sistema propuesto, por lo cual es económicamente rentable la implantación del mismo. En ambos casos los flujos de entrada corresponden a los ingresos debidos a la producción anual de barras las cuales tiene un costo de 5 Bs.F. Por kilogramo de material, los salarios de los operadores, junto con el costo de mantenimiento del sistema para la alternativa 2 pasan a ser los flujos monetarios de salida, ya que son los gastos correspondientes que la empresa debe realizar.

## APÉNDICE 1

### 1.1. DISEÑO DE LA MESA DE ALIMENTACIÓN

Diseño Propuesto.



Figura 1.1. Diseño propuesto para la mesa de alimentación de barras.

Elementos a diseñar:

- Vigas longitudinales de 6 metros.
- Estructura paralelepípedica.
- Columnas de soporte de la estructura.

#### 1.1.1. Diseño de las vigas longitudinales de 6 m

- Cargas aplicadas.

Sobre estas vigas se encuentra aplicado el peso de un máximo de 11 barras de 1 in, en la tabla 1.1 se demuestra que esta condición es la más crítica debido a que esta configuración posee el mayor peso de todas.



Se analiza una de las vigas que se encuentra en la superficie inferior con una inclinación de 20° lo cual hace que el peso de la barra provoque momentos flectores mayores debido a que la componente del peso normal a la viga es de mayor magnitud.

Cálculo de la masa de las barras.

$$m_b = V_b * \rho_a \quad \text{Ecuación 1.1}$$

$$V_b = D_b^2 * \pi/4 * L_b \quad \text{Ecuación 1.2}$$

En donde

$m_b$ : Masa de la barra (kg).

$\rho_a$ : Densidad del acero (7860 kg/m<sup>3</sup>).

$V_b$ : Volumen de la barra (m<sup>3</sup>).

$D_b$ : Diámetro de la Barra (m).

$L_b$ : Longitud de la barra (m).

Los valores de masa para una longitud barra estándar de 6m se muestran en la tabla 1.1 obtenidos a partir de la Ecuación 1.1.

Para calcular en nro. máximo de barras ( $N_b^o$ ) que soporta la bandeja inferior del dispensador para cada diámetro se aplica la Ecuación 1.3. la cual se deduce a partir de la longitud disponible para el soporte de las barras sobre la mesa de alimentación entre el diámetro de barra a analizar

$$N_b^o = 0,254/D_b + 1 \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Los resultados para cada diámetro se muestran en la tabla 1.1, donde se observa que las cargas más críticas se presentan en el caso en que se deben procesar

las barras de 0,0254 m de diámetro, por tanto serán los valores correspondientes a este diámetro los empleados para cálculos posteriores.

Tabla 1.1. Capacidad máxima del dispensador para cada tipo de materia prima.

$D_b$ (m)	$V_b$ (m <sup>3</sup> )	$m_b$ (kg)	Capacidad Máxima (barras)	Masa total (kg)
6,35E-03	1,90E-04	1,49	41	61,09
7,94E-03	2,97E-04	2,33	32	74,56
9,53E-03	4,28E-04	3,36	27	90,72
1,11E-02	5,82E-04	4,57	23	105,11
1,27E-02	7,60E-04	5,97	21	125,37
1,43E-02	9,62E-04	7,56	18	136,08
1,59E-02	1,19E-03	9,33	16	149,28
1,75E-02	1,44E-03	11,29	15	169,35
1,91E-02	1,71E-03	13,44	14	188,16
2,06E-02	2,01E-03	15,78	13	205,14
2,22E-02	2,33E-03	18,3	12	219,6
2,38E-02	2,67E-03	21	11	231
<b>2,54E-02</b>	<b>3,04E-03</b>	<b>23,9</b>	<b>11</b>	<b>262,9</b>

- Fuerzas sobre una viga.

En la siguiente figura se representan esquemáticamente las fuerzas aplicadas sobre las vigas.

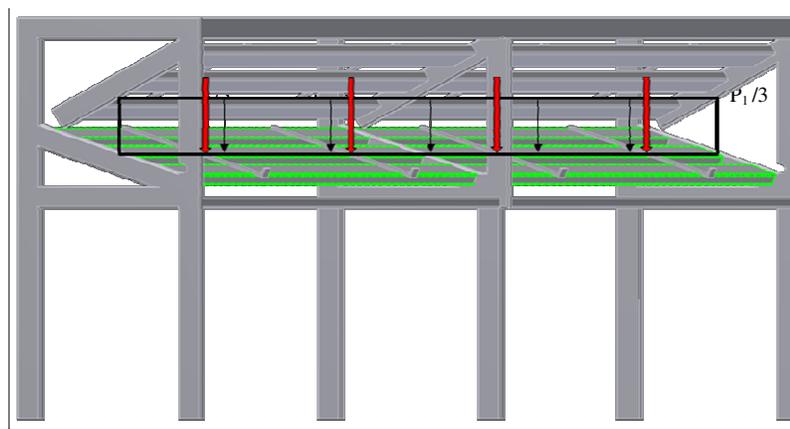


Figura 1.2. Diagrama de fuerzas sobre las vigas longitudinales.



Debido a que la viga se encuentra soportada de forma hiperestática se utiliza el software de diseño AUTODESK INVENTOR, el cual se basa en el conjunto de ecuaciones que se muestran en el anexo 4, para el cálculo de las fuerzas reactivas, momentos, deflexiones y esfuerzos aplicados. Para la realización del cálculo se ingresan los siguientes parámetros correspondientes a las fuerzas aplicadas.

$P_1$ : carga debido al peso de las láminas (N).

$W_b$ : carga distribuida de las barras sobre la mesa (N).

Las láminas que conforman las 4 superficies de deslizamiento son pletinas de 7 mm de espesor las cuales tienen un peso  $P_1 = 14,62$  N cada una.

Las barras poseen un peso calculado a partir de su masa como.

$$W_b = m_b * k * g \quad \text{Ecuación 1.4}$$

En donde:

$g$  = Aceleración de gravedad (9,81 m/s).

$k$  = Numero de barras

En este caso  $k$  es igual a 11 barras debido a que este es el número máximo de barras de 1 in que puede soportar la mesa en una de sus superficies

Los cálculos se realizan para una viga de sección transversal rectangular hueca de 40 mm x 100 mm con un espesor de pared de 2,25 mm, la misma fabricada de acero especificación ASTM A 500 grado A cuyas propiedades se muestran en la tabla 1.2 las cuales son se obtienen directamente del catálogo de UNICON, estos

perfiles de acero son seleccionados del catálogo del fabricante UNICON, sus especificaciones se muestran en el anexo 3.

A continuación se muestran las tablas 1.3 a 1.5 las cuales muestran los valores arrojados por el INVENTOR que definen el estado de carga al cual se encuentra sometido el elemento estudiado, estos valores son empleados por el INVENTOR junto con el conjunto de ecuaciones del anexo 4 para la realización de las gráficas presentadas en las figuras 1.4 a 1.9. Las condiciones de borde asumidas son un extremo fijo y apoyos libres en la dirección axial, esto con la finalidad de permitir pequeños desplazamientos axiales, pero con el fin de simplificar el análisis se podría desprestigiar este efecto y considerar los apoyos como empotramientos rígidos, se puede comprobar que esta condición representa un caso menos crítico, por lo tanto se considera válido el uso de las condiciones arriba mencionadas

Tal como se puede observar en la tabla de resultados 1.6, resumen de las figuras 1.3 a 1.9, el esfuerzo máximo se encuentra muy por debajo del límite elástico del material, sin embargo las vigas deben tener estas dimensiones para evitar una deflexión excesiva debido a su gran longitud, dado que esta podría producir el atascamiento de las barras durante su recorrido.

Tabla 1.2. Material de las vigas.

Material		ASTM A500 A
Esfuerzo de fluencia	$S_y$	269 MPa
Modulo de elasticidad	E	206000 MPa
Modulo de rigidez	G	80000 MPa
Densidad	$\rho$	7860 kg/m <sup>3</sup>



Tabla 1.3. Cargas en la Vigas.

Locación	Fuerza radial				Carga continua				Deflexión				
	XY	XZ	Mag.	Ang.	XY	XZ	Mag.	Ang.	Long.	XY	XZ	Mag.	Ang.
0 mm					0,049 N/mm	0,134 N/mm	0,142 N/mm	70,00 °	6000,000 mm				
6000 mm										-0,00 µm	0,000 µm	0,000 µm	164,41 °
750 mm	1,61 N	4,42 N	4,70 N	70,00 °						-944,16 µm	-312,90 µm	994,66 µm	198,34 °
2250 mm	1,61 N	4,42 N	4,70 N	70,00 °						-524,50 µm	-173,81 µm	552,56 µm	198,33 °
3750 mm	1,61 N	4,42 N	4,70 N	70,00 °						-524,50 µm	-173,81 µm	552,56 µm	198,33 °
5250 mm	1,61 N	4,42 N	4,70 N	70,00 °						-944,16 µm	-312,90 µm	994,66 µm	198,34 °

Tabla 1.4. Soportes de las Vigas.

Tipo	Locación	Reacción				Deflexión			
		XY	XZ	Mag.	Ang.	XY	XZ	Mag.	Ang.
Libre	0 mm	108,785 N	153,612 N	188,231 N	54,69 °				
Libre	3000 mm	362,884 N	512,777 N	628,192 N	54,71 °	-0,000 µm	0,000 µm	0,000 µm	125,51 °
Fijo	6000 mm	108,785 N	153,612 N	188,231 N	54,69 °	-0,000 µm	0,000 µm	0,000 µm	164,41 °

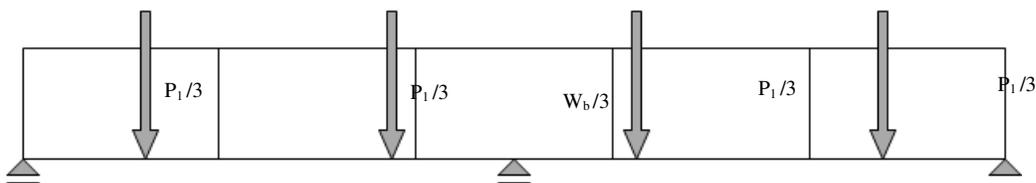


Figura 1.3. Diagrama de carga.

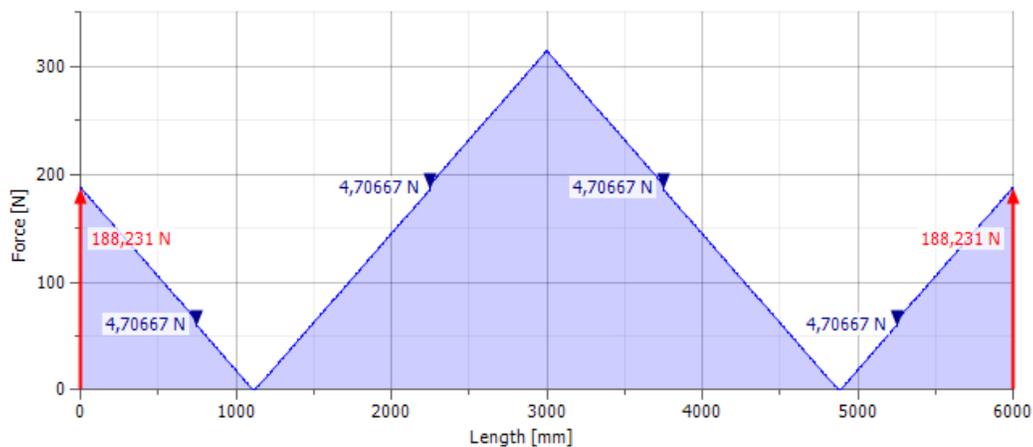


Figura 1.4. Fuerzas.

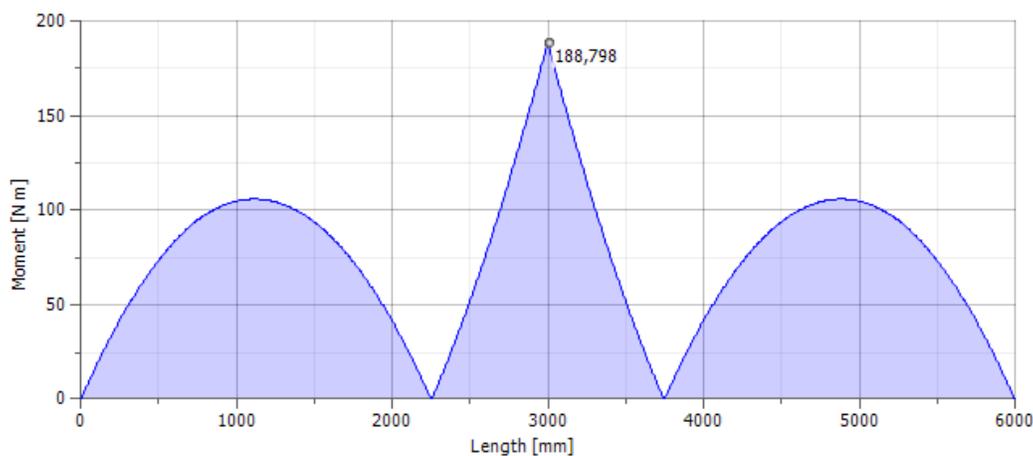


Figura 1.5. Momento.

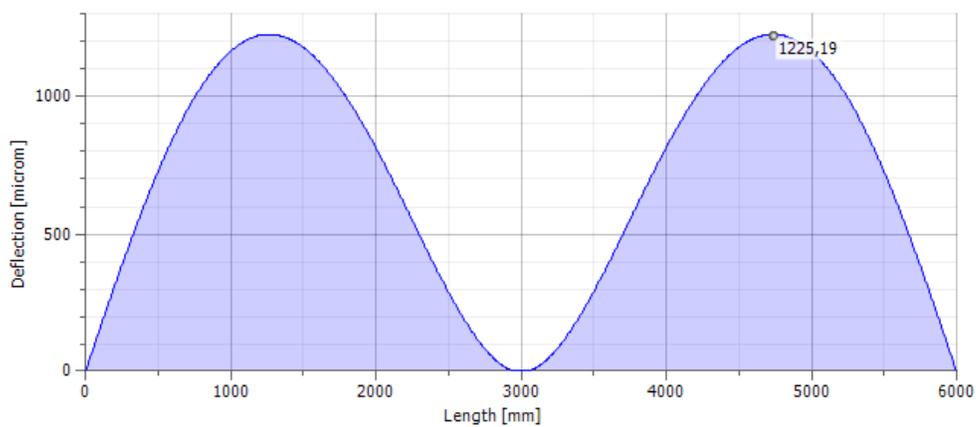


Figura 1.6. Deflexión.

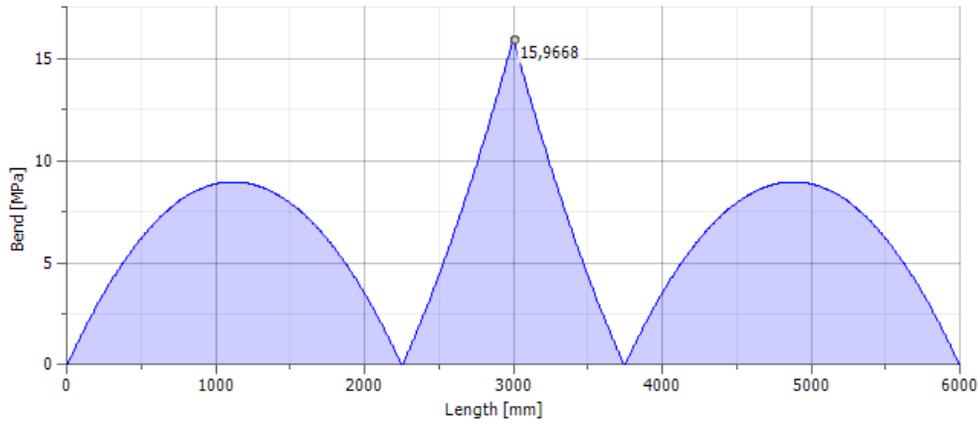


Figura 1.7. Esfuerzo flector.

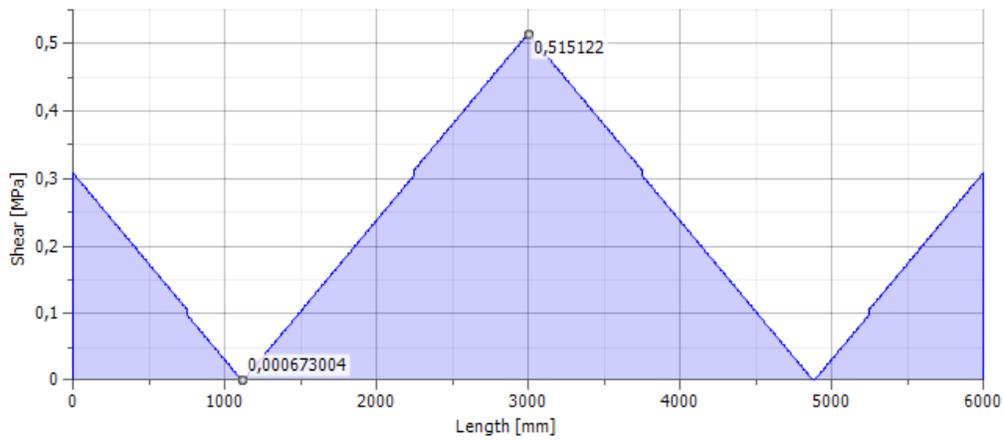


Figura 1.8. Esfuerzo cortante.

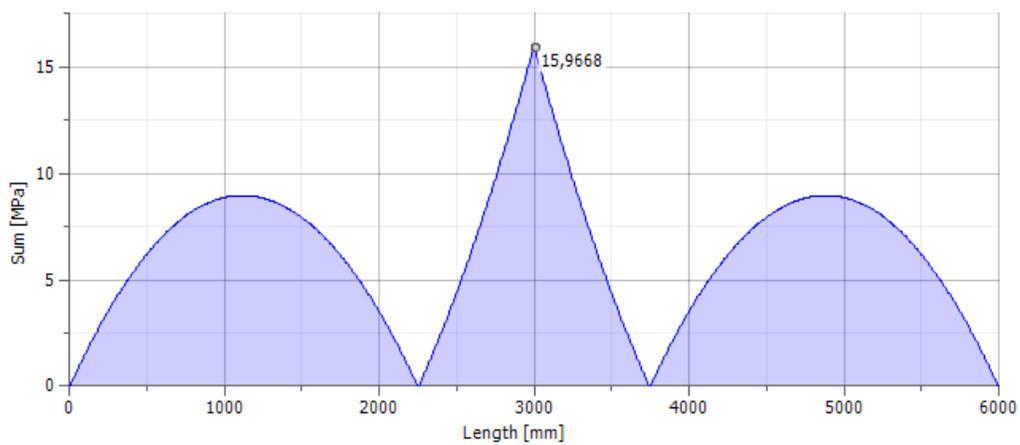


Figura 1.9. Esfuerzo Equivalente.

Tabla 1.2. Resultados para el cálculo de la viga.

Deflexión máxima	$f_{\max}$	1225,187 $\mu\text{m}$
Angulo de giro	$\alpha$	0,00 deg
Longitud	L	6000,000 mm
Masa	Masa	28,756 kg
Máximo esfuerzo flector	$\sigma_{\max}$	15,967 MPa
Máximo esfuerzo torsor	$Tk_{\max}$	0,000 MPa

### 1.1.2. Estructura paralelepípedica.

Esta estructura funciona como marco para el soporte de las vigas longitudinales, Se encuentra sometida a fuerzas equivalentes al peso de las barras transmitido a la misma, y el peso de las vigas longitudinales resaltadas en azul en la figura 1.10.

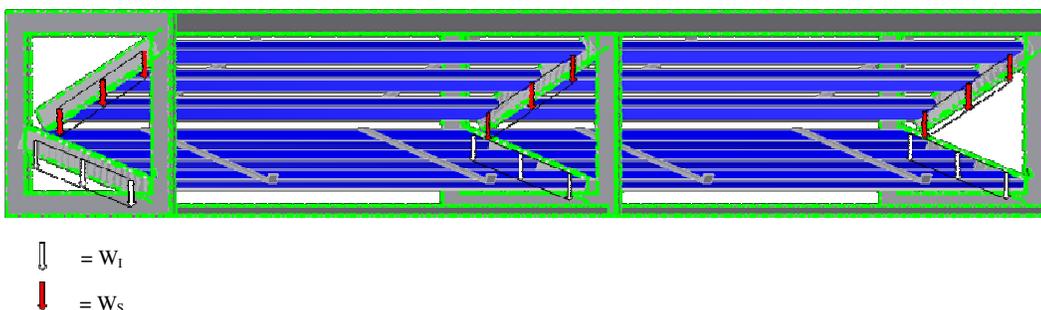


Figura 1.10. Cargas sobre la estructura.

En la figura 1.10, las flechas en color blanco representan la carga  $W_i$  (N) la cual equivale al peso distribuido de 9 barras y 3 vigas compartido entre los tres soportes, y las flechas rojas la carga  $W_s$  (N) que corresponde al peso compartido de 11 barras y tres vigas compartido entre los tres soportes, los valores totales de cada carga se calcula con las ecuaciones 1.5 y 1.6.

$$W_i = W_b + m_v * g * 3 \quad \text{con } k=9$$

Ecuación 1.5



$$W_s = W_b + m_v * g * 3 \text{ con } k=11 \quad \text{Ecuación 1.6}$$

En donde:

$m_v$ : masa de la vigas (kg)

La masa de las vigas  $m_v$ , se obtiene a partir del anexo 1 en el cual se muestra la masa del perfil en kg/m por tanto para una longitud de 6 m se tiene.

$$m_v = m_v/L_b * L_b \quad \text{Ecuación 1.7}$$

$$m_v = 3,94 * 6 = 23,64 \text{ kg}$$

Sustituyendo en las ecuaciones  $W_s$  y  $W_i$  se determinan las cargas correspondientes.

$$W_i = 2804 \text{ N}$$

$$W_s = 3273,69 \text{ N}$$

Dado que la estructura es hiperestática y de cierta complejidad se emplea como herramienta de diseño el método de elementos finitos, el cual es aplicado mediante el software de diseño INVENTOR, que emplea para la discretización, elementos tetraédricos de 1er orden.

Introduciendo en el INVENTOR las cargas determinadas, junto con el tipo de restricciones; que en este caso es empotramiento en las bases debido a que la estructura se encuentra soldada a las columnas de soporte y realizando el análisis de convergencia mostrado en la figura 1.11 se obtienen los resultados de esfuerzo, deformación y factor de seguridad, los cuales se muestran en las figuras 1.12 y 1.13.

Como variables de entrada para la realización del cálculo mediante el INVENTOR se encuentran las propiedades del material mostrada en la tabla 1.7 y las cargas y restricciones aplicadas mostradas en la tabla 1.8. mientras que las variables de salida generadas por el software se encuentran en la tabla 1.9, la cual incluye los valores máximos de esfuerzo, deformación y factor de seguridad

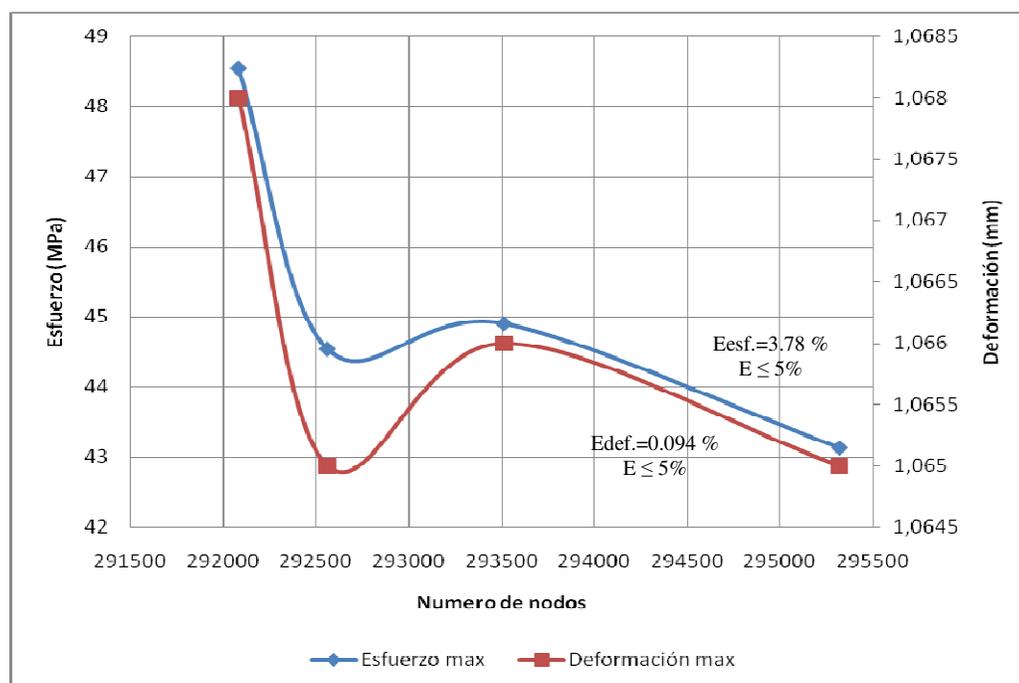


Figura 1.11. Análisis de convergencia para el cálculo por el método de elementos finitos de la mesa de alimentación.

Tabla 1.3. Materiales de la Estructura.

Modulo de elasticidad	2,e+005 MPa
Relación de Poisson	0,29
Densidad	7,86e-006 kg/mm <sup>3</sup>
Esfuerzo de fluencia	39000 psi
Esfuerzo último	45000 psi

Tabla 1.4. Cargas y restricciones de la Estructura.

Nombre	Tipo	Magnitud	Vector
Fuerza 1	Fuerza de superficie	2804 N	959 N -2634,89 N 0 N
Fuerza 2	Fuerza de superficie	3273,69 N	0,0 N -3273 N 0,0 N
Empotramiento 1	Empotramiento 1	0,0 mm	0,0 mm 0,0 mm 0,0 mm

Tabla 1.5. Resultados Estructurales

Nombre	Mínimo	Máximo
Esfuerzo equivalente	1,72e-006 MPa	43,13 MPa
Deformación	0,0 mm	1,065 mm
Factor de seguridad	8,114	N/A

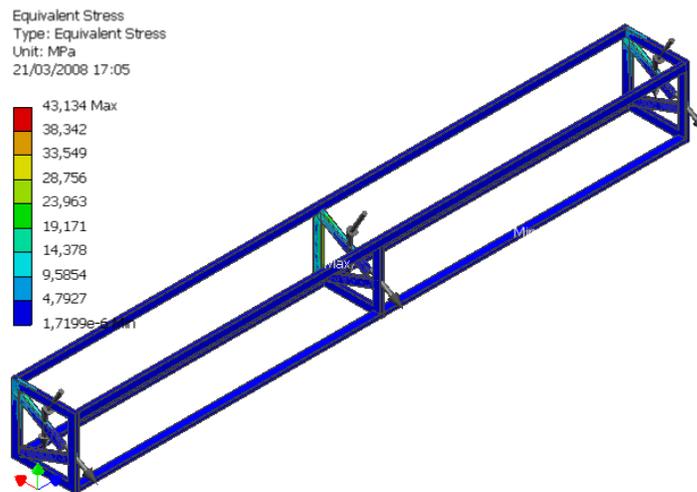


Figura 1.12. Esfuerzo equivalente.

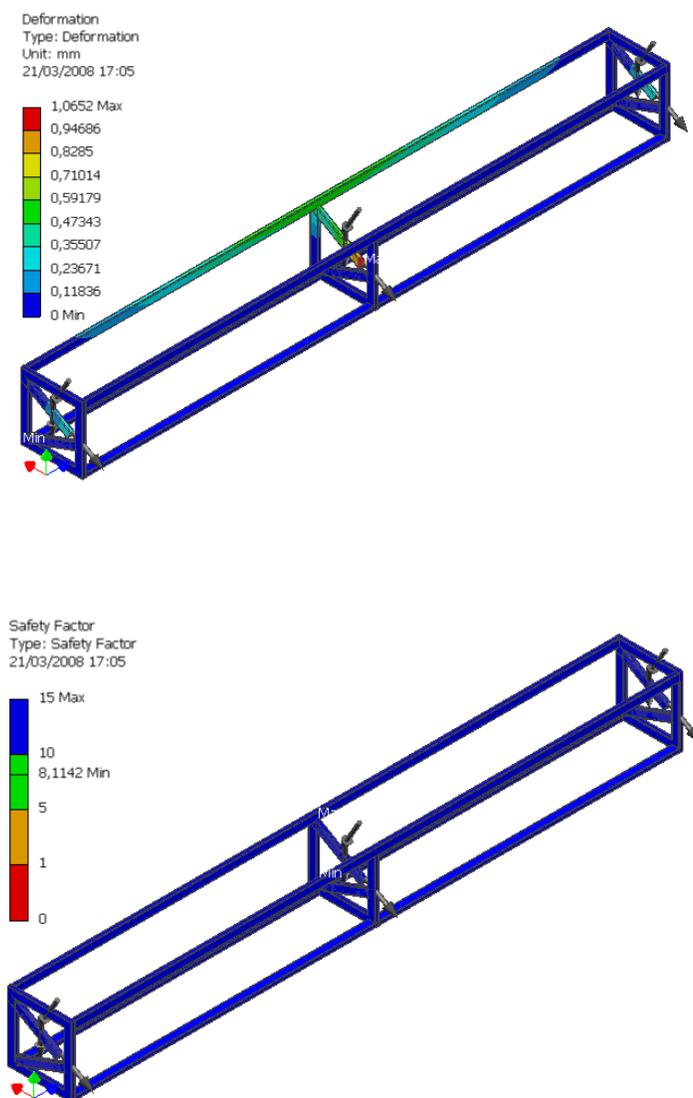


Figura 1.13. Deformación y factor de seguridad.

Como se puede observar en la figura 1.13 el factor de seguridad mínimo es de 8,11 lo cual indica que el diseño soporta las cargas para la cual está diseñado dado que el factor de seguridad convencional se encuentra alrededor de 1,5, el esfuerzo máximo se indica en la figura 1.12, y posee un valor de 43,11 MPa, la deflexión

máxima se presenta en la figura 1.13 la misma posee un valor de 1,06 mm y se produce en los extremos libres de los soportes sobre los cuales se encuentran apoyadas las vigas, dicha deflexión no afecta el buen funcionamiento del sistema.

### 1.1.3. Columnas de soporte.

Las columnas de soporte se encargan de mantener la estructura paralelepípedica a la altura correcta de manera que la barra a trefilar se encuentre alineada con el eje axial de la trefila, dicha estructura se encuentra apoyada sobre 6 de estas columnas, y deben soportar su peso a compresión mas el peso de 20 barras.

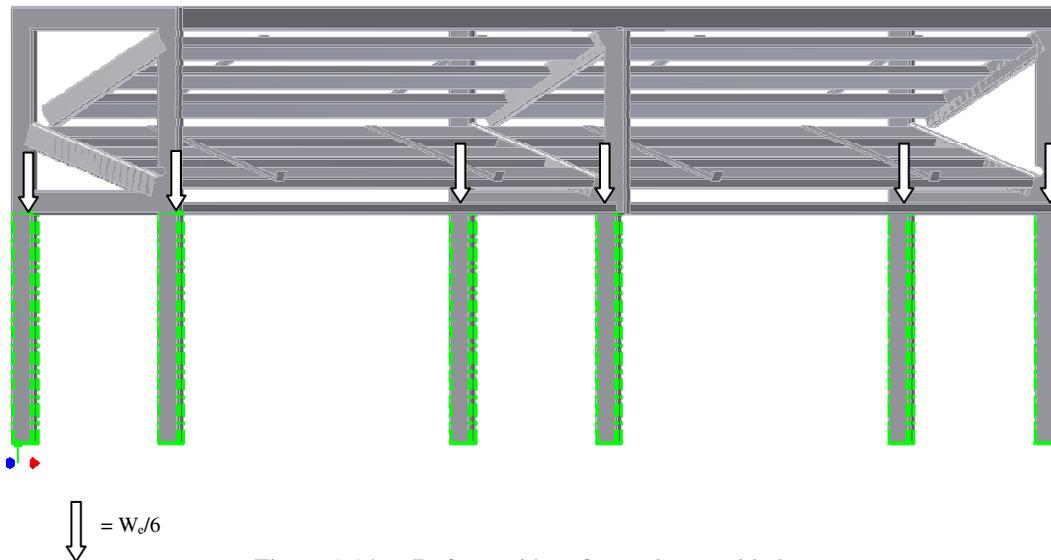


Figura 1.14. Deformación y factor de seguridad.

La masa de la estructura se calcula a partir de AUTODESK INVENTOR basado en el volumen de la pieza y la densidad del acero  $\rho_a$  obteniéndose una masa total de la estructura paralelepípedica de 306,84 kg. El peso total de las barras de 25.4 mm. sobre la mesa se muestra en la tabla 1.1 y es igual a 262,9 kg, en base a esto el peso  $W_e$  que deben soportar las columnas se calcula según la siguiente ecuación.

$$W_e = W_b + m_e * g \text{ para } k=20$$

Ecuación 1.8



En donde:

$m_e$  = masa de la estructura paralelepípedica (kg).

Resolviendo para los valores de masa especificados se obtiene el valor de  $W_e$ .

$W_e = 5608$  kg.

Este valor se divide entre las 6 columnas obteniéndose una carga por columna de 934,66 kg.

Las columnas se diseñaron con perfiles de acero ASTM A 500 grado A de 80 mm x 40 mm con espesor de 2.25 mm.

Las condiciones de fijación asumida es de empotrado en el extremo superior y libre en el extremo inferior, lo que genera un factor de fijación  $n = 2$ .

Los cálculos serán realizados para un factor de seguridad  $k_s = 2$ .

Para el análisis del sistema se utilizó el criterio de pandeo en columnas aplicado mediante INVENTOR como se muestra a continuación.

Tabla 1.6. Material de la Columna.

Material		ASTM A500 A
Esfuerzo de fluencia	$S_y$	269 MPa
Modulo de elasticidad	E	206000 MPa
Modulo de rigidez	G	80000 MPa



## Cálculos de Columnas.

Tabla 1.7. Cargas de aplicadas en las columnas.

Axial load	$F_a$	934,66 N
Coefficient for End Conditions	n	2,00 ul
Required Factor de seguridad	$k_s$	2,00 ul

Tabla 1.8. Características de las columnas.

Longitud	L	764,200 mm
Longitud reducida	$L_{red}$	1528,400 mm
Área	S	519,750 mm <sup>2</sup>
Segundo momento de inercia	$J_{min}$	0,00 cm <sup>4</sup>

Tabla 1.9. Resultados para las columnas estudiadas.

Relación de esbeltez	$\lambda$	91,45 ul
Radio de giro	$j_{min}$	16,71 mm
Rankine		
Esfuerzo critico de Rankine	$\sigma_R$	127,70 MPa
Fuerza critica de Rankine	$F_{crR}$	66373,51 N
Fuerza máxima de Rankine	$F_{maxR}$	66373,51 N
Factor de seguridad de Rankine	$k_{scR}$	74,73 ul
Euler		
Esfuerzo critico de Euler	$\sigma_E$	243,12 MPa
Fuerza critica de Euler	$F_{crE}$	126361,10 N
Fuerza máxima de Euler	$F_{maxE}$	126361,10 N
Factor de seguridad Euler	$k_{scE}$	142,26 ul
Johnson		
Esfuerzo critico Johnson	$\sigma_J$	194,59 MPa
Fuerza critica de Johnson	$F_{crJ}$	101138,65 N
Fuerza máxima de Johnson	$F_{maxJ}$	101138,65 N
Factor de seguridad Johnson	$k_{scJ}$	113,87 ul
Compresión Pura		
Esfuerzo de Compresión	$\sigma_P$	1,71 MPa
Fuerza crítica	$F_{crP}$	139812,75 N
Fuerza máxima	$F_{maxP}$	279625,50 N
Factor de seguridad	$k_{scP}$	157,41 ul

El sistema se analiza mediante 3 teorías de falla para columnas sometidas a compresión diferentes (Rankine, Euler y Jhonson), todas basadas en la posibilidad de pandeo del elemento, en la figura 1.15 se muestran las gráficas de esfuerzo crítico en función del relación de esbeltez correspondientes a cada teoría para un factor de seguridad de 2.

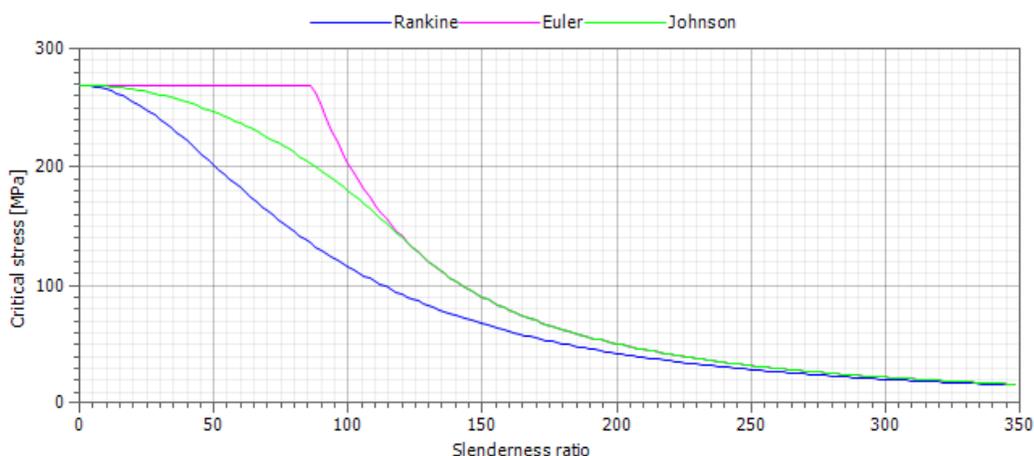


Figura 1.15. Teorías de fallas aplicadas a columnas.

En la tabla 1.13 se muestran los resultados numéricos del factor de seguridad obtenidos para cada teoría, donde el mínimo de ellos se obtuvo al aplicar la teoría de Rankine, siendo este igual a 74,73, lo cual muestra que el diseño es apto para soportar las cargas para la cual ha sido diseñado.

Aunque se podrían reducir las dimensiones de estas columnas debido al elevado factor de seguridad, las mismas se mantendrán, debido a la posibilidad de excentricidad de la carga y a los posibles impactos los que se podría ver sometida la mesa, tales como choques durante el traslado y colocación de la materia prima sobre la misma que agregarían esfuerzos adicionales sobre la estructura.



En base a los resultados obtenidos se considera al diseño aceptable, ya que el mismo posee un factor de seguridad mínimo de 74,73

## 1.2. SELECCIÓN DE LAS MORDAZAS

La selección de las mordazas se realiza mediante el cálculo de la fuerza de ajuste requerida la cual viene determinada por la fuerza de roce entre la barra y la mordaza, la cual debe ser igual a la fuerza de trefilado de la barra para evitar que la misma deslice al ser introducida por la mordaza 1 o halada por la mordaza 2.

Cálculo de la fuerza de trefilado.

La fuerza de trefilado se calcula mediante el sistema de ecuaciones 1.9 según Franklin Camejo.(2003).

$$F_t = A_1 \cdot \sigma_s \cdot (1 + (\mu/\text{tg}(\alpha))).\Phi.\text{Ln} (A_0/A_1) \quad \text{Ecuación 1.9}$$

$$\Phi = 0.88 + (0.12 \times (D/Lc))$$

$$D = (D_0 + D_i)/2$$

$$Lc = (D_0 - D_i)/2.\text{Sen}(\alpha)$$

$$A_1 = \pi.r_1^2$$

$$A_0 = \pi.r_0^2$$

En donde:

$F_t$ : fuerza de trefilado

$\sigma_s$ : límite de fluencia o resistencia a la deformación del material ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ ),  
(para el Acero SAE 1040 = 519 MPa ( $53 \text{ kg}/\text{mm}^2$ ))

$\mu$ : coeficiente de fricción de trefilado (0.07)

$\alpha$ : ángulo de la hilera =  $6^\circ$

$A_1$ : área de salida de la barra

- $A_0$ : área inicial de la barra  
 $r_1$ : radio de salida de la barra (mm)  
 $r_0$ : radio entrada de la barra (mm)  
 $\Phi$ : factor de deformación no homogénea

Los radios de entrada y salida de la barra se obtienen a partir de medición directa de los diámetros de materia prima (diámetro de entrada) y diámetro del producto procesado (diámetro final) obteniéndose.

$$r_0 = 12.7 \text{ mm}$$
$$r_1 = 13.5 \text{ mm}$$

A partir de los valores arriba especificado resolviendo el sistema de ecuaciones 1.9 planteado para la variable  $F_t$  se obtiene el valor de la fuerza de trefilado.

$$F_t = 69220 \text{ N}$$

Por tanto la mordaza debe poseer una fuerza de apriete la cual se calcula a partir de la fuerza de roce entre la barra y la superficie ya que la misma equivale a la fuerza normal tal que:

$$F_t = F_a * \mu_{ea} \quad \text{Ecuación 1.10}$$

En donde:

$F_a$  = Fuerza de ajuste de la mordaza

$\mu_{ea}$  = coeficiente de roce estático acero –acero sin lubricación = 0,74

Despejando de la ecuación anterior y resolviendo se obtiene, una fuerza de ajuste mínima  $F_t = 51222,8 \text{ N}$  equivalente a 5221,48 kgf.

### 1.3. DISEÑO DEL BASTIDOR.

El bastidor sirve de soporte para la mordaza de introducción, el mismo se encuentra sometido a las cargas transmitidas por esta, tal como se muestra en la figura 1.16, en donde las fuerzas  $F_9$  y  $F_{10}$  son las fuerzas de empuje de los cilindros hidráulicos 9.0 y 10.0 los cuales deben vencer la fuerza de trefilado  $F_t$  la cual fue determinada en el apéndice 1.2.

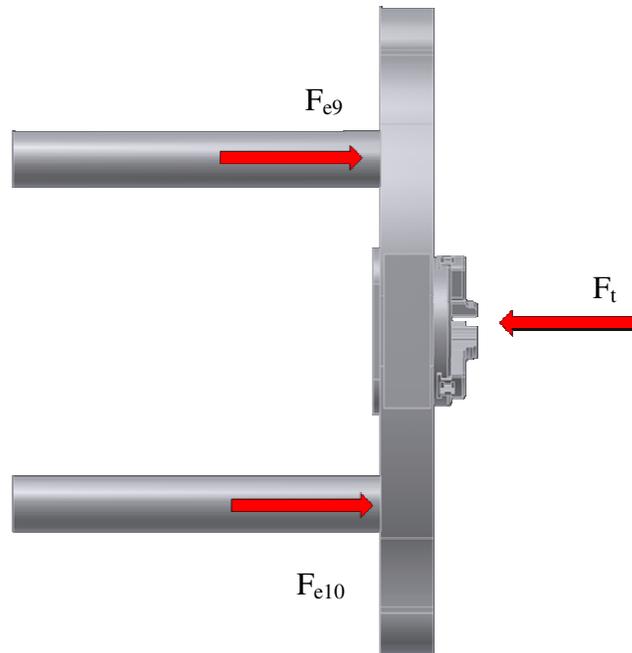


Figura 1.16. Diagrama de cargas aplicadas al bastidor.

Para la mordaza se diseña bajo la modalidad del diseño funcional, el primer modelo propuesto se presenta en la figura 1.18, el mismo se analiza mediante el método de los elementos finitos, realizándose varias iteraciones a fin de mejorar el diseño. Los valores de entrada requeridos por INVENTOR son los mostrados en las tablas 1.13 y 1.14 además de la geometría objeto de estudio, la grafica de convergencia que asegura la confiabilidad del método se muestra en la figura 1.17

Los cálculos fueron realizados usando como material acero 1040 en condición de recocido y tomando como condiciones de borde el empotramiento en las guías del bastidor y en la superficie de contacto de la mordaza, la fuerza fue aplicada en los vástagos del cilindro a fin de representar la fuerza que los mismos ejercen para empujar la barra a trefilar.

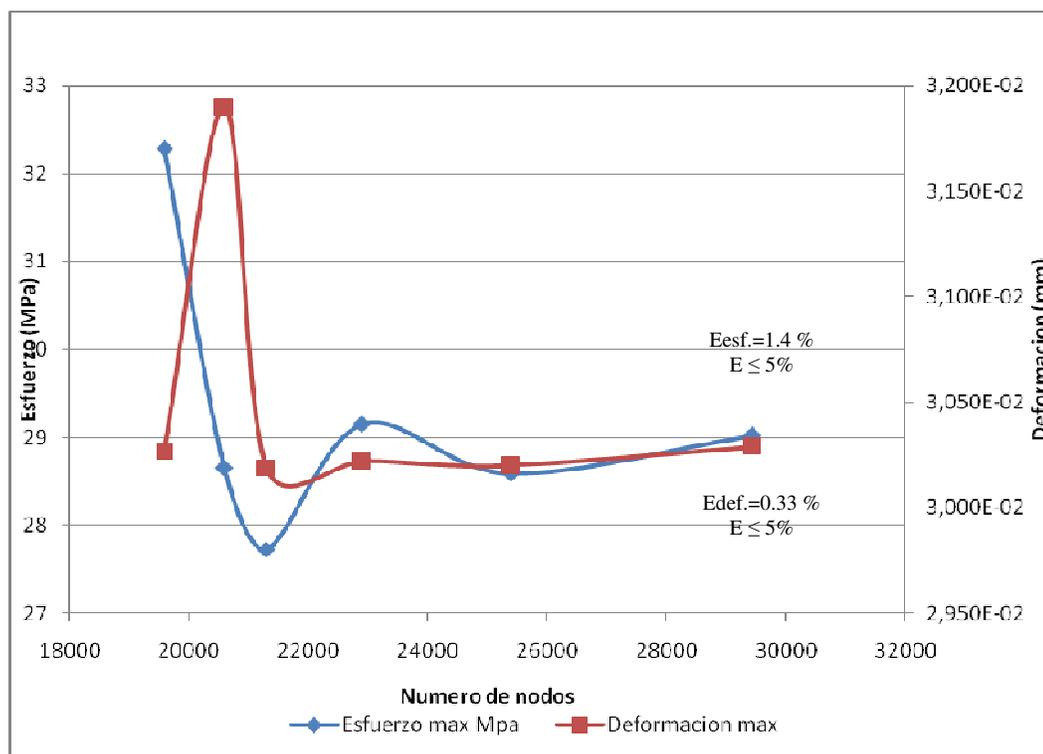


Figura 1.17. Análisis de convergencia para el cálculo por el método de elementos finitos del bastidor de la mordaza

Tabla 1.10. Material del Bastidor.

Acero al carbono 1040	
Modulo de elasticidad	2,1e+005 MPa
Relación de Poisson	0,3
Densidad	7,87e-006 kg/mm <sup>3</sup>
Esfuerzo de fluencia	353,0 MPa
Esfuerzo último	519,0 MPa

Tabla 1.11. Cargas y restricciones del bastidor.

Nombre	Tipo	Magnitud	Vector
Fuerza 1	Fuerza de superficie	6,992e+004 N	0,0 N 0,0 N 6,992e+004 N
Empotramiento 1	Empotramiento	0,0 mm	0,0 mm 0,0 mm 0,0 mm
Empotramiento 2	Empotramiento	N/A	0,0 mm 0,0 mm Libre
Empotramiento 3	Empotramiento	N/A	0,0 mm 0,0 mm Libre
Empotramiento 4	Empotramiento	N/A	0,0 mm 0,0 mm Libre
Empotramiento 5	Empotramiento	N/A	0,0 mm 0,0 mm Libre

Primer modelo.

Equivalent Stress  
Type: Equivalent Stress  
Unit: MPa  
22/03/2008 11:59 a.m.

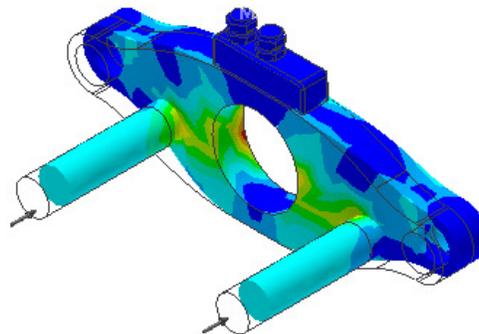
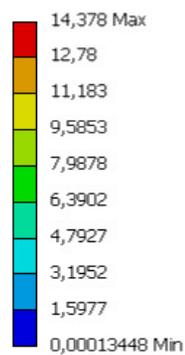


Figura 1.18. Esfuerzos equivalentes.

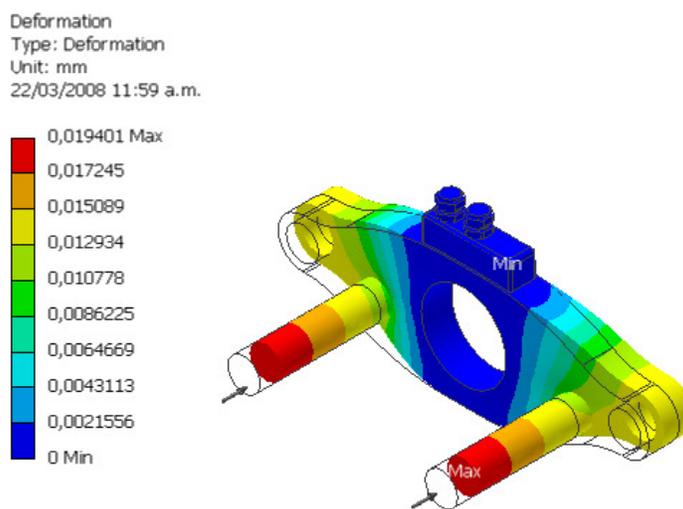


Figura 1.19. Deformación.

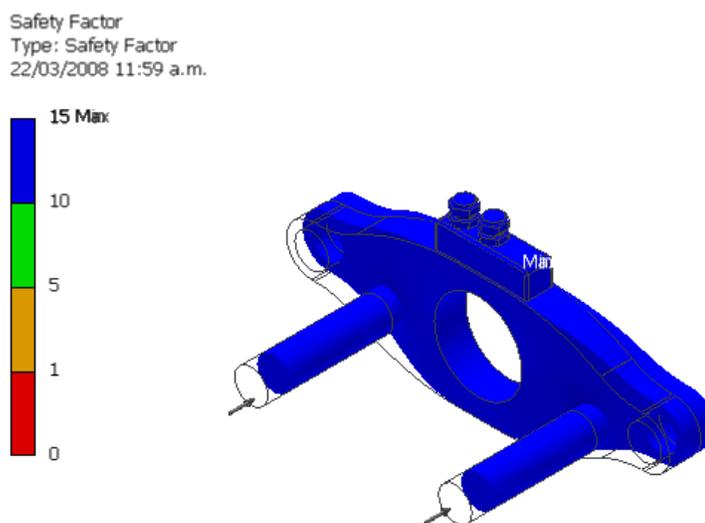


Figura 1.20. Factor de seguridad.

Tabla 1.12. Resultados estructurales del Bastidor.

Nombre	Mínimo	Máximo
Esfuerzo equivalente	1,345e-004 MPa	14,38 MPa
Deformación	0,0 mm	1,94e-002 mm
Factor de seguridad	15,0	N/A

Tal como se muestra en la tabla de resultados 1.15 y en la figura 1.20 los factores de seguridad sobre el elemento resultan por encima de 15, lo que indica que hay exceso de material en todo el elemento, para procurar un diseño más ligero y mas optimo en cuanto a distribución de los esfuerzos se refiere se remueve material en diversas zonas del elemento como se muestra en el 2do modelo en la figura 1.21.

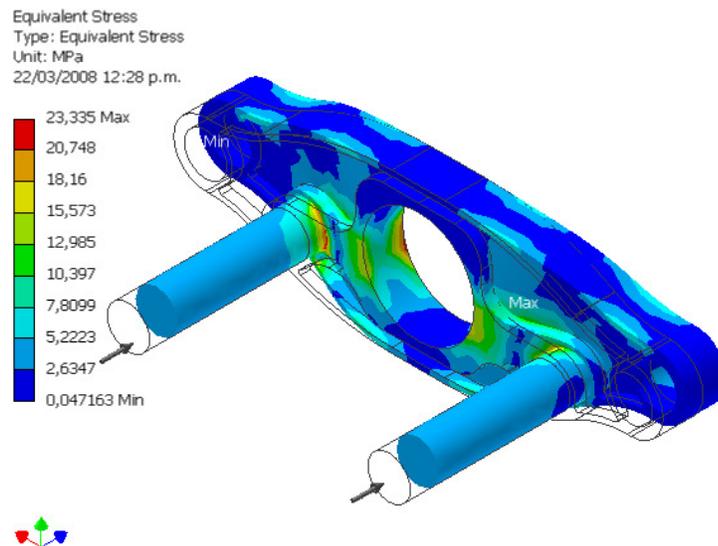


Figura 1.21. Esfuerzos equivalentes.

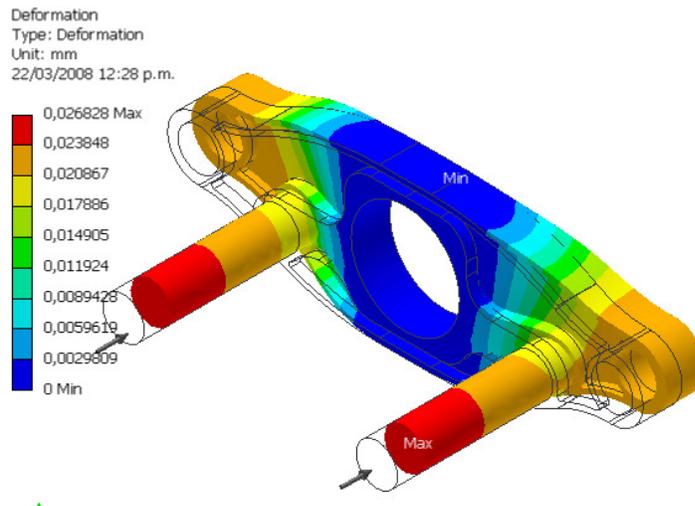


Figura 1.22. Deformación.

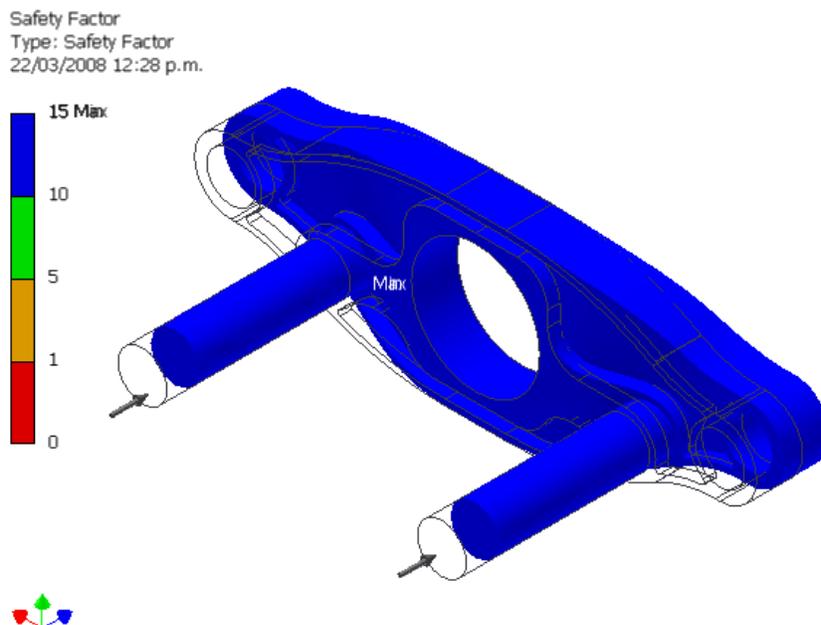


Figura 1.23. Factor de seguridad.

Tabla 1.13. Resultados estructurales 2do modelo del Bastidor.

Nombre	Mínimo	Máximo
Esfuerzo equivalente	4,716e-002 MPa	23,34 MPa
Deformación	0,0 mm	2,683e-002 mm
Factor de seguridad	15,0	N/A

Para este segundo modelo aun la distribución de los esfuerzos mejoró con respecto al modelo anterior, aun el elemento posee factores de seguridad muy altos por encima de 15 tal como se muestra en la figura 1.23 y en la tabla 1.16, por lo que se realiza una tercera y última iteración para remover mas material de las zonas menos esforzadas tal como se muestra en la figura 1.21, a continuación se muestra el reporte detallado para la tercera iteración.

### 3er modelo

Tabla 1.14. Resultados estructurales 3er modelo del Bastidor.

Nombre	Mínimo	Máximo
Esfuerzo equivalente	4,169e-002 MPa	29,02 MPa
Deformación	0,0 mm	3,029e-002 mm
Factor de seguridad	12,16	N/A

En este último modelo se puede observar en la tabla de resultados 1.17 una primera disminución del factor de seguridad esta vez por debajo de 15, presentándose un factor de seguridad mínimo de 12,16, sin embargo para retirar mas material sin comprometer la función del sistema se requiere perforar el cuerpo de bastidor, lo cual podría resulta en operaciones de maquinado que incrementarían el costo de fabricación, por lo cual se toma este último diseño como aceptable y por tanto como diseño final.

#### 1.4. DISEÑO DEL CARRO DE TREFILADO

El carro de trefilado se encarga de sujetar la barra y sirve de acople al sistema de transmisión de potencia, el mismo se encuentra sometidos a las cargas mostradas en la figura 1.24 , en donde  $F_t$  es la fuerza de trefilado calculada en el apéndice 1 sección 1.2

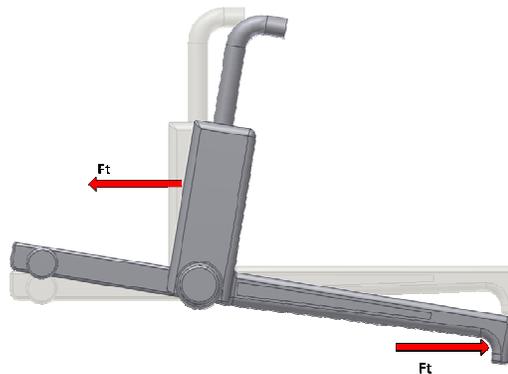


Figura 1.24. Cargas aplicadas sobre el carro de trefilado.

El diseño del carro de trefilado se realiza partiendo del diseño propuesto mostrado en la figura 1.24, para ello se utiliza el análisis mediante el método de elementos finitos, los cálculos se realizaron tomando como material el acero SAE 1040 en condición de recocido, los valores de entrada requeridos por el INVENTOR se muestran en la tabla 1.18 y 1.19 y la grafica de convergencia para asegurar la confiabilidad de los cálculos se muestra en la figura 1.25

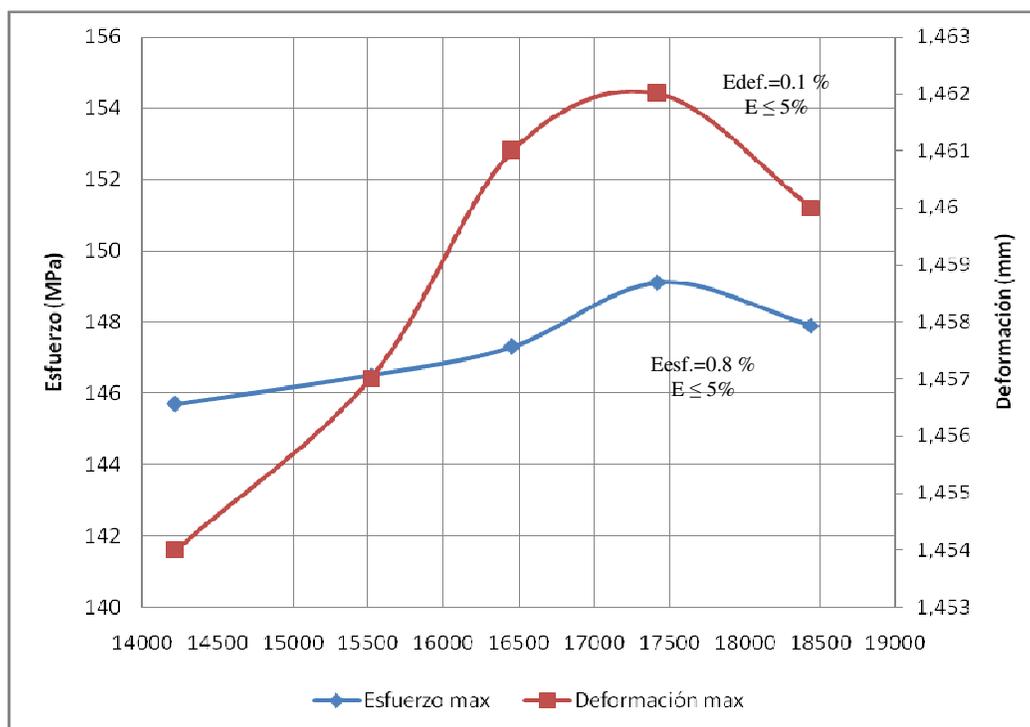


Figura 1.25. Análisis de convergencia para el cálculo por el método de elementos finitos del carro de trefilado.

Las condiciones de borde implementadas para la realización del cálculo se muestran en la tabla 1.19 y son apoyo simple en el contacto entre las ruedas traseras y la superficie de la mesa y una restricción de pasador que permite el movimiento vertical en la superficie de contacto de la mordaza con el carro de trefilado.



Tabla 1.15. Material del Carro de Trefilado.

Acero al Carbono 1040	
Modulo de elasticidad	2,e+005 MPa
Relación de Poisson	0,0
Densidad	7,87e-006 kg/mm <sup>3</sup>
Esfuerzo de fluencia	353,0 MPa
Esfuerzo último	519,0 MPa

Tabla 1.16. Cargas y restricciones del carro de trefilado.

Nombre	Tipo	Magnitud	Vector
Fuerza 2	Fuerza de superficie	6,992e+004 N	0,0 N 5485 N 6,97e+004 N
Fuerza 3	Fuerza de superficie	6,992e+004 N	0,0 N 0,0 N -6,992e+004 N
Apoyo simple 1	Apoyo simple	N/A	N/A
Restricción de pasador 1	Restricción de pasador	Radial: Libre Axial: Fijo Tangencial: Fijo	N/A

1er modelo

Tabla 1.17. Resultados Estructurales del Carro de Trefilado.

Nombre	Mínimo	Máximo
Esfuerzo equivalente	1,723e-010 MPa	318,8 MPa
Deformación	5,306e-006 mm	3,922 mm
Factor de seguridad	1,107	N/A

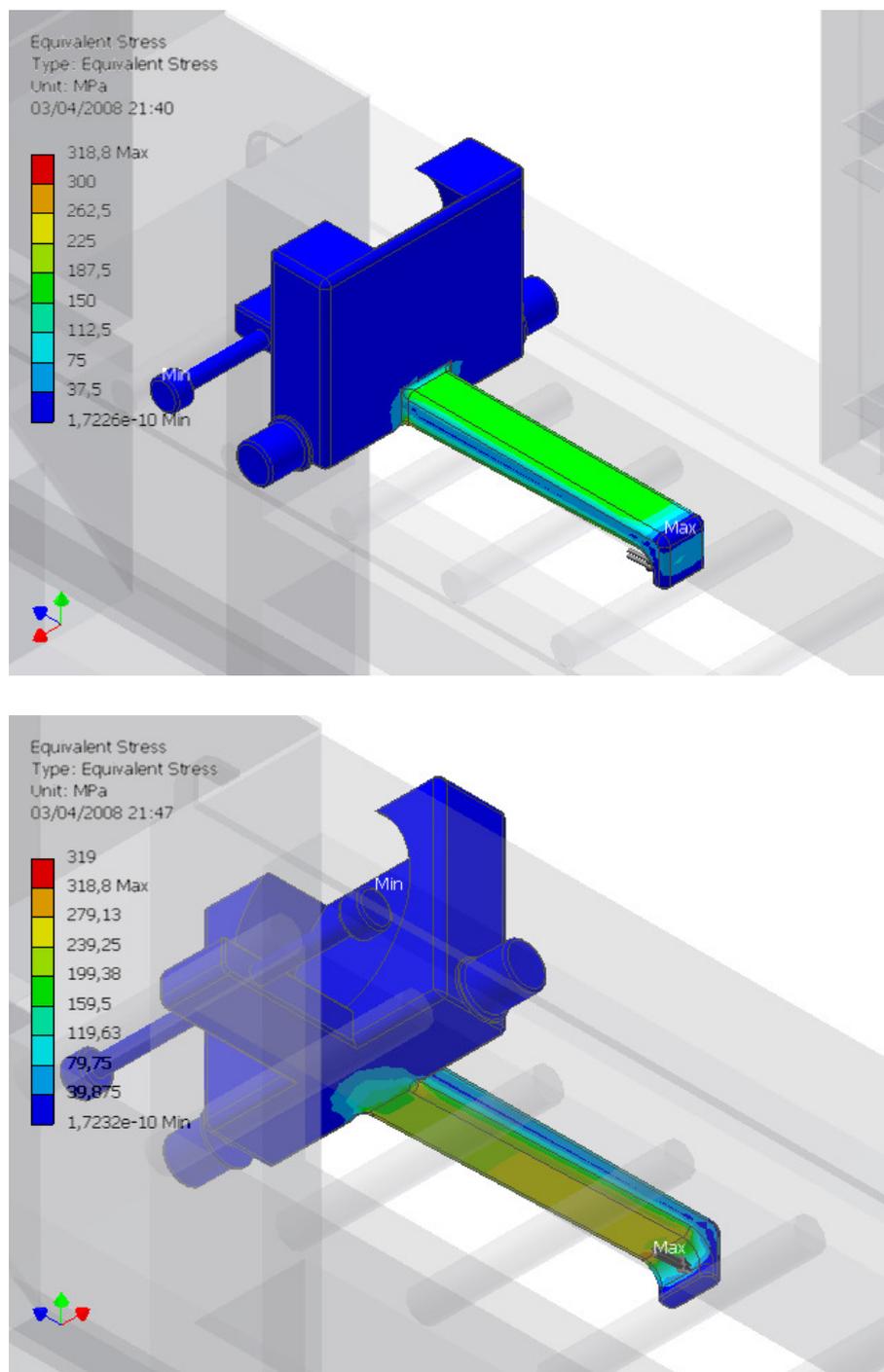


Figura 1.26. Esfuerzos equivalentes.

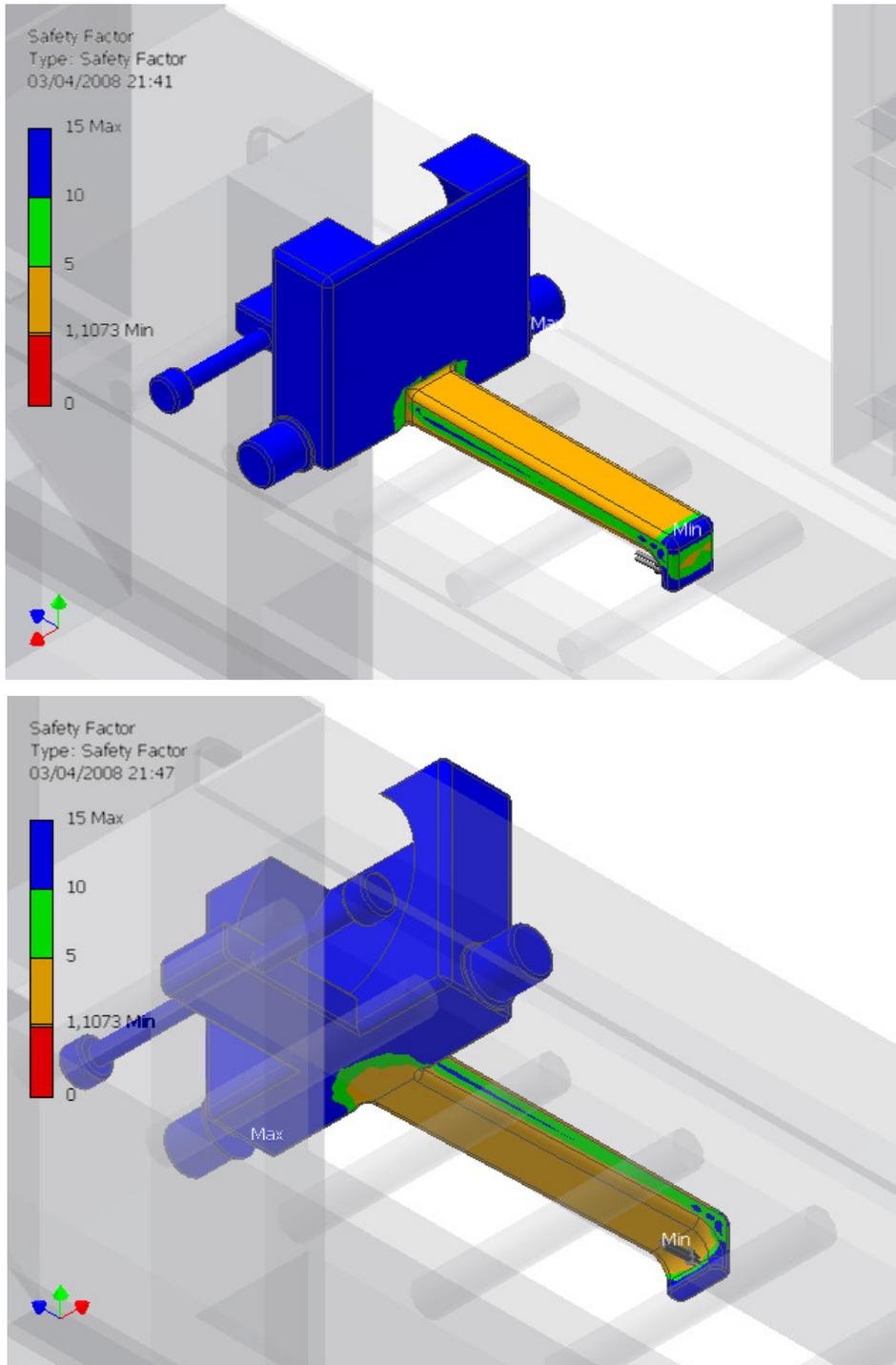


Figura 1.27. Factor de seguridad.



Tal como se muestra en la tabla 1.20 para este primer modelo, los factores de seguridad muestran que el sistema resiste los esfuerzos aplicados, con un factor de seguridad mínimo de 1,1, encontrándose el esfuerzo máximo aplicado en la curvatura que da lugar al gancho del elemento siendo este esfuerzo máximo el mostrado en la tabla 1.19. Sin embargo este diseño se encuentra desbalanceado, ya que concentra la mayor parte de su masa en la sección derecha lo que provoca que el carro se incline por sí solo y se enganche accidentalmente a la cadena. Para corregir este problema se alarga el brazo izquierdo con el fin de compensar los momentos alrededor de las ruedas traseras, y hacer que el carro se incline naturalmente en sentido antihorario para evitar que el mismo se enganche accidentalmente al sistema de transmisión.

#### 2do modelo.

Para este modelo se prolonga el brazo izquierdo del carro, y se realiza extracción del material del gancho con el fin de equilibrar el carro, por las razones expuestas en el párrafo anterior, además se realiza el incremento del radio de los filetes para reducir los esfuerzos en la base del gancho. Adicionalmente se agregan al estudio las barras superiores que permiten que el carro se desacople al llegar a la posición final. Al realizar estas modificaciones el sistema se encuentra capacitado para cumplir sus funciones de manera segura resistiendo los esfuerzos para los cuales ha sido diseñado. A continuación se muestra el informe detallado para este segundo modelo.

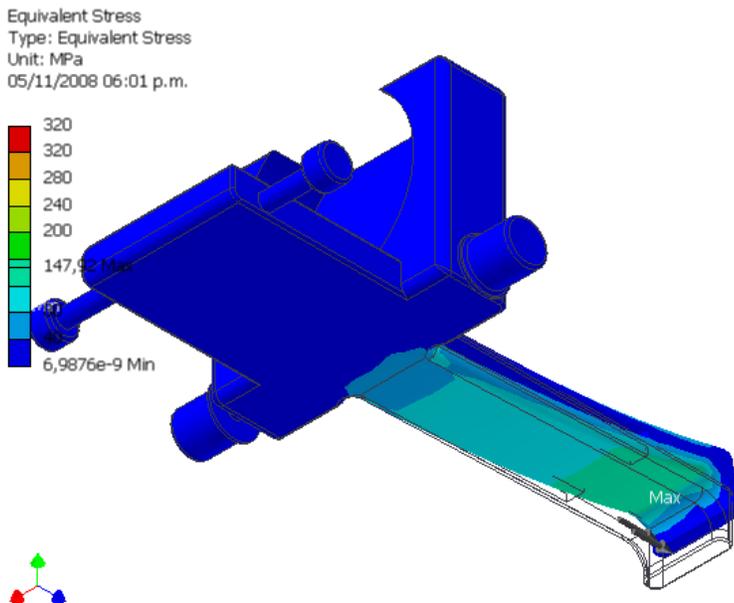
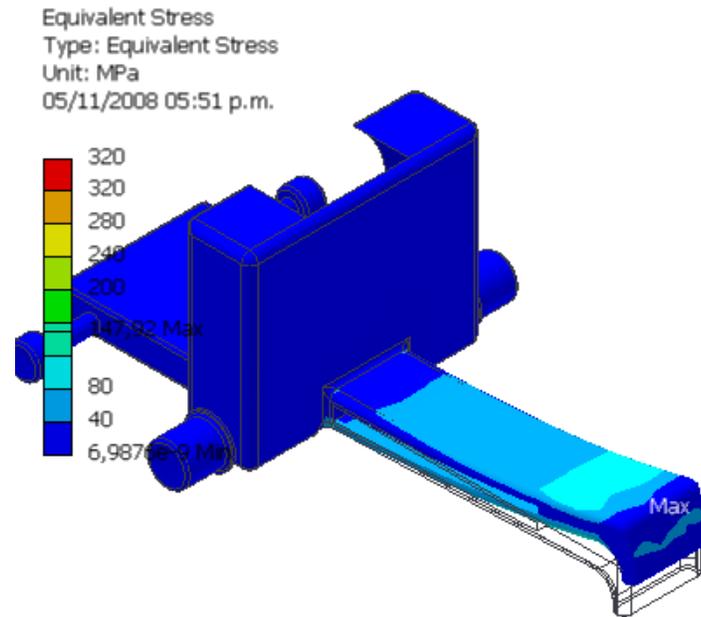


Figura 1.28. Esfuerzos equivalentes.

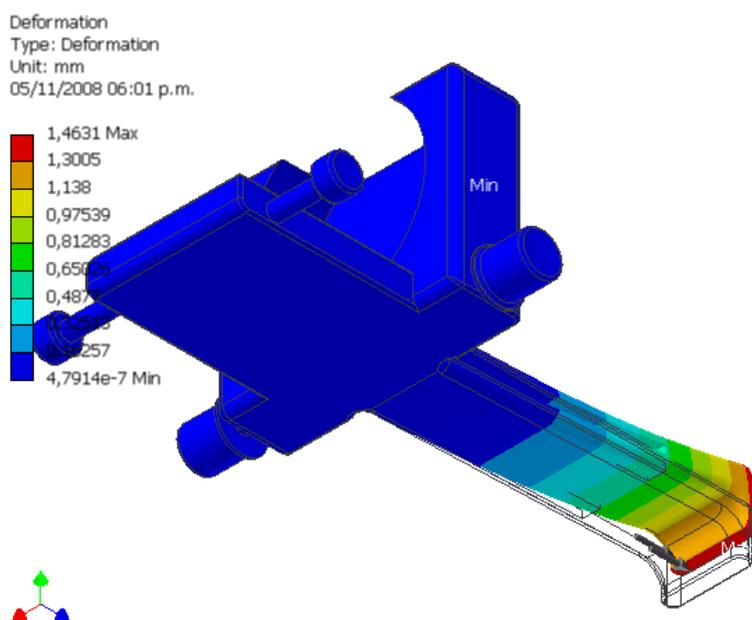


Figura 1.29. Deflexión.

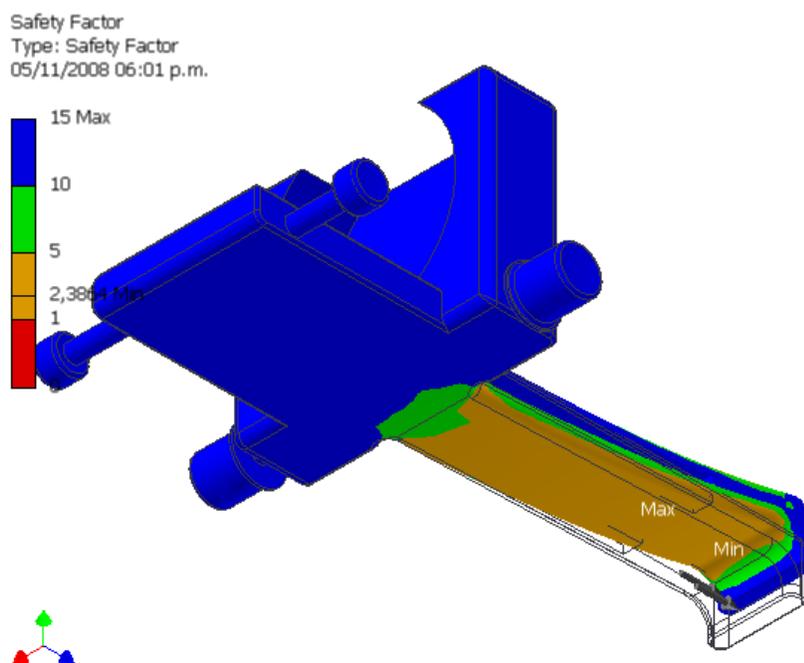


Figura 1.30. Factor de Seguridad.



Tabla 1.18. Resultados estructurales del Carro de trefilado.

Nombre	Mínimo	Máximo
Esfuerzo equivalente	1,512e-007 MPa	147,9 MPa
Deformación	3,568e-006 mm	1,46 mm
Factor de seguridad	2.38	N/A

Como se aprecia en la figura 1.30 el factor de seguridad aumenta en relación al modelo anterior, resultando este diseño más seguro con un factor de seguridad mínimo de 2,38

Este diseño se encuentra balanceado alrededor del eje de las ruedas traseras con una pequeña diferencia de momentos que produce el giro del carro en sentido antihorario de manera que el mismo se encuentre naturalmente apoyado sobre las ruedas delanteras evitando enganches accidentales.

Los ganchos superiores, presentan un factor de seguridad en casi toda su estructura entre 1 y 3, siendo el mínimo de 2,38 por lo que los mismos son capaces de soportar las cargas a las que son sometidos, dicha carga es igual a la fuerza de trefilado justo en el momento en el que se produce el contacto.

## 1.5. DISEÑO DEL CARRO DE DESCARGA

El carro de descarga consta de 2 secciones tal como se muestra en la figura 1.31, la primera de ella es una especie de bandeja que se desplaza horizontalmente sobre dos pares de ruedas con el fin de acercarse al punto donde se libera la barra ya trefilada. La segunda sección consta de dos brazos pivoteados en uno de sus extremos, sobre los cuales se libera la barra aplicando una fuerza igual al peso de una barra dividido entre los dos carros de descarga como se muestra en la figura 1.28.

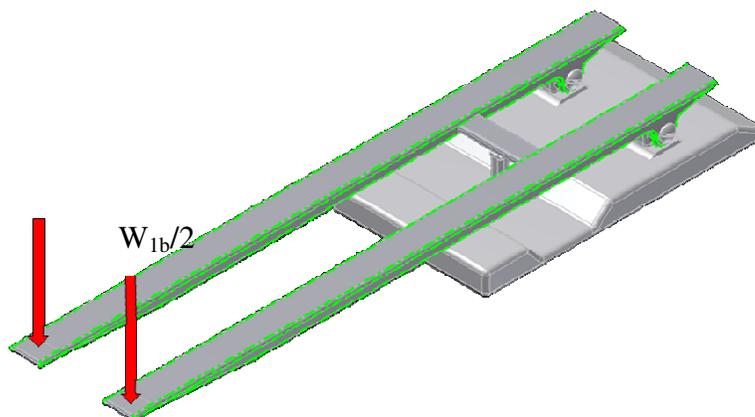


Figura 1.31. Diagrama de cargas aplicadas al sistema de descarga.

El peso de una barra se determina a partir de su masa como se muestra a continuación.

$$W_{1b} = W_b \text{ con } k=1$$

Ecuación 1.11

En donde:

$W_{1b}$ : peso de una barra.

Obteniéndose un valor de  $W_{1b} = 239 \text{ N}$ .

El análisis de esfuerzos para el elemento se realiza mediante el empleo del método de los elementos finitos, mejorándose el diseño a partir de los resultados obtenidos.

Para el análisis se utiliza acero SAE 1040 en condición de recocido.

A continuación se muestran los resultados obtenidos y los parámetros introducidos para la realización del cálculo mediante el método de elementos finitos. Las condiciones de borde aplicadas son restricción de bisagra plana en las bisagras de los brazos y la fuerza se encuentra aplicada en el extremo de los brazos en la zona de contacto con la barra a descargar. La gráfica de convergencia que verifica la confiabilidad de los cálculos se muestra en la figura 1.32

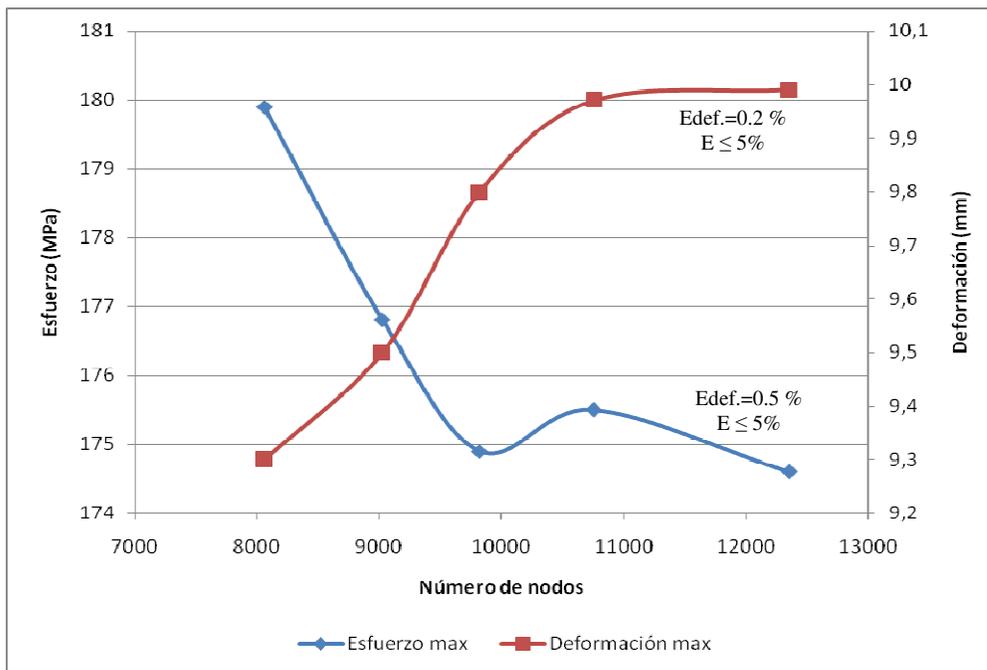


Figura 1.32. Análisis de convergencia para el cálculo por el método de elementos finitos del carro de descarga.

Tabla 1.19. Material del Carro de descarga.

Acero al carbono1040	
Modulo de elasticidad	2,1e+005 MPa
Relación de Poisson	0,3
Densidad	7,86e-006 kg/mm <sup>3</sup>
Esfuerzo de fluencia	353,0 MPa
Esfuerzo último	519,0 MPa

Tabla 1.20. Cargas y Restricciones del carro de descarga.

Nombre	Tipo	Magnitud	Vector
Fuerza 1	Fuerza de superficie	473,5 N	-1,784e-014 N -473,5 N 0,0 N
Restricción de pasador1	Restricción de pasador	Radial: Fijo Axial: Fijo Tangencial: Libre	N/A

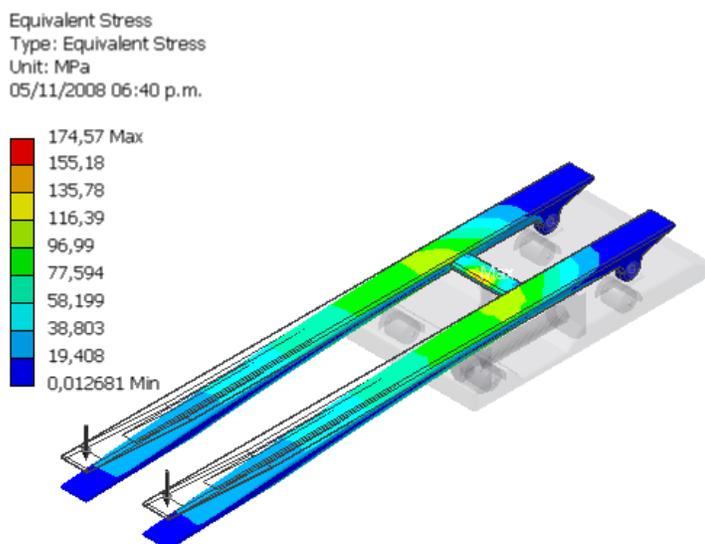


Figura 1.33. Esfuerzo equivalente

Deformation  
 Type: Deformation  
 Unit: mm  
 05/11/2008 06:40 p.m.

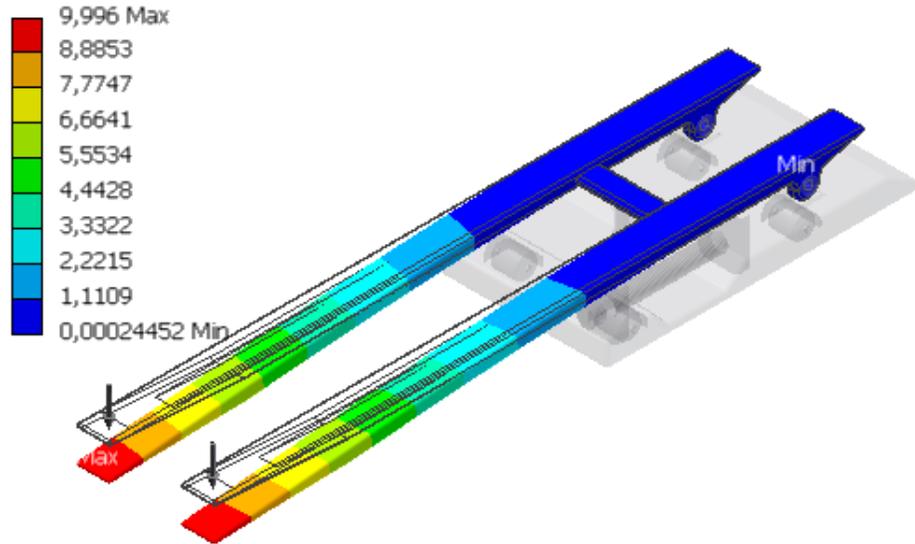


Figura 1.34. Deformación.

Safety Factor  
 Type: Safety Factor  
 05/11/2008 06:40 p.m.

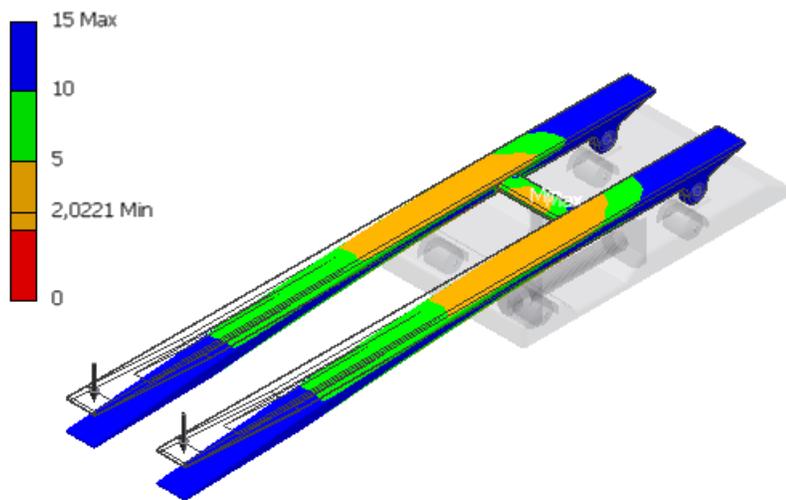


Figura 1.35. Factor de seguridad.

Tabla 1.21. Resultados Estructurales de carro de descarga.

Nombre	Mínimo	Máximo
Esfuerzo equivalente	1,26e-002 MPa	174.57 MPa
Deformación	2,44e-006 mm	9,9 mm
Factor de seguridad	2,02	N/A

Tal como se aprecia en la figura 1.35 el diseño resulta con un factor de seguridad óptimo de 2,02, por tanto este primer modelo se considera como diseño final. El esfuerzo máximo aplicado se encuentra en la zona donde el cilindro neumático aplicará la fuerza necesaria para elevar los brazos siendo el esfuerzo máximo el valor mostrado en la tabla 1.24.

La deformación máxima se encuentra en la punta de los brazos alcanzándose una deformación de 9,9 mm, dicha deformación aunque pudiese parecer excesiva es aceptable dado que en la realidad la barra no se apoya justo en la punta de los brazos, y dada la inclinación de los brazos de 5,88° al momento de recibir la barra no existe riesgo de que la misma caiga como consecuencia de la deformación.

## 1.6. DISEÑO DEL SISTEMA DE RETORNO

Selección del cable del sistema de retorno del carro de trefilado.

La fuerza que el cable de trefilado debe resistir es la necesaria para halar el carro de trefilado la cual se calcula según la siguiente ecuación.

$$F_r = m_c * g * \mu_{ea}$$

Ecuación 1.12 .



El carro de trefilado tiene una masa  $m_c$  de 62,96 kg, determinada mediante INVENTOR, en base al volumen del elemento y a la densidad del acero  $\rho_a$  y el coeficiente de roce estático  $\mu_{ea}$  que es de 0,74. Según estos parámetros se obtiene la fuerza de roce  $F_r = 457,04$  lo que equivale a 46,58 kgf. en base a esto se selecciona un cable de 2 mm cuyas especificaciones se muestran en el anexo 7 en el catálogo de la empresa Trefilable, el mismo resiste una fuerza máxima de 210 kgf, por lo cual es capaz de resistir las cargas a las que se verá sometido dentro del sistema.

a.) Dimensionamiento del tambor y selección del motor.

La selección se realiza mediante el siguiente procedimiento:

a.1. Seleccionar un diámetro y una longitud para la sección central del tambor.

a.2. Para el diámetro de cable seleccionado en determinar el número de vueltas necesaria para recoger los 6 m de cable necesarios.

a.3. Calcular el diámetro máximo del tambor al recoger todo el cable.

a.4. Calcular la fuerza necesaria para halar el carro de trefilado.

a.5. Determinar el torque máximo necesario.

a.6. Seleccionar un motor.

a.7. Verificar si para las RPM del motor seleccionado y el torque la potencia del motor resulta suficiente.

Siguiendo el procedimiento anterior se tiene lo siguiente.

a.1. Selección de la longitud y el diámetro del tambor.

Diámetro de la sección central del Tambor  $D_i = 20$  mm.

Longitud de la sección central del tambor  $L_i = 20$  mm.

La longitud y el diámetro del tambor se seleccionan en base al espacio disponible y en base a los resultados obtenidos de varias iteraciones del procedimiento arriba descrito

a.2. Numero de vueltas necesarias para enrollar 6 m de cable.

Para determinar el número de vueltas necesarias se debe calcular la cantidad de cable enrollado en cada vuelta, dado que el tambor tiene una longitud de 20 mm y el cable un diámetro de 2mm idealmente el diámetro del cilindro se mantendrá constante durante 10 vueltas, luego de esto el diámetro aumentara en 4 mm hasta dar 10 vueltas nuevamente y así sucesivamente, en base a esto se tiene que.

$$P = \pi \sum_{n=1}^i D_i + 2 * e^{(n+1)} * 10$$

Ecuación 1.13

En donde:

P: Perímetro total

$D_i$ : Diámetro inicial

e: Espesor del cable

$n = N/10$

N: Numero de vueltas

Tabla 1.22. Resultados de la sumatoria

n	Perímetro	sumatoria
1	879,6	879,6
2	1130,9	2010,6
3	1633,6	3644,2



4	2638,9	6283,1
---	--------	--------

Para un número de vueltas  $N = 40$  la polea habrá enrollado 6283 mm de cable lo cual supone un excedente  $P_e$  de 283 mm, por lo tanto para determinar el número de vueltas excedente se procede de la siguiente manera.

Perímetro por vuelta  $P_{4v}$  para  $n = 4$

$$P_{4v} = 2638,9 \text{ mm} / 10 \text{ vueltas} = 263,89 \text{ mm/vueltas}$$

Número de vueltas excedente  $N_e$

$$N_e = P_e / P_{4v} \quad \text{Ecuación 1.14}$$

$$283,1 \text{ mm} / 263,89 \text{ mm/vuelta} = 1,07 \text{ vueltas}$$

Por tanto el número de vueltas necesario  $N_n$  es igual a:

$$N_n = N - N_e = 38,93 \text{ Vueltas} \quad \text{Ecuación 1.15}$$

a.3. Diámetro final del Rollo.

Dado que el rollo debe dar 38,9 vueltas el mismo habrá incrementado el diámetro inicial  $D_i$  en 8 mm al momento de dar la vuelta nro 30, por tanto el diámetro final del rollo  $D_f$  se calcula según la ecuación:

$$D_f = D_i + 8 \text{ mm} = 28 \text{ mm.} \quad \text{Ecuación 1.16}$$

a.4. Fuerza necesaria para halar el carro de trefilado.

La fuerza necesaria  $F_m$  para halar el carro es igual a la fuerza de roce producida por el peso del carro la cual fue determinada anteriormente.



$$F_m = F_r = 457,06$$

a.5. determinar el torque necesario para halar el carro.

El torque se calcula según:

$$T = F_m * D_f \quad \text{Ecuación 1.17}$$

Sustituyendo en la ecuación anterior se obtiene el valor del torque necesario en N\*m es:

$$T = 12,79 \text{ N*m}$$

a.6. Selección del motor

El motor se selecciona del catalogo presentado en el anexo 6, el motor seleccionado posee una potencia de 250 W y una velocidad de giro de 850 RPM.

Por tanto el torque máximo que el mismo puede ofrecer se calcula según la siguiente ecuación.

$$\text{Pot} = T_s * \text{RPM}/60 \quad \text{Ecuación 1.19}$$

En donde:

Pot : Potencia del motor (W)

RPM: velocidad angular del motor (rev/min)

T<sub>s</sub>: Torque suministrado

Para los parámetros antes mencionados se obtiene un Torque suministrado T<sub>s</sub> de 17,64 N\*m el cual es ligeramente mayor al Torque requerido T.



Por otra parte el tiempo necesario  $t_n$  para recoger los 6 m de cable se calcula como sigue:

$$t_n = N_n / \text{RPM} * 60 \quad \text{Ecuación 1.20}$$

Sustituyendo los valores obtenidos anteriormente se obtiene el tiempo  $t_n = 2,75$  s

## 1.7. DISEÑO DE LAS SOLDADURAS

A continuación se muestra el conjunto de soldaduras a diseñar, dado que la mesa dispensadora es simétrica los cálculos fueron efectuados para uno de los lados y aplican de igual forma para su opuesto.

Soldadura 1.

A continuación en la figura 1.36 se muestra la ubicación de este conjunto de soldaduras señaladas en rojo.

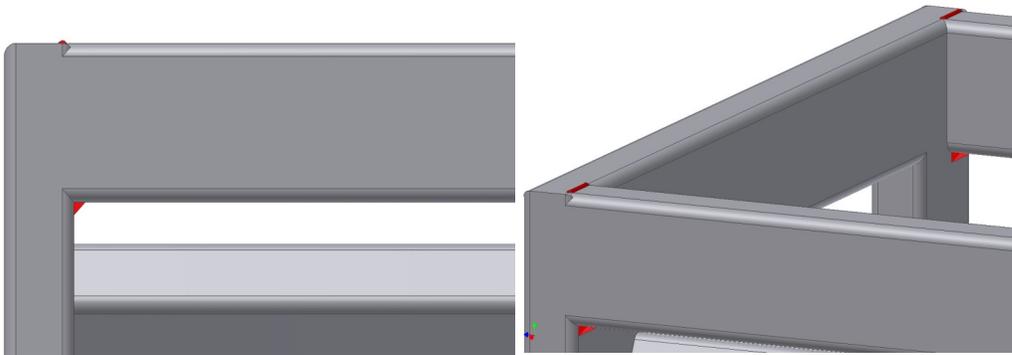


Figura 1.36. Conjunto de soldaduras 1.

A fin de simplificar los cálculos las vigas se restringen con un doble empotramiento, despreciando el apoyo central, lo cual proporciona un diseño más robusto dado que esta condición es más crítica que la real.

El sistema de cargas al cual se encuentra sometida la viga se muestra a continuación en la figura 1.37, en donde:

$$L = 6 \text{ m}$$

$$W = 39,4 \text{ N/m}$$

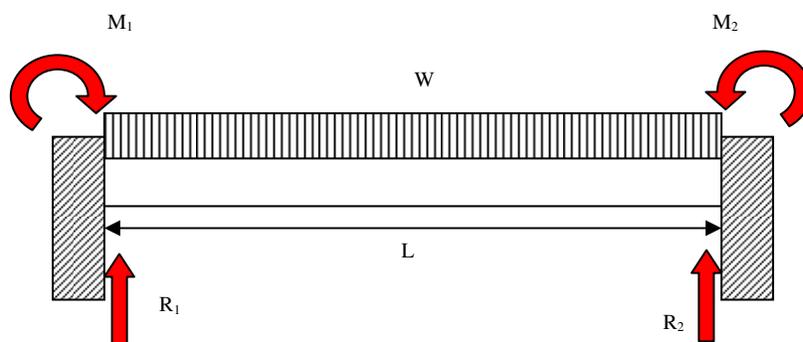


Figura 1.37. Diagrama de cuerpo libre de la viga a soldar.

Para el estudio de la soldadura se requiere determinar los valores de las reacciones  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $M_1$ , y  $M_2$  ya que es a estas cargas las que actuarán sobre el conjunto de soldaduras.

Para la configuración mostrada en la figura 1.37 se tiene que:

$$R_1 = R_2 = W \cdot L / 2$$



$$M_1 = M_2 = W * L^2 / 12$$

De lo cual se obtiene.

$$R_1 = R_2 = 39.4 \text{ N/m} * 6 \text{ m} / 2 = 118.2 \text{ N}$$

$$M_1 = M_2 = 39.4 \text{ N/m} * 6 \text{ m}^2 / 12 = 118.2 \text{ Nm}$$

Seleccionando como patrón de soldadura 2 cordones horizontales para cada viga tal como se muestra en la figura 1.31, se tiene que cada junto se encuentra sometido a un esfuerzo cortante por carga directa (1) provocado por  $R_1$  y  $R_2$  a cada extremo, y un esfuerzo cortante por flexión (2) provocado por  $M_1$  y  $M_2$  a cada extremo. La magnitud de dichos esfuerzos se calcula como se muestra a continuación:

$$\tau_c = R / (0,707 * h * l)$$

$$\tau_f = M * c / (0,707 * I_u * h)$$

En donde:

$R$  = Carga cortante

$h$  = altura de la soldadura

$l$  = longitud total de soldadura

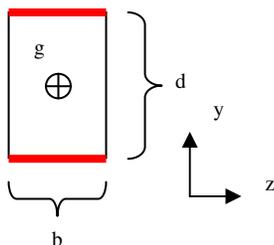
$M$  = Momento flector aplicado

$c$  = distancia mínima entre un eje paralelo a la dirección del vector momento que pasa por el centroide del patrón de soldadura y el punto a estudiar de la soldadura

$I_u$  = Inercia unitaria

A continuación se muestran los parámetros del patrón seleccionado.

### Patrón



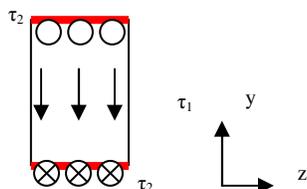
$$d = 0.08 \text{ m}$$

$$b = 0.04 \text{ m}$$

$$g = (g_d = d/2, g_b = b/2) = (0.02 \text{ m}, 0.04 \text{ m})$$

$$I_{uz} = b \cdot d^2 / 2$$

### Estado de esfuerzos.



$$\tau_r = (\tau_y^2 + \tau_x^2)^{1/2}$$

En donde:

$\tau_r$  = Esfuerzo resultante.

$$\tau_{adm} = S_u * 0,3$$

Para que la soldadura resista debe cumplirse que el esfuerzo resultante sea menor o igual al esfuerzo admisible el cual depende de las propiedades del electrodo



seleccionado, el cual en este caso será un electrodo E60XXX, ya que el mismo es el más económico y su esfuerzo ultimo es el más cercano al esfuerzo ultimo del material base.

$$\tau_{adm} = 427 \text{ MPa} * 0,3 = 128.1 \text{ MPa}$$

Sustituyendo tenemos que:

$$\tau_1 = 118.2 \text{ N} / (0,707 * h * 0.04) = 2089 / h$$

$$\tau_2 = 118.2 \text{ Nm} * 0.04 \text{ m} / (0,707 * I_{uz} * h) = 52245 / h$$

$$\tau_r = (\tau_1^2 + \tau_2^2)^{1/2} = ((2089/h)^2 + (52245/h)^2)^{1/2} = 52287/h$$

Igualando:

$$\tau_r = \tau_{adm}$$

Y aplicando un factor de concentración de esfuerzos para cordones paralelos en los extremos igual a 2.7 se despaja h y se obtiene lo siguiente.

$$h = 52287 \text{ N/ m}^3 * 2.7 / 128.1 \text{ MPa} = 1.10 \text{ mm}$$

De acá se obtiene que el valor mínimo de h para un diseño seguro es de 1.10 mm, sin embargo según recomendaciones de la AWS se debe cumplir que el tamaño de la soldadura para láminas con un espesor hasta ¼ in no debe ser menor a 1/8 in por tanto el tamaño de la soldadura es igual a 1/8 in.

Soldadura 2.

A continuación en la figura 1.38 se muestra el conjunto de soldaduras 2 marcadas en rojo.

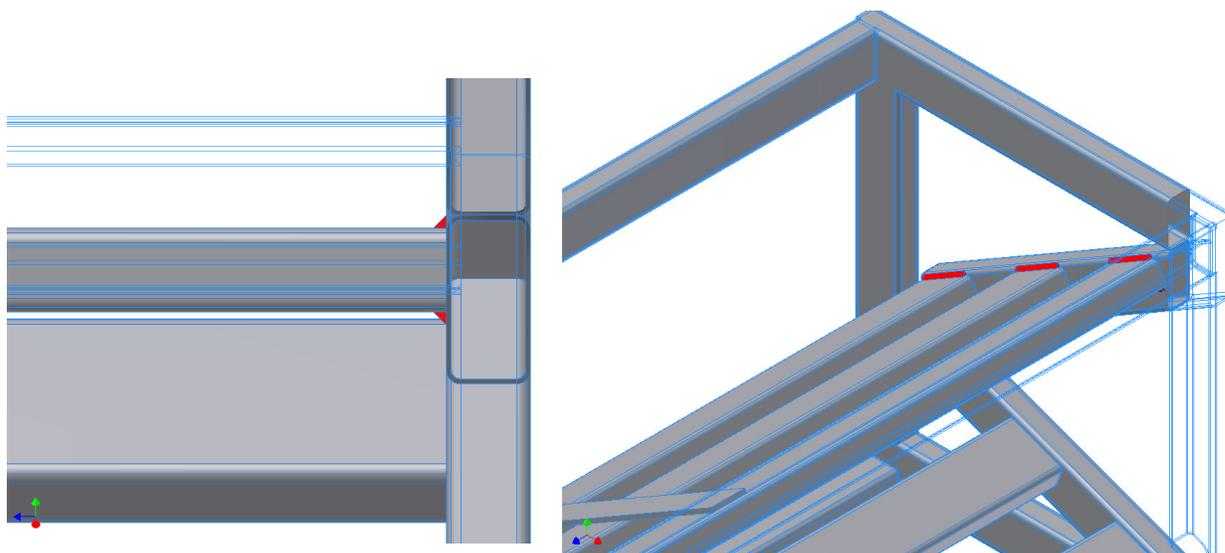


Figura 1.38. Conjunto de soldaduras 2.

Estas soldaduras son las encargadas de fijar las vigas de 3 m de longitud que soportan las barras a cada lado de la estructura central, las mismas se encuentran soldadas en ambos extremos por lo tanto se asume la misma configuración mostrada en la figura 1.37, siendo para este caso:

$$W = W_{9 \text{ barras}}/6 + W_{\text{viga}}$$

Obteniéndose:

$$W = 155.65 \text{ N/m}$$

$$L = 3 \text{ m}$$

Obteniéndose:



$$R_1 \text{ y } R_2 = 233,47 \text{ N}$$

$$M_1 \text{ y } M_2 = 116,7 \text{ Nm}$$

Dado que esta viga se encuentra dispuesta con una inclinación de  $30^\circ$  respecto a la dirección de aplicación de la carga  $W$  se descomponen las reacciones y los momentos en sus componentes normal y tangencial.

$$R_n = 233.47 \text{ N} * \cos 30^\circ = 202.19 \text{ N}$$

$$R_t = 233.47 \text{ N} * \sin 30^\circ = 116.7 \text{ N}$$

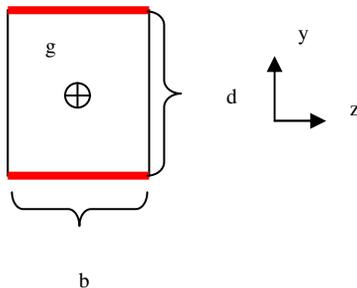
$$M_n = 116.7 \text{ Nm} * \cos 30^\circ = 101.6$$

$$M_t = 116.7 \text{ Nm} * \sin 30^\circ = 58.35$$

En base a las cargas la soldadura se encuentra sometida a dos esfuerzos cortantes por carga directa provocados por  $R_n$  y  $R_t$  (1 y 2 respectivamente) y a dos esfuerzos cortantes por flexión provocados por  $M_n$  y  $M_t$  (3 y 4 respectivamente).

Patrón de soldadura.

Patrón.



$$d = 0.04 \text{ m}$$

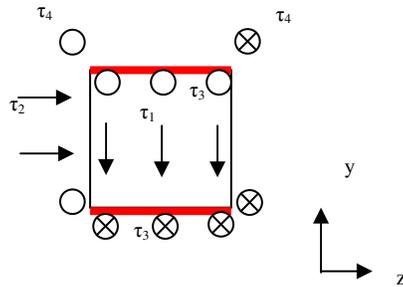
$$b = 0.1 \text{ m}$$

$$g = (g_d = d/2, g_b = b/2) = (0.02 \text{ m}, 0.04 \text{ m})$$

$$I_{uz} = b \cdot d^2 / 2$$

$$I_{uy} = d^3 / 6$$

Estado de esfuerzos.



$$\tau_r = (\tau_y^2 + \tau_x^2 + \tau_z^2)^{1/2}$$

Sustituyendo.

$$\tau_r = (\tau_1^2 + \tau_2^2 + (\tau_3 + \tau_4)^2)^{1/2}$$

Mediante la ecuación para  $\tau_c$  se obtienen  $\tau_1$  y  $\tau_2$ .

$$\tau_1 = 1429.19/h$$

$$\tau_2 = 825.5/h$$

Mediante la ecuación para  $\tau_f$  se obtienen  $\tau_3$  y  $\tau_4$ .

$$\tau_3 = 35714.28/h$$

$$\tau_4 = 8253.18/h$$

Por tanto el esfuerzo resultante es:

$$\tau_r = 43998/h$$

Como  $\tau_r = \tau_{adm}$  y multiplicando por 2.7.

Se obtiene el tamaño de soldadura  $h = 0.72$  mm por tanto  $h = 1/8$  in.

Soldadura 3

A continuación en la figura 1.39 se muestra el conjunto de soldaduras 3 marcadas en rojo.

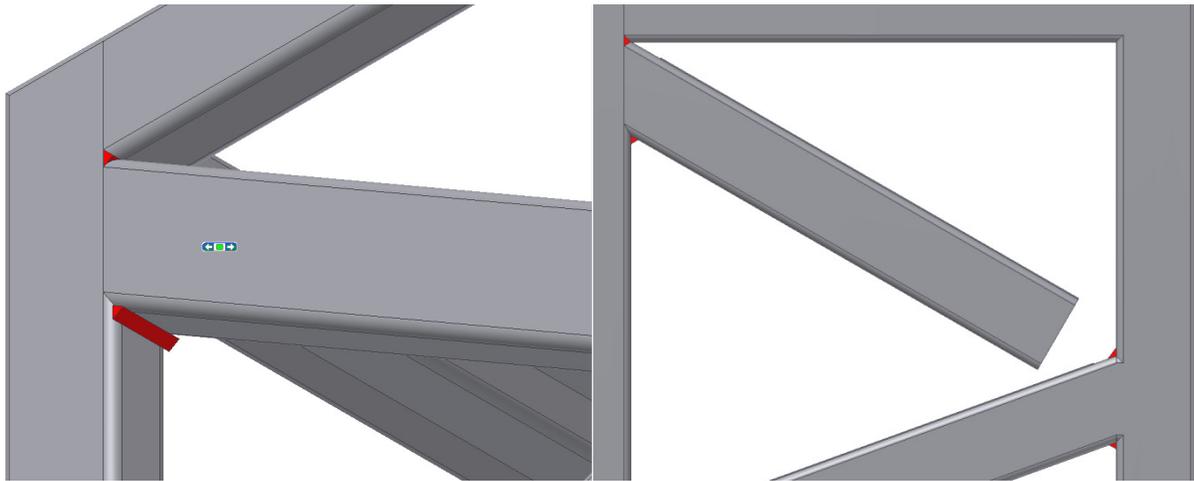


Figura 1.39. Conjunto de soldaduras 3.

En la figura 1.40 se muestra el estado de cargas al que se encuentra sometida la viga a ser soldada.

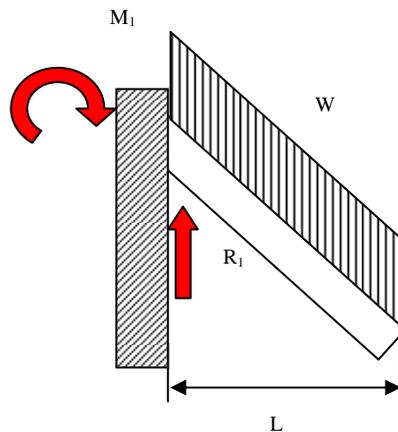


Figura 1.40. Estado de cargas de la viga a soldar.

En este caso:

$$W = 2219.30 \text{ N/m}$$

$$L = 0.43 \text{ m}$$

Las reacciones  $R_1$  y  $M_1$  se calculan como se muestra.

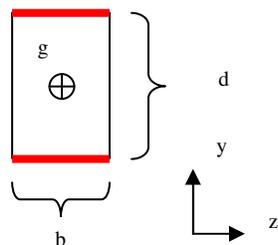
$$R_1 = W * L = 2219.30 \text{ N} * 0.43 \text{ m} = 954.3 \text{ N}$$

$$M_1 = W * L^2 / 2 = 954.3 \text{ N/m} * 0.43 \text{ m}^2 / 2 = 205,14 \text{ Nm}$$

La soldadura se encuentra sometida a un esfuerzo cortante directo (1) y a un esfuerzo cortante por flexión provocado por el momento  $M_1$  (2).

Para soportar la viga se selecciona el siguiente patrón.

Patrón



$$d = 0.08 \text{ m}$$

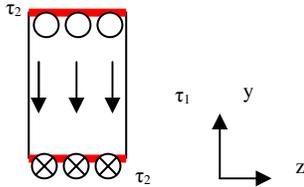
$$b = 0.04 \text{ m}$$

$$g = (g_d = d/2, g_b = b/2) = (0.02 \text{ m}, 0.04 \text{ m})$$

$$I_{uz} = b * d^2 / 2$$



Estado de esfuerzos.



$$\tau_r = (\tau_y^2 + \tau_x^2)^{1/2}$$

Mediante la ecuación para  $\tau_c$  se obtienen  $\tau_1$ .

$$\tau_1 = 16872/h$$

Mediante la ecuación para  $\tau_f$  se obtienen  $\tau_2$ .

$$\tau_2 = 90672/h$$

Por tanto el esfuerzo resultante es:

$$\tau_r = 92228/h$$

Como  $\tau_r = \tau_{adm}$  y multiplicando por 2.7.

Se obtiene el tamaño de soldadura  $h = 1.9$  mm por tanto  $h = 1/8$  in.

Dado que las condiciones de carga y apoyo para la viga inferior son similares la misma se soldara con igual configuración que la calculada anteriormente.

#### Soldadura 4.

El conjunto de soldadura 4 está conformado por las soldaduras a cada esquina de la mesa tal como la que se muestra en la figura 1.41.

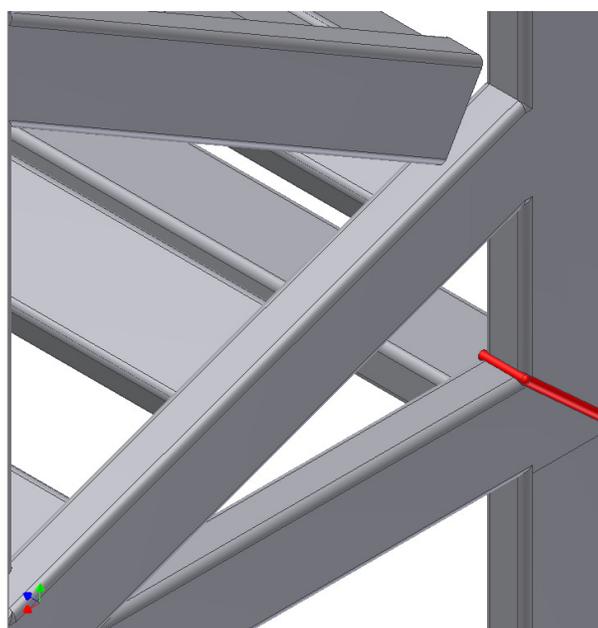


Figura 1.41. Conjunto de soldaduras 4.

Para el diseño de este conjunto de soldadura se diseña una de las esquinas inferiores las cuales se encuentran sometidas a un estado de cargas mas critico.

En la figura 1.42se muestra el estado de cargas para la viga a unir.

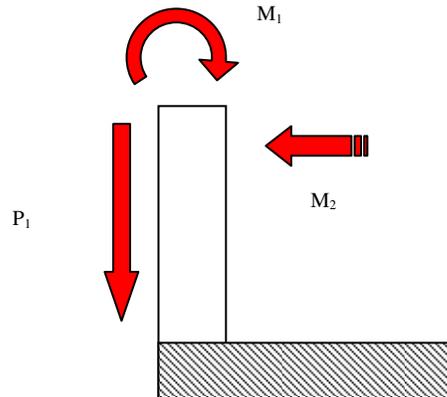


Figura 1.42. Estado de cargas de la viga a soldar.

En donde:

$$P_1 = 954.3 \text{ N} + 118.2 \text{ N} + 9.65 \text{ N} = 1082.15 \text{ N}$$

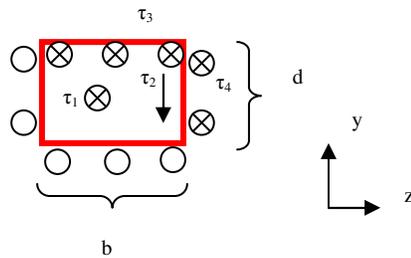
$$M_1 = 205.14 \text{ Nm}$$

$$M_2 = 118.2 \text{ Nm}$$

Estas cargas son las transmitidas por los demás elementos de la estructura a la columna.

La soldadura se encuentra sometida a un esfuerzo cortante directo provocado por la carga  $P_1$  el cual se descompone en su componente normal (1) y tangencial (2) y a dos esfuerzos cortantes por flexión debido a los momentos  $M_1$  y  $M_2$  (3 y 4 respectivamente).

Patrón



$$d = 0.04 \text{ m}$$

$$b = 0.108 \text{ m}$$

$$g = (g_d = d/2, g_b = b/2) = (0.02 \text{ m}, 0.04 \text{ m})$$

$$I_{uz} = d^2/6(3b+d)$$

$$I_{uy} = b^2/6 (3d+b)$$

La carga  $P_1$  se descompone en sus componentes tangencial y normal tal como sigue:

$$F_n = 733.04 \text{ N}$$

$$F_t = 541.07$$

Mediante la ecuación para el cálculo de  $\tau_c$  se tiene:

$$\tau_1 = 2466.45/h$$

$$\tau_2 = 1820.42/h$$

Mediante la ecuación para el cálculo de  $\tau_f$  se obtiene:

$$\tau_3 = 24789/h$$



$$\tau_4 = 24234.55/h$$

El esfuerzo resultante obtenido es de:

$$\tau_r = 37850/h$$

Igualando  $\tau_r = \tau_{adm}$  y aplicando un factor de concentración de esfuerzos de 2.7 se obtiene  $h = 0.65 \text{ mm}$  por lo tanto  $h = 1/8 \text{ in.}$

## 2.1. APÉNDICE

### 2.1.1. Determinación de la carrera para cada cilindro.

#### Cilindro 1.0.

Las carrera para este cilindro se determina directamente del ensamblaje, los puntos entre los cuales se determina esta distancia se muestra en la figura 2.1, esta distancia AB es la necesaria para llevar la barra desde el sistema dispensador hasta la entrada de la mordaza del sistema de alimentación, esta distancia es de aproximadamente 960 mm, además es necesaria que la barra sobresalga de la mordaza al menos 265 mm para que la misma pueda atravesar la trefila lo suficiente para poder ser sujeta por el carro de trefilado, por tanto la distancia total es de 1225 mm.

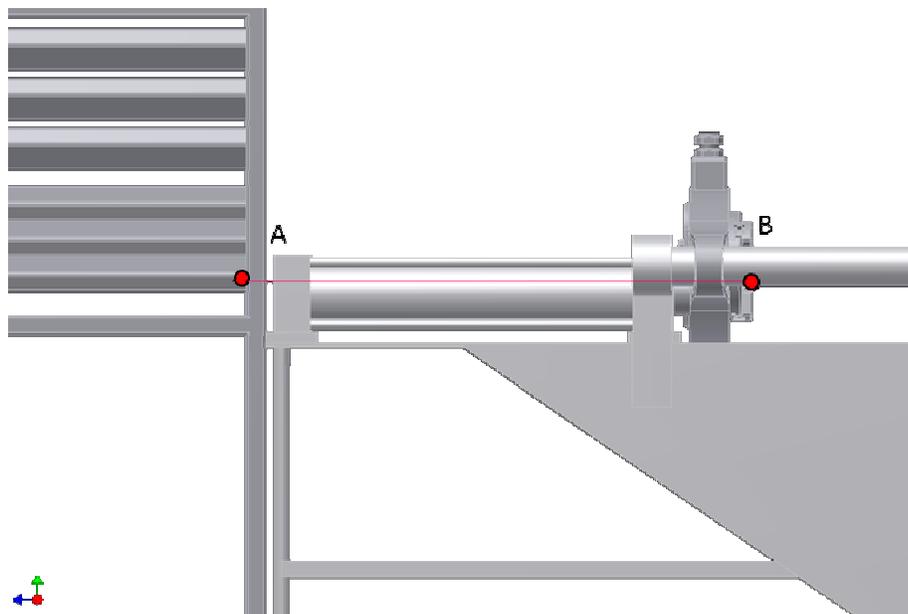


Figura 2.1. Puntos de interés para el cálculo de la carrera del cilindro 1.0.

## Cilindro 2.0.

El cilindro 2.0 debe elevarse una distancia tal que haga rotar el carro un ángulo de al menos  $4,5^\circ$  para que el mismo enganche apropiadamente en la cadena, a continuación se muestran los cálculos trigonométricos aplicados.

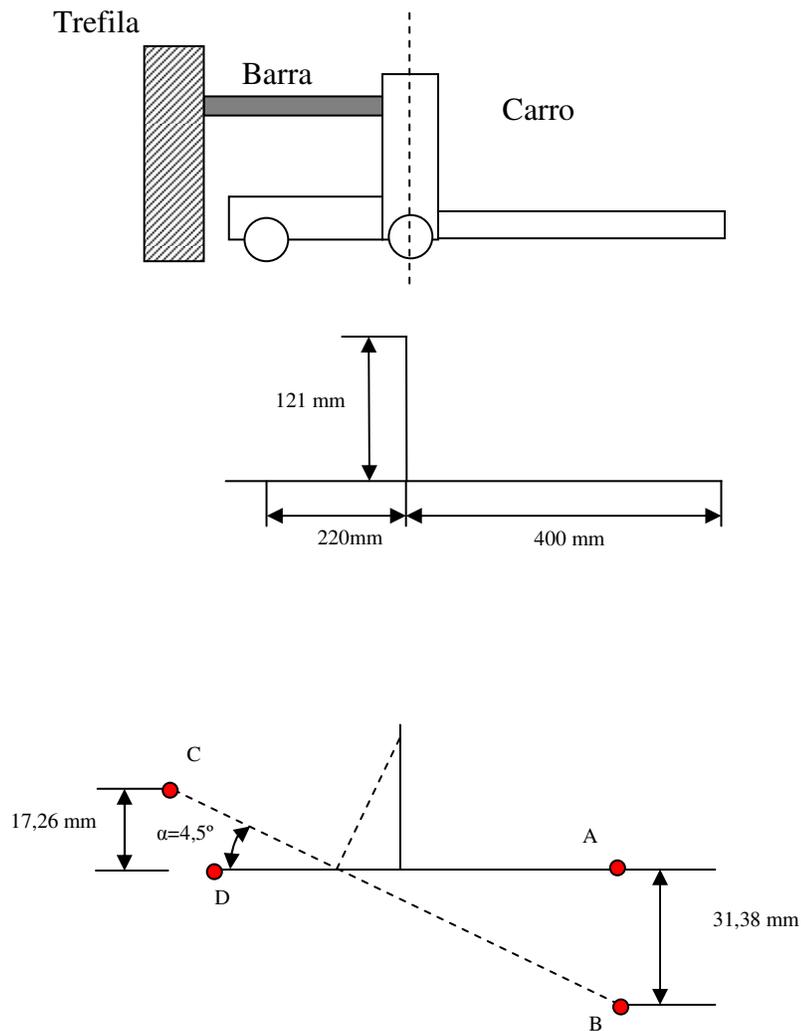


Figura 2.2. Esquemas para determinar la carrera requerida por el cilindro 2.0.

La distancia AB se determina directamente del ensamblaje, esta distancia es la necesaria para realizar el enganche entre el carro de trefilado y el sistema de acople, y

es aproximadamente igual a la distancia mínima que existe entre el punto de enganche y la cadena. Mediante trigonometría se obtuvo la distancia CD que corresponde a la longitud de carrera necesaria.

$$\alpha = \sin^{-1}(31,38/400) = 4,5^\circ$$

$$CD = \sin(4,5^\circ) * 220 = 17,26 \text{ mm}$$

Cilindros 3.0 y 4.0.

Esta distancia se obtiene directamente del ensamblaje, es la distancia necesaria para retirar el carro de descarga del riel de trefilado de manera que no obstruya el paso del carro de trefilado. En la figura 2.3 se muestran los puntos entre los cuales se tomo esta distancia y el valor obtenido de 255 mm.

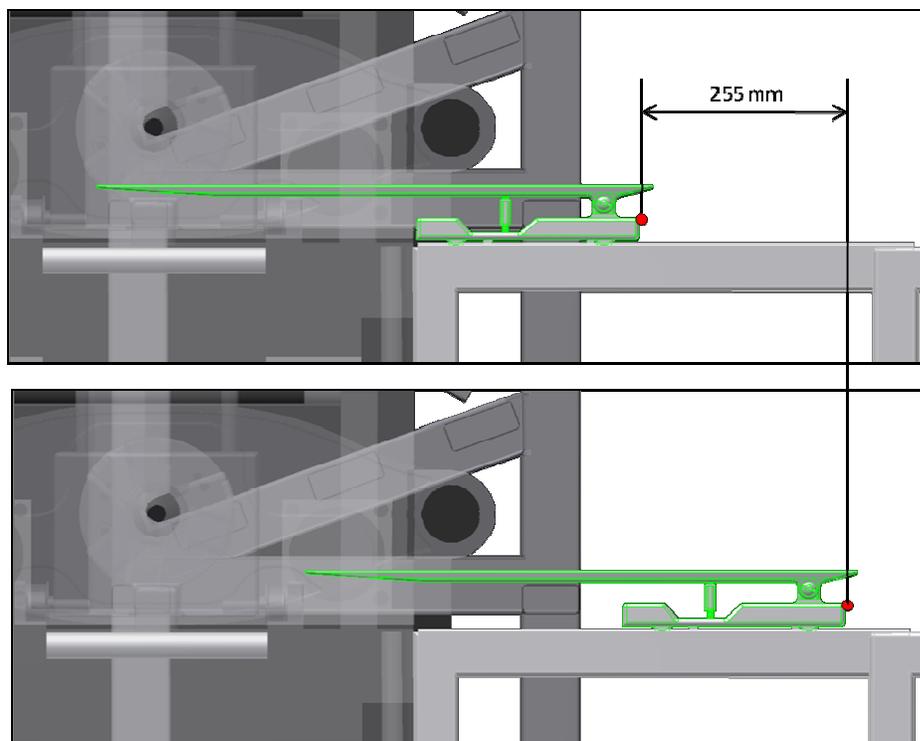


Figura 2.3. Desplazamiento horizontal del carro de trefilado

### Cilindros 5.0 y 6.0.

La carrera para estos cilindros se obtiene mediante trigonometría a partir del ensamblaje.

Para el cálculo de la distancia recorrida por el punto D se determinó la distancia AB entre las posiciones mostradas en la figura, la misma equivale a la distancia necesaria para posicionar los brazos de descarga, los mismos deben rotar  $5,88^\circ$  alrededor del punto C para alcanzar la posición requerida por el sistema, mediante semejanza de triángulos se obtiene que la distancia D en mm es:

$$DD' = 76,83 \text{ mm} / 750 \text{ mm} * 133,3 \text{ mm} = 13,65 \text{ mm}$$

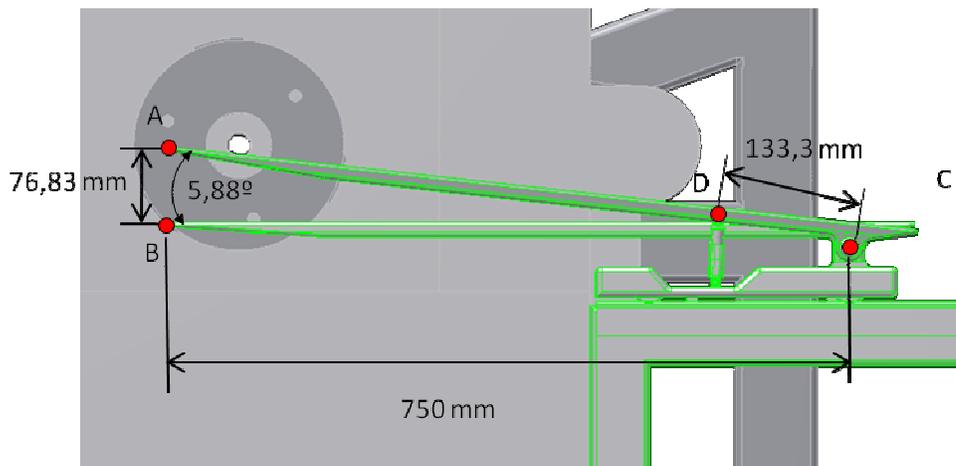


Figura 2.4. Cálculo del ángulo de giro necesario de los brazos de descarga.

### Cilindros 7.0 y 8.0

La carrera de estos cilindros se obtuvo a partir del volumen de 1l (1000000 mm<sup>3</sup>) en su posición límite y el diámetro del émbolo especificados por el fabricante de la mordaza tal como sigue.

$$C_7 = V_7 / (D_{emb7}^2 * \pi / 4)$$

Ecuación 2.1

En donde

 $C_7$ : Carrera del cilindro 7 $V_7$ : Volumen del cilindro 7

$$C_7 = 1000000 / (138^2 * \pi / 4) = 68 \text{ mm}$$

A continuación en la tabla 2.1 se muestran los valores de las carreras  $C_i$  para cada uno de los cilindros.

Tabla 2.1. Carrera para cada cilindro.

Cilindro	Carrera (mm)
1.0	1225
2.0	17,26
3.0	255
4.0	255
5.0	13,65
6.0	13,65
7.0	68
8.0	68

## 2.2. APÉNDICE

### 2.2.1. Cálculo de la fuerza requerida por cada cilindro.

Cilindro 1.0.

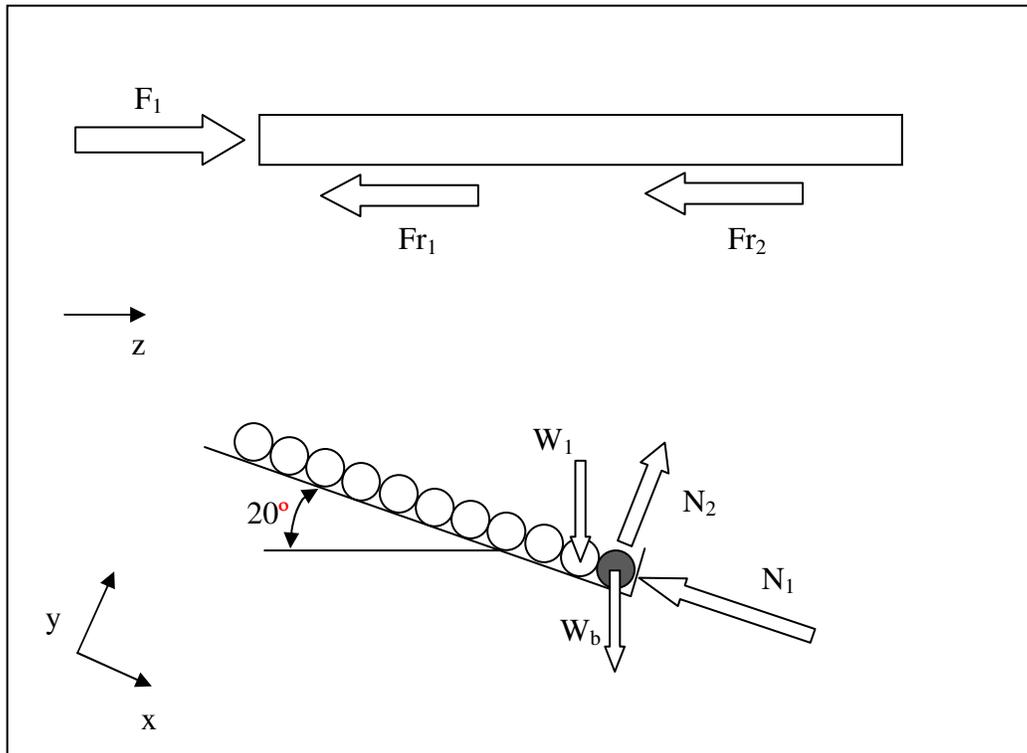


Figura 2.5. Diagrama de cuerpo libre de la barra a empujar.

El cilindro 1.0 debe poseer una fuerza de empuje ( $F_1$ ):

Para el cálculo de la fuerza de empuje se plantea equilibrio de fuerzas en los ejes  $x$ ,  $y$  y  $z$  despreciando las fuerzas inerciales debido a que el cilindro se desplaza a velocidad prácticamente constante durante todo su recorrido obteniéndose el sistema de ecuaciones 8.2.

$$\Sigma F_z: F_1 = Fr_1 + Fr_2 \quad \text{Ecuación 2.2}$$

$$\Sigma F_x: W_1 \cdot \sin 20^\circ + W_b \cdot \sin 20^\circ = N_1$$

$$\Sigma F_y: N_2 = W_2 \cdot \cos 20^\circ$$

$$Fr_1 = \mu_{ea} \cdot N_1$$

$$Fr_2 = \mu_{ea} \cdot N_2$$

En donde:

$F_1$ : Fuerza de Empuje cilindro 1.0 (N)

$Fr_1$ : Fuerza de roce producida por el peso de las barras en espera (N)

$Fr_2$ : Fuerza de roce producida por el peso de la barra a empujar (N)

$W_1$ : Peso de las barras en espera (N)

$W_b$ : Peso de la barra a empujar (N)

$N_1$ : Fuerza normal 1 (N)

$N_2$ : Fuerza normal 2 (N)

$\mu_e$ : Coeficiente de roce estático (Adim.)

El coeficiente de roce estático para acero - acero sin lubricación es igual a 0,74.

Para resolver el sistema es necesario calcular las variables  $W_1$  y  $W_2$

$$W_b = m_b \cdot g \quad \text{Ecuación 2.3}$$

$$W_1 = W_b \cdot 10 \quad \text{Ecuación 2.4}$$

En donde:

$m_b$ : Masa de una barra (kg)

$g$ : Aceleración de la gravedad (9,81 m/s<sup>2</sup>)

La masa de la barra  $m_b$  se calcula como sigue:

$$m_b = D_b^2 \cdot \pi / 4 \cdot L_b \cdot \rho_a \quad \text{Ecuación 2.5}$$



En donde:

$D_b$ : Diámetro de la barra (m)

$L_b$ : Longitud de la barra (m)

$\rho_a$ : Densidad del acero = (7860 kg/m<sup>3</sup>)

Los cálculos se realizan para un diámetro de 1 pulgada, (0,0254 m) dado que el mismo es el que produce las cargas más elevadas y para una longitud estándar de materia prima de 6 m.

$$m_b = 0,0254^2 * \pi/4 * 6 * 7860 = 23,89$$

$$W_1 = 23.89 * 9.81 * 10 = 2343,60$$

$$W_2 = 23.89 * 9.81 = 234,36$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones 8.2 para la Variable  $F_1$  se obtiene que

$$F_1 = 815,7 \text{ N.}$$

Cilindro 2.0.

El cilindro 2.0 debe elevar la parte frontal del carro de trefilado, el mismo fue diseñado para que se mantuviese prácticamente equilibrado alrededor de un eje que pasa por el centro de las ruedas traseras el cual actúa como pivote, con una pequeña diferencia de momentos que mantiene el carro apoyado naturalmente sobre las ruedas delanteras.

Para lograr el enganche se requiere inclinar el carro 4,5°, en base a esto la fuerza que debe vencer el cilindro es la resistencia a la deformación de la barra, la misma se modelo como una viga en voladizo de 200 mm de longitud y 25,4 mm de

diámetro tal como se representa en la figura 2.6, donde se muestran los esquemas necesarios para el cálculo de la de deflexión de la barra.

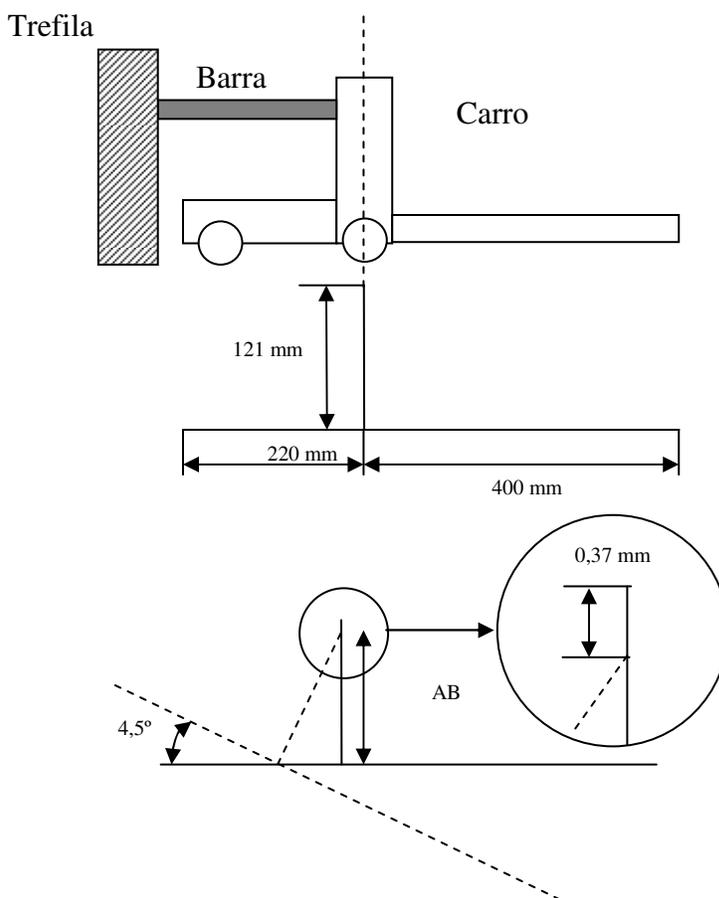


Figura 2.6. Esquema para el cálculo de la carrera del cilindro 2.0.

Dado que la fuerza necesaria para deformar la barra es mayor que la necesaria para mover el carro el mismo al ser empujado hacia arriba tiende a girar alrededor del punto de sujeción de la barra, para evitar que el carro se levante este se encuentra restringido en el eje vertical, obligando a que el punto de fijación de la barra deba desplazarse hacia abajo una distancia de 0,37 mm. A continuación se muestran los cálculos trigonométricos realizados para determinar esta distancia.

Primeramente se calcula la distancia AB:

$$AB = \cos 4,5^\circ * 121 \text{ mm} = 120,63 \text{ mm}$$

La diferencia entre la longitud total menos el segmento AB resulta igual a:

$$L_{\text{deflexión}} = AB - 121 \text{ mm} = 0,37 \text{ mm}$$

Una vez obtenida la magnitud de la deflexión de la barra se realizan los cálculos resistivos necesarios para determinar la fuerza requerida  $F_{2,0}$  para lograr esta deflexión en la barra, los mismos se realizan mediante el programa de diseño Inventor y se muestran en las figuras 8.7 y 8.8.

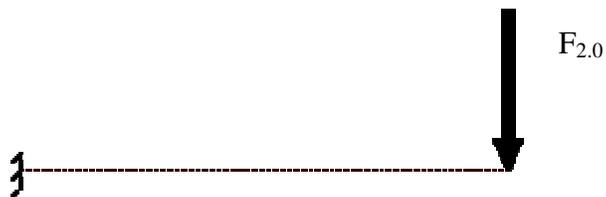


Figura 2.7. Aplicación de la carga para flexionar la punta de la barra.

## Diseño de un Sistema Automatizado para un Banco de Trefilado de Barras de Acero

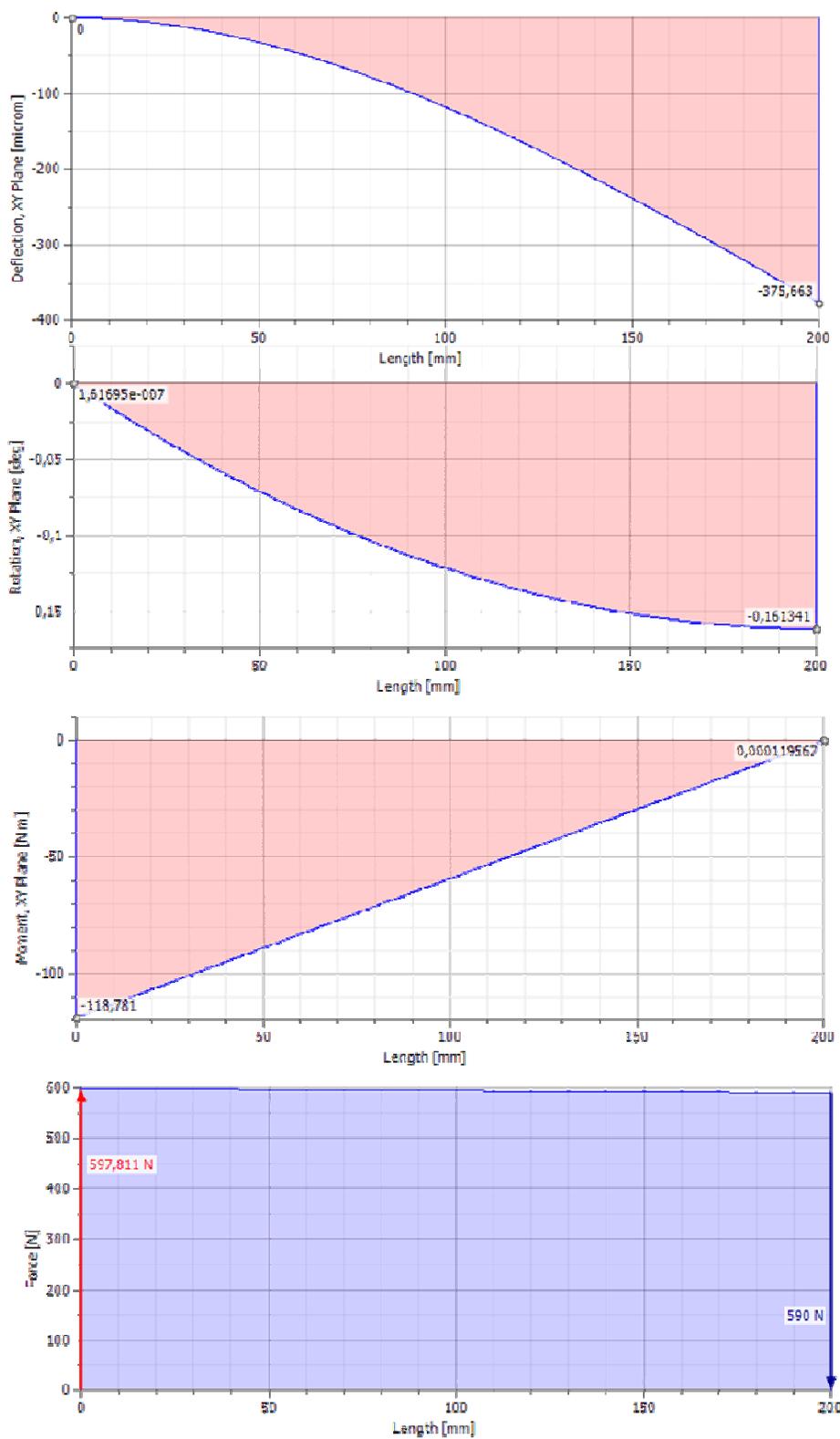


Figura 2.8. Graficas obtenidas a partir de la deflexión de la viga.

Como se puede observar en la figura 2.8 la fuerza requerida en el extremo de la barra para provocar una deflexión de 0,37 mm aproximadamente es igual a 590 N, la cual es empleada para el cálculo de la fuerza de empuje requerida del cilindro 2.0 tal como lo refleja la figura 2.9.

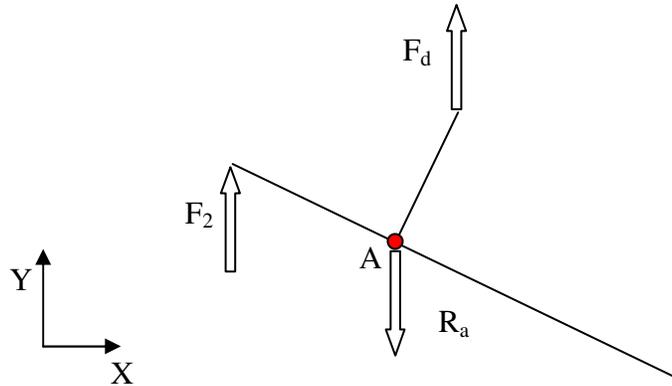


Figura 2.9. Fuerzas aplicadas al carro al momento del enganche

Planteando equilibrio de fuerzas y momentos se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones 8.6.

$$\Sigma F_y: F_2 + F_d = R_a$$

Ecuación 2.6

$$\Sigma M_a: F_2 * 0,22 \text{ m} * \cos 4,5^\circ = F_d * \text{sen } 4,5^\circ * 0,121 \text{ m}$$

En donde

$F_2$ : Fuerza de empuje requerida por el cilindro 2.0 (N).

$R_a$ : Reacción en el punto A (N).

$F_d$ : Fuerza necesaria para la deflexión de la barra (N).

Sustituyendo en el sistema de ecuaciones la variable  $F_d$  ya determinada ( $F_d = 590 \text{ N}$ ) y resolviendo para  $F_2$  el sistema de ecuaciones 8.6 se obtiene la fuerza requerida del cilindro 2.0.

$$F_2 = 25,5 \text{ N}$$

$$R_a = 564 \text{ N}$$

Cilindros 3.0 y 4.0.

Estos cilindros son los encargados de mover el carro de descarga horizontalmente, deben vencer la fuerza de roce provocada por el peso del carro de descarga.

La masa del carro de descarga ( $m_d$ ) en kg se determinó mediante el software Inventor debido a su geometría no convencional basado en el volumen del componente y la densidad  $\rho_a$  del acero arrojando un resultado de 17,75. En la figura 2.10 se muestra el diagrama de cuerpo libre del carro de descarga.

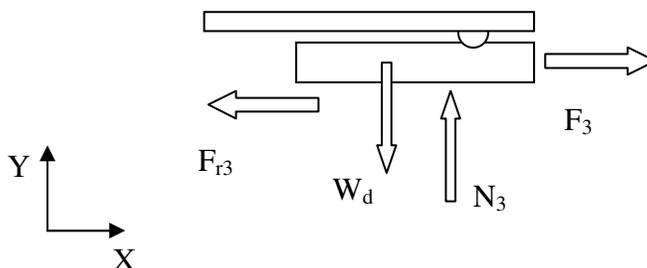


Figura 2.10. Diagrama de cuerpo libre del carro de descarga

Planteando equilibrio de fuerzas en los ejes X e Y se tiene el siguiente sistema de ecuaciones.

$$\Sigma F_x: F_3 = Fr_3$$

Ecuación 2.7

$$\Sigma F_y: W_d = N_3$$

$$Fr_3 = \mu_{ea} * N_3$$

$$W_d = m_d * g$$



En donde:

$F_3$ : Fuerza requerida por el cilindro 3.0 (N)

$F_{r3}$ : Fuerza de roce (N)

$N_3$ : Fuerza normal (N)

$W_d$ : Peso del carro de descarga (N)

Sustituyendo la variable  $m_d$  en el sistema de ecuaciones 8.7 y resolviendo para  $F_3$  se obtiene el valor de la fuerza requerida por el cilindro 3.0 y 4.0.

$$F_3 = F_4 = 129,24 \text{ N.}$$

Cilindros 5.0 y 6.0.

Estos cilindros se encargan de la elevación de los brazos de descarga, su posición más crítica es en el momento en el que la barra se encuentra en los extremos de los brazos de descarga, en la figura 2.11 se muestra el diagrama de cuerpo libre de este elemento. Para el correcto posicionamiento de los brazos de descarga se requiere que los mismos se inclinen  $5,88^\circ$  lo cual se obtiene directamente del sistema ensamblado. La fuerza requerida por el cilindro 5.0 debe ser igual al peso de los brazos de descarga mas la requerida para equilibrar los momentos dentro del sistema, en base a esto se plantea equilibrio de Fuerzas en el Eje Y y equilibrio de momentos alrededor del punto B resultando el sistema de ecuaciones siguiente, la masa de los brazos de descarga en kg ( $m_{bra}$ ) se obtuvo mediante el programa de diseño inventor, arrojando un resultado de 5,71. A fin de simplificar el cálculo se asume que el peso de los brazos de descarga se concentra en el centro de los mismos, lo cual asegura un resultado más crítico y por tanto seguro, debido a que, físicamente el centro de gravedad se encuentra desplazado del centro de los brazos hacia el punto B una cierta distancia debido a la distribución de la masa.

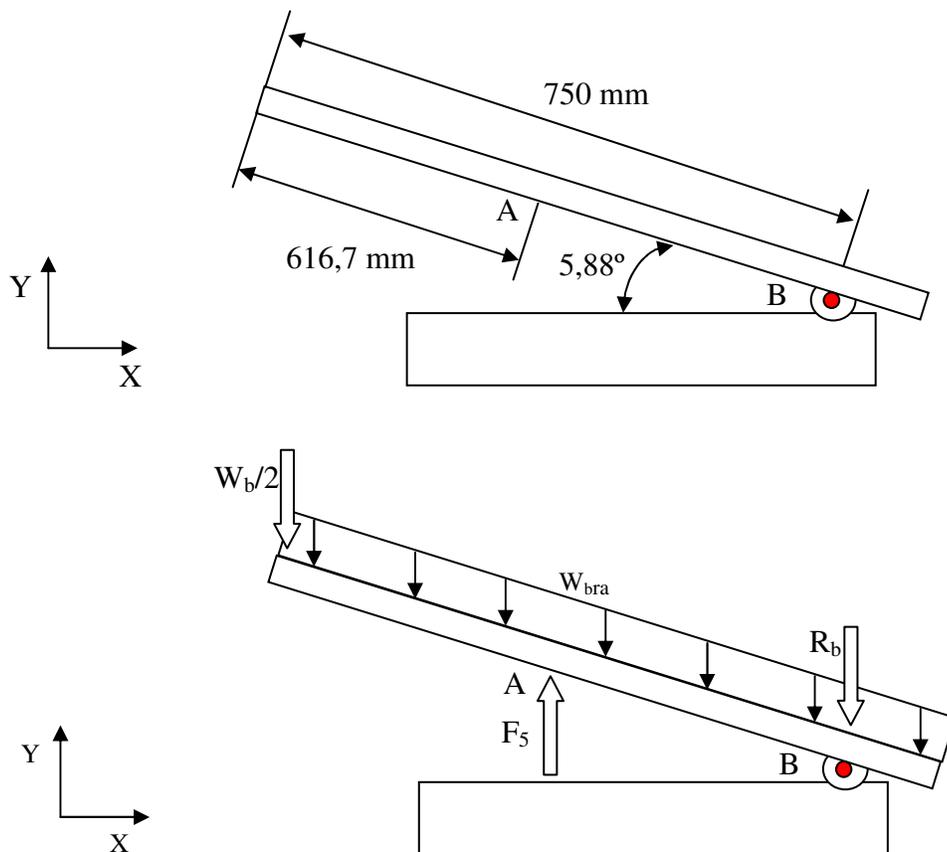


Figura 2.11. Esquema para la determinación de las fuerzas aplicadas a los cilindros 5.0 y 6.0.

$$\Sigma F_y: F_5 = W_b/2 + R_b + W_{bra} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

$$\Sigma M_B: W_b/2 * \cos 5,88 * 0,75 \text{ m} + W_{bra} * \cos 5,88 = F_5 * \cos 5,88 * (0,750 - 0,616) \text{ m}$$

$$W_{bra} = m_{bra} * g$$

En donde:

$F_5$ : Fuerza requerida del cilindro 5.0 (N)

$W_{bra}$ : Peso de los brazos de descarga (N)



Resolviendo el sistema de ecuaciones 8.8 para la variable  $F_5$  se obtiene el valor de la fuerza requerida de los cilindros 5.0 y 6.0.

$$F_5 = F_6 = 1081,01 \text{ N}$$

Cilindros 7.0 y 8.0.

La fuerza de ajuste máxima de las mordazas en N ( $F_7$  y  $F_8$ ) viene dada en función de la presión lo que se muestra en el anexo 5, dado que la relación entre la presión y la fuerza es proporcional y el área del cilindro es constante, por interpolación lineal se obtuvo que la fuerza de ajuste para una presión de 6 bar es igual 26400 N.

## 2.3. APÉNDICE

### 2.3.1. Cálculo de las características geométricas.

Diámetro mínimo del émbolo.

La ecuación utilizada para determinar el diámetro del émbolo de los cilindros del 1.0 a 6.0 se muestra a continuación, Herrera, A. (2007)

$$D_{m_{emb,i}} = (F_i * 1,1 * 4 / (\pi * P))^{1/2} / 1000 \quad \text{Ecuación 2.9}$$

En donde:

$D_{m_{emb,i}}$ : Diámetro mínimo del émbolo del cilindro i.0 (mm)

$F_i$ : Fuerza requerida del cilindro i.0 (N)

$P$ : Presión de trabajo (600 000 Pa)



Tabla 2.2. Diámetro del émbolo para cada cilindro.

Cilindro	Fuerza (N)	Diámetro mínimo del émbolo (mm)
1.0	815,7	43,6
2.0	25,5	7,7
3.0	129,24	17,3
4.0	129,24	17,3
5.0	1081,01	13,7
6.0	1081,01	13,7
7.0	-	Especificado 138
8.0	-	Especificado 138

Los diámetros de los cilindros 7.0 y 8.0 vienen especificados en el anexo 5.

Diámetro del vástago.

El diámetro del vástago se calcula en base a la Fuerza a la que el mismo se verá sometido y a la carrera que el mismo debe ejecutar, este cálculo determina el diámetro de vástago seguro para evitar el pandeo. Para ello se utilizó la siguiente gráfica.

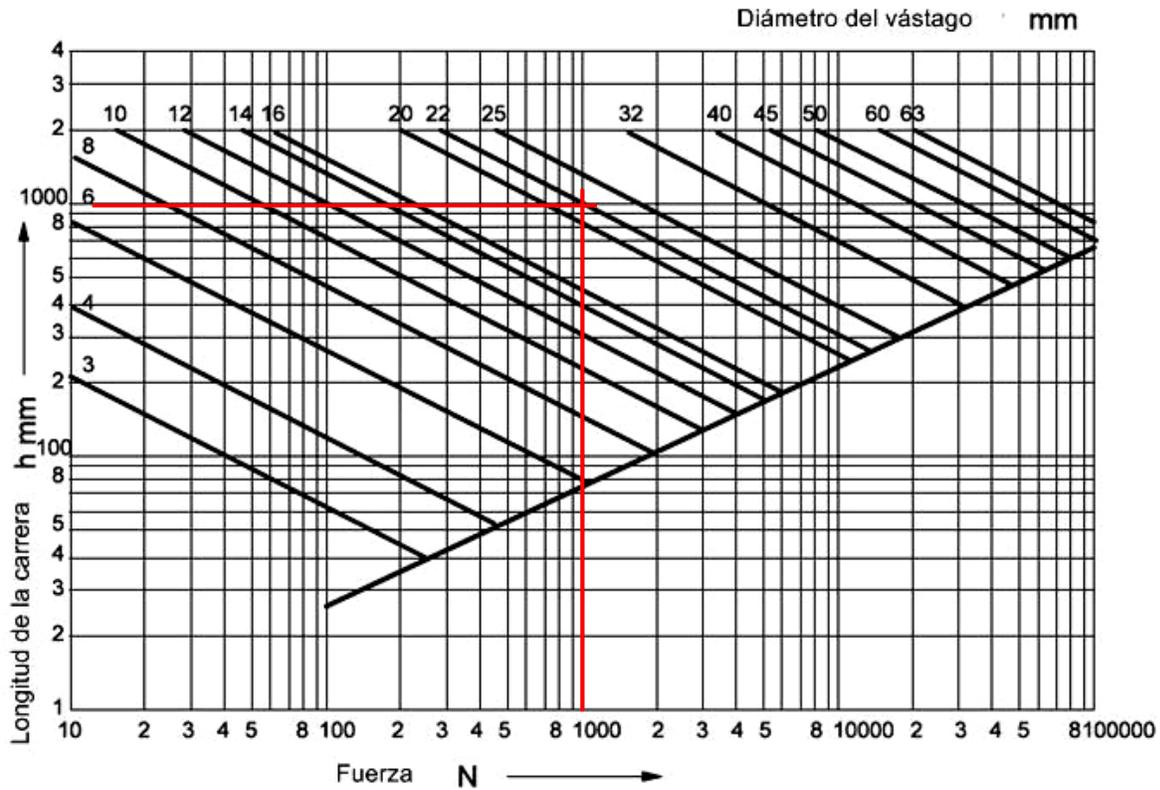


Figura 2.12. Gráfica Carrera en Función de la carga.

En la gráfica se encuentra representado un ejemplo de cálculo para el cilindro 1.0, se procede de igual forma para los demás cilindros, en el caso de los cilindros 2.0, 5.0 y 6.0 la carrera tan reducida en comparación a los diámetros comunes de vástago encontrados en el mercado hace que los mismos no se vean sometidos a fallas por pandeo.

Los cilindros 7.0 y 8.0 no poseen vástago.

Tabla 2.3. Diámetro mínimo del vástago para cada cilindro.

Cilindro	Fuerza (N)	Carrera (mm)	Diámetro min de vástago (mm)
1.0	815,7	1065	22
2.0	25,5	17,26	-
3.0	129,24	255	7,5
4.0	129,24	255	7,5
5.0	1081	13,65	-
6.0	1081	13,65	-

## 2.4. APÉNDICE

### 2.4.1. Cálculo de las velocidades de funcionamiento de los cilindros.

Para el cálculo de las velocidades de funcionamiento admitidas para los cilindros del 1.0 al 6.0 se usa la grafica mostrada en la figura 2.13, la misma se encuentra en función del tipo de Válvula a utilizar y del diámetro del émbolo o pistón, en este caso se asumió el uso de válvulas sobredimensionadas, los datos se tomaron justo en el límite inferior de esta zona tal como se muestra en el ejemplo del grafico para la extensión del cilindro 1.0. para determinar la velocidad de los cilindros 7.0 y 8.0 se asumió un tiempo de ajuste de las mordazas de 1s, al multiplicar esto por la carrera del émbolo se tiene la velocidad del mismo resultando una velocidad de 68 mm/s.

De la misma manera se procede para cada una de las velocidades mostradas en la tabla 2.4.

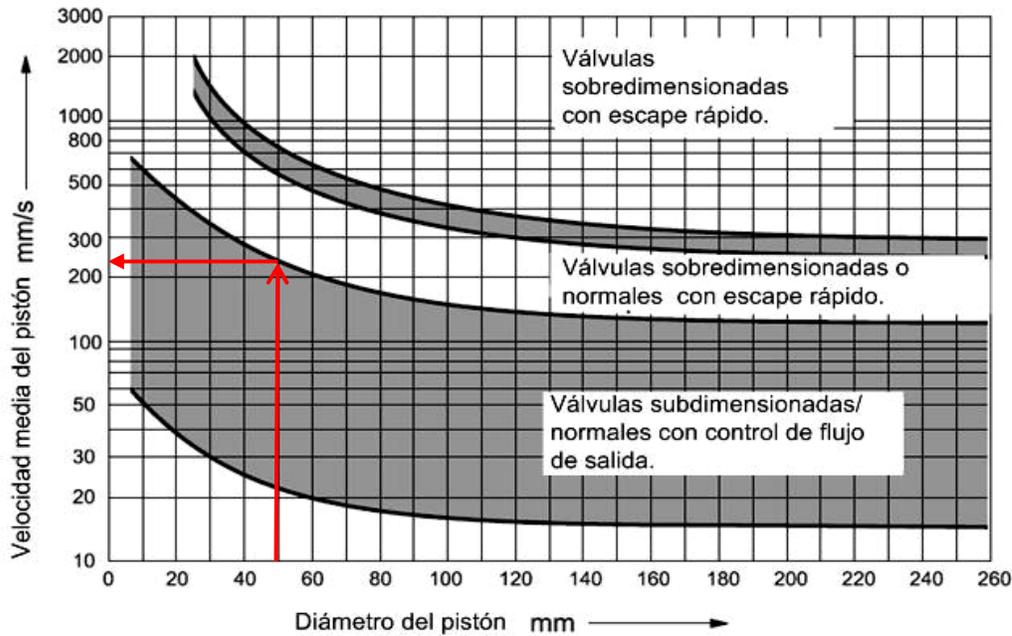


Figura 2.13. Gráfica para la determinación de la velocidad máxima admitida en función del tipo de válvula.

Tabla 2.4. Velocidad máxima admitida para cada cilindro.

Cilindro	Diámetro del émbolo (mm)	Condición de la válvula	Velocidad máx. admitida (mm/s)
1.0 extensión	50	Sobredimensionada	240
1.0 retracción	50	Sobredimensionada con escape rápido	750
2.0	12	Sobredimensionada	600
3.0	20	Sobredimensionada	450
4.0	20	Sobredimensionada	450
5.0	63	Sobredimensionada	200
6.0	63	Sobredimensionada	200
Cilindro	Tiempo de ajuste (s)	Carrera (mm)	
7.0	1	68	68
8.0	1	68	68

Sin embargo estas velocidades son solo el límite máximo de velocidad para cada cilindro, el límite mínimo viene dado por el fenómeno stick and slip al cual se presenta a velocidades menores a 50 mm/s.

## 2.5. APÉNDICE

### 2.5.1. Caudales necesarios para el funcionamiento de los cilindros.

El caudal en todos los casos se determino en base a la ecuación:

$$Q_i = V_i * D_{emb,i}^2 * \pi/4 * 0,00006 \quad \text{Ecuación 2.10}$$

En donde:

$Q_i$ : Caudal del cilindro i.0 (m<sup>3</sup>/s)

$V_i$ : Velocidad del cilindro i.0 (mm/s)

$D_{emb,i}$ : Diámetro del émbolo del cilindro i.0 (mm)

Tabla 2.5. Caudales necesarios para el funcionamiento de cada cilindro.

Cilindro	Diámetro del bolo (mm)	Velocidad (mm/s)	Caudal (l/min)
1.0 retracción	50	750	1,47E-3 (88,36)
2.0	50	50	5,5E-6 (0,33)
3.0	12	255	8,02E-5 (4,81)
4.0	20	255	8,02E-5 (4,81)
5.0	20	50	1,56E-4 (9,35)
6.0	63	50	1,56E-4 (9,35)
7.0	138	68	1E-3 (60)
8.0	138	68	1E-3 (60)



### Tiempos de Funcionamiento.

Para el cálculo de los tiempos de funcionamiento de cada cilindro se ha utilizado la siguiente ecuación:

$$t_i = C_i / V_i \quad \text{Ecuación 2.11}$$

En donde:

$t_i$ : Tiempo de carrera para el cilindro  $i.0$  (s)

$C_i$ : Carrera del cilindro  $i.0$  (mm)

Tabla 2.6. Tiempos de funcionamiento para cada acción

Cilindro	Carrera (mm)	Velocidad (mm/s)	Tiempo (s)
1.0 Extensión	1225	240	4,43
1.0 Retracción	1225	750	1,42
2.0	17,26	50	0,34
3.0	255	255	1
4.0	255	255	1
5.0	13,65	50	0,27
6.0	13,65	50	0,27
7.0	68	68	1
8.0	68	68	1

El tiempo de retroceso del carro de trefilado se ha calculado de la siguiente manera.

$$t_r = n / (\text{RPM} * 60) \quad \text{Ecuación 2.12}$$

En donde:

$t_r$ : tiempo de retroceso (s)

$n$ : numero de revoluciones necesarias para enrollar 6m de cable (rev)

RPM: velocidad angular del motor seleccionado (rev/min)



Los cálculos detallados del número de vueltas  $n$  se realizó en el apéndice 1.6, las RPM del motor seleccionado se muestran dentro de las especificaciones técnicas del mismo en el anexo.

Sustituyendo en la ecuación se obtiene el tiempo de retroceso del carro de trefilado.

$$t_r = 38,9/1000*850 = 2,75$$



## CONCLUSIONES

Se estima que la producción de barras anual sería de 241.920 Barras/año con las condiciones teóricas de trabajo del sistema automatizado, lo cual significa un aumento cercano al 66% en comparación a los 145.152 Barras/año producidas actualmente, lo que se traduce en una ganancia en producción de 483.840 Bs.F.

Los operadores necesarios para el realizar el proceso de trefilado se reducen de 3 a 1 de tal manera que se empleará un solo operador encargado de abastecer el dispensador y vaciar la zona de descarga. Debido a que el proceso de trefilado es automatizado, produciéndose un ahorro en salarios de 31.200 Bs.F./año, por tanto aunque se incrementan los costos de mantenimiento debido al uso de nuevas tecnologías de 5040,2 Bs.F./año esto aun supone un ahorro neto de 26.159,8 Bs.F./año.

Tomando en cuenta que es un proyecto de 10 años de vida útil, y que su costo es de 50402 Bs.F aproximadamente, al verificar los flujos monetarios anuales, se puede observar que en alrededor de 1 año la ganancia neta cubre por completo el costo de inversión inicial, por lo tanto es un proyecto rentable, y más aun si se toma en cuenta que con una buena rutina de mantenimiento preventivo, se podría alargar las proyecciones de vida útil.

El proceso de trefilado se automatizó completamente, por tanto la carga de trabajo para el operario se ve drásticamente reducida, limitándose a la alimentación de la materia prima en lotes, y a la extracción del material procesado, ambas operaciones realizadas mediante grúas puentes, reduciendo la posibilidad de trastornos músculo esqueléticos que puedan afectar al operario del equipo.



---

## BIBLIOGRAFÍA

Allen Bradley. Fundamentos del sensado o detección de presencia.

Recuperado Julio 27, 2008 de <http://aulavirtual.ing.uc.edu.ve/mod/resource/>

Aparicio, G & Camejo, F. (2.003) Laboratorio de Procesos de Fabricación I.

Valencia: Universidad de Carabobo.

Asesoramiento en Proyectos, Recuperado Abril 23, 2008.

De <http://www.apvobras.com/>

Babylon. Recuperado Julio 27, 2008

de [http://www.babylon.com/definition/Fuente\\_el%C3%A9ctrica/Spanish](http://www.babylon.com/definition/Fuente_el%C3%A9ctrica/Spanish).

Discovery Company. How stuff Works. Recuperado Julio 27, 2008

De <http://www.howstuffworks.com>

Duran y Sanchez. (2004) Diseño de un alimentador automático de barras de acero.

Valencia: Universidad de Carabobo.

Festo Automatización. Instrucción y Catalogo Online, Recuperado Abril 23, 2008.

de [www.festo.com](http://www.festo.com)

Festo España. Didactica. Recuperado julio 27, 2008 de [www.festo.es](http://www.festo.es)

Giugni, L. (2001) Evaluación de Proyectos de Inversión.

Biblioteca Pública Central Manuel Feo La Cruz.

Valencia. Venezuela



- Groover, M. (2004). Fundamentos de Manufactura Moderna. (Tercera Edición).  
México. Mc. Graw Hill.
- Harper, G. (2004). El ABC de la instrumentación en el control de procesos industriales.  
Limusa, Noriega Editores.
- Hernandez y Pacheco (2002). Rediseño de una trefiladora experimental.  
Valencia: Universidad de Carabobo.
- Herrera, A. (2007) Automatización Industrial.  
Apuntes de Automatización Industrial. (Semestre I-2007)  
Valencia: Universidad de Carabobo.
- Industrias UNICON. Especialistas en Aceros. Recuperado Abril 25, 2008  
De <http://www.unicon.com.ve/>
- Johnston, J. Sensores Reed. Recuperado Julio 27, 2008  
De <http://www.eleinmec.com/article.asp?23>
- MikroElektronika. Programmable logic controller PLC. Recuperado Julio 27, 2008  
De <http://www.electronicpal.com/plc/>
- Peraza y Rodriguez. (2002) Rediseño y automatización del proceso de estampado de seriales en chasis de vehículos.  
Valencia: Universidad de Carabobo.
- Publicaciones EMB. Revista Electroindustria. Recuperado Julio 27,2008  
De <http://www.emb.cl/electroindustria/articulo.mv?xid=32&rank=1.htm>



Sidorovas, L. (2006) Procesos de Fabricación I.

Apuntes de Procesos de Fabricación I (Semestre 1-2006).

Valencia: Universidad de Carabobo.

Shigley, J. (2002) Diseño en Ingeniería Mecánica. (Sexta Edición) México.

Mc. Graw Hill.

CFIE de Valladolid. Sistemas de accionamiento. Recuperado Julio 27, 2008.

De [http://cfievalladolid2.net/tecno/cyr\\_01/robotica/sistema/actuadores.htm](http://cfievalladolid2.net/tecno/cyr_01/robotica/sistema/actuadores.htm)

Trefilado. Recuperado Julio 27, 2008, de <http://www.trefilado.com/>



## RECOMENDACIONES

Realizar periódicamente la revisión y mantenimiento de las partes de sistema automatizado, tomando en consideración: calidad del aire, presión de suministro, limpieza de los sensores, actuadores, calibración o ajuste de presostato para asegurar óptimo funcionamiento.

Realizar el mantenimiento periódico al equipo de trefilado incluyendo a los nuevos elementos integrados, debido a que se puede presentar corrosión al trabajar en estos tipos de ambientes, donde existe mucha humedad y contacto con agentes químicos.

Incorporar al sistema automatizado de trefilado de barras, un contador de piezas trefiladas y así el operador podría recibir una indicación visual o sonora de cantidad de barras procesadas.

Realizar un estudio de factibilidad económica al diseño del sistema con PLC y comparar con el sistema de Lógica cableada. Lo cual podría ser en un futuro lejano, un cambio de los sistemas de la empresa.