



# **UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR**

**FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS Y TECNOLOGÍAS  
APLICADAS**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ENROLLADORA  
SEMIAUTOMÁTICA DE ANTENAS DUALES MYPD75, COBALT, S10  
Y ONIX CON MÓDULO DE SELECCIÓN Y MECANISMO PARA  
COLOCACIÓN DE AMARRAS**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN  
MECATRÓNICA**

**OMAR ALEXANDER ARGÜELLO PRADO**

**DIRECTORA: CRISTINA GISELLE OSCULLO NARANJO, MSc.**

**D. M. Quito**

**2019**

## DECLARACIÓN

Yo, Omar Alexander Argüello Prado, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que se ha investigado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Internacional del Ecuador, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por normativa institucional vigente.

.....  
Omar Argüello  
C.I. 1718167545

## CERTIFICACIÓN

La docente de la Facultad de Ciencias Exactas y Tecnologías Aplicadas, Cristina Giselle Oscullo Naranjo, MSc,

CERTIFICA QUE:

El proyecto de investigación “*DISEÑO DE CONSTRUCCIÓN DE UNA ENROLLADORA SEMIAUTOMÁTICA DE ANTENAS DUALES MYPD75, COBALT, S10 Y ONIX CON MÓDULO DE SELECCIÓN Y MECANISMO PARA COLOCACIÓN DE AMARRAS*”, fue desarrollado por Omar Alexander Argüello Prado y ha sido debidamente revisado y está en condiciones de ser entregado para que siga lo dispuesto por la Facultad de Ciencias Exactas y Tecnologías Aplicadas, correspondiente a la sustentación y defensa del mismo.

.....

Cristina Giselle Oscullo Naranjo, MSc.

DIRECTOR DEL PROYECTO

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco principalmente a mis padres, que me enseñaron que para conseguir el objetivo es necesario a travesar los caminos más sinuosos y que por muy alta que sea la montaña, siempre habrá cómo llegar a la cima. Por todas las veces que tuve que migrar de mi casa para poder hacer los proyectos creativos a última hora y el mal genio constante por la falta de sueño. Por el esfuerzo constante para permitirme estudiar y culminar la carrera en una universidad privada y las facilidades que me han dado para seguir este camino lleno de baches y piedras. Por permitirme seguir mis actividades extracurriculares y enseñarme que las prioridades van de la mano del corazón en conjunto con la razón.

A los hermanos que encontré en la universidad, que siempre que necesité estuvieron esperando hasta la una de la mañana que regrese de mis entrenamientos para finalmente cumplir nuestras actividades hasta que alguien se duerma sobre un repostero lleno de ácido para quemar placas. A “La Roma”, Kurt y Ángel que estuvieron desde que inició esta travesía y con quienes compartí los mejores y peores años. “Ketsup”, “Maru” y “Racho”, quienes se sumaron a la lista en el camino y me han dado la mano en los momentos más difíciles.

## DEDICATORIA

A mis padres que han sacrificado innumerables cosas para que se cumpla este sueño, a pesar de no haber tenido nuestra misma suerte, nos guiaron por el mejor camino.

A mi padre por enseñarme con sus actos que el sueño es de débiles y decirme todo lo contrario cuando pasaba días sin dormir.

A mi madre por las veces que no me dejó abandonar mis sueños y darme una bofetada para regresar a la realidad.

A mis hermanas que me han recordado toda la vida que el mayor logro de mis padres es nuestro triunfo y me ha ayudado a levantarme todos los días buscando dar el máximo de mi capacidad.

A mis amigos que han sabido entender la dificultad para organizar el tiempo y sin embargo han seguido a mi lado cuando necesitaba.

A mi hermano Nicolás por permanecer hombro a hombro esta constante lucha y a quien debo la construcción de esta máquina, por tu esfuerzo y dedicación hoy escribo estos párrafos.

Al baile por recordarme que la vida no debe tener un solo ritmo, a mis alumnos por las risas y ayudas y a Bongó por darme más motivos por ser mejor cada día.



2.5.2.1.	Módulo 1: colocar y asegurar la antena (color azul) .....	48
2.5.2.2.	Módulo 2: encintar las antenas duales mypd75, cobalt, s10 y onix automáticamente (color rojo).....	48
2.5.2.3.	Módulo 3: movimiento lineal de la antena (color verde).....	49
2.5.2.4.	Módulo 4: módulo de control y activación de señales (color negro) 49	
2.5.3.	CASA DE LA CALIDAD .....	51
2.5.3.1.	Voz del usuario y cliente .....	51
2.5.3.2.	Voz del ingeniero .....	53
2.5.3.3.	Correlaciones.....	54
2.5.3.4.	Análisis de competencia .....	54
2.5.3.5.	Compromisos técnicos.....	55
2.5.4.	NORMAS Y ESPECIFICACIONES DEL CLIENTE .....	56
2.6.	SOLUCIONES A LOS MÓDULOS.....	59
2.6.1.	MÓDULO 1: COLOCAR Y ASEGURAR LA ANTENA.....	59
2.6.2.	MÓDULO 2: ENCINTADO DE ANTENAS DUALES MYPD75, COBALT, S10 Y ONIX .....	60
2.6.3.	MÓDULO 3: MOVIMIENTO LINEAL DE LA ANTENA.....	60
2.6.4.	MÓDULO 4: CONTROL Y ACTIVACIÓN DE SEÑALES.....	62
2.7.	ANÁLISIS DE VENTAJAS Y DESVENTAJAS .....	64
2.8.	MATRIZ MORFOLÓGICA.....	71
2.8.1.	ALTERNATIVA 1 .....	71
2.8.2.	ALTERNATIVA 2 .....	72
2.8.3.	ALTERNATIVA 3 .....	73
2.8.4.	MATRIZ DE RESIDUOS PONDERADOS .....	73
2.8.4.1.	Evaluación del peso específico de cada criterio .....	75
2.8.4.2.	Evaluación de alternativas por criterios.....	76
2.8.1.1.1.	Evaluación del peso específico: seguridad.....	76
2.8.1.1.2.	Evaluación del peso específico: fiabilidad .....	76
2.8.1.1.3.	Evaluación del peso específico: mantenimiento.....	77
2.8.1.1.4.	Evaluación del peso específico: dimensiones .....	78
2.8.4.3.	Esquema de solución.....	79
2.9.	SELECCIÓN DE ALTERNATIVA.....	80
CAPÍTULO III .....		81
DISEÑO MECATRÓNICO DE LA MÁQUINA ENCINTADORA DE CABLES.....		81
3.1.	BOSQUEJO .....	82

3.2.	DISEÑO MECÁNICO .....	87
3.2.1.	SINCRONIZACIÓN TEÓRICA DE AMBOS SISTEMAS DE MOVIMIENTO.....	91
3.3.	DISEÑO DE MECANISMOS EN BASE A RODILLOS .....	94
3.3.1.	DISEÑO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN DE ANTENAS .....	94
3.3.1.1.	Diseño del eje motriz y cálculo de torque en el motor de alimentación .....	94
3.3.1.2.	Diseño del pasador entre rodillo de nylon y eje de acero.....	111
3.3.1.3.	Cálculo de los tornillos que sujetan el motor y el rodamiento .....	114
3.3.1.4.	Diseño del cajetín de desplazamiento horizontal en rodillo de alimentación .....	117
3.3.1.5.	Diseño del cajetín de desplazamiento vertical en rodillo de alimentación .....	121
3.3.1.6.	Diseño del rodillo presor en mecanismo de alimentación .....	124
3.3.1.7.	Diseño de la estructura de ajuste en mecanismo de alimentación	136
3.3.2.	DISEÑO DEL SOPORTE PARA COLOCACIÓN DE AMARRA .....	148
3.3.3.	DISEÑO DEL TRANSPORTADOR DE CABLE .....	149
3.3.3.1.	Transportador .....	150
3.3.3.2.	Diseño del mecanismo para corte de cinta .....	180
3.3.3.3.	Prisionero para bocín de bronce .....	181
3.4.	DISEÑO DEL MECANISMO DE ENCINTADO .....	184
3.4.1.	SOPORTE DE LA CINTA .....	186
3.4.2.	SELECCIÓN DE RODAMIENTO.....	188
3.4.3.	DISEÑO DEL TREN DE ENGRANES .....	189
3.4.3.1.	Simulación .....	191
3.4.3.2.	Dimensionamiento del motor .....	192
3.4.3.3.	Diseño de la cuña y acoples .....	195
3.5.	DISEÑO ESTRUCTURAL .....	197
3.6.	SELECCIÓN DE MATERIALES.....	200
3.7.	DISEÑO ELECTRÓNICO .....	201
3.7.1.	DIMENSIONAMIENTO DE LA FUENTE DE ALIMENTACIÓN.....	201
3.7.2.	DISEÑO DEL CIRCUITO.....	205
3.7.3.	SELECCIÓN DE CONTROLADORES Y DISEÑO DE ELEMENTOS	207
3.7.4.	DISEÑO DE CONTROL .....	209
3.7.5.	PROGRAMACIÓN.....	213

3.7.5.1. Diseño de la Interfaz Gráfica.....	217
3.7.6. DIAGRAMA DE FLUJO .....	218
CAPÍTULO IV .....	224
CONSTRUCCIÓN, IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DE LA MÁQUINA ENCINTADORA DE CABLES .....	224
4.1. CONSTRUCCIÓN MECÁNICA .....	225
4.1.1. MECANISMO DE ALIMENTACIÓN.....	228
4.1.2. TORNILLO DE AJUSTE .....	231
4.1.3. TRANSPORTADOR .....	231
4.1.4. ESTRUCTURA .....	234
4.1.5. GABINETE DE CONTROL .....	236
4.1.6. MECANISMO DE ENCINTADO .....	239
4.2. IMPLEMENTACIÓN ELECTRÓNICA Y CABLEADO.....	241
4.3. ENSAMBLE DE PROGRAMACIÓN CON PLACA ELECTRÓNICA E IMPLEMENTACIÓN EN CONJUNTO .....	245
4.4. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO .....	247
4.5. TOMA DE TIEMPOS DE EJECUCIÓN .....	252
4.6. CORRECCIONES.....	256
4.7. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	258
4.7.1. ANÁLISIS DE TIEMPOS DE EJECUCIÓN.....	258
4.7.2. CONTINUIDAD DEL CABLE .....	266
4.7.3. MEDICIÓN DE TRASLAPE .....	267
CONCLUSIONES.....	277
RECOMENDACIONES .....	279
ANEXOS .....	280
BIBLIOGRAFÍA .....	281

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Identificación de partes en la antena MYPD75 .....	8
Figura 1.2. Soportes de antena para encintado (JIGS).....	9
Figura 1.3. Visualización de antena recubierta con cinta .....	10
Figura 1.4. Conectores FAKRA GTS.....	10
Figura 1.5. Prototipo de enrolladora de antenas duales.....	11
Figura 1.6. Acabado en antenas realizado con máquina prototipo .....	11
Figura 1.7. Visualización de la conversión de energía en motores .....	15
Figura 1.8. Visualización del principio de funcionamiento de engranes rectos .....	16
Figura 1.9. Nomenclatura de engranes .....	17
Figura 1.10. Parametrización de la transmisión por banda abierta .....	18
Figura 1.11. Nomenclatura para cadena de rodillos de doble torón.....	20
Figura 1.12. Diferencias en la rugosidad superficial de los rodillos.....	21
Figura 1.13. Barnizadora de rodillos .....	21
Figura 1.14. Máquina plegadora de rodillos .....	22
Figura 1.15. Esquema de rodillos en una impresora láser .....	23
Figura 1.16. Máquina automática de bobinado y corte de cables serie KS-C0 .....	24
Figura 1.17. Máquina de bobinado y colocación de amarras en cables redondos Ks-K11.....	26
Figura 1.18. Máquina encintadora de cables KS-A200 .....	27
Figura 1.19. Sistemas de guía redonda .....	28
Figura 1.20. Sistemas guía de perfil.....	29
Figura 1.21. Sistemas guía en V. ....	30
Figura 1.22. Nomenclatura tornillos-tuerca .....	30
Figura 1.23. Sistema de control de lazo abierto .....	34
Figura 1.24. Punto de suma .....	34
Figura 1.25. Sistema de control en lazo cerrado .....	35
Figura 1.26. Diagrama de un controlador lógico .....	37
Figura 1.27. Diagrama de un temporizador.....	39
Figura 1.28. Módulo TB6560.....	40
Figura 2.29. Esquema de la máquina enrolladora semiautomática de antenas duales .....	42
Figura 2.30. Visualización de recubrimiento individual de cada cable junto a los conectores.....	43

Figura 2.31. Antena tensada en prototipo .....	44
Figura 2.32. Primer punto de cinta en antena .....	44
Figura 2.33. Nivel 0 .....	47
Figura 2.34. Módulo 1: colocar y asegurar la antena .....	48
Figura 2.35. Módulo 2: encintar antenas duales mypd75, cobalt, s10 y onix .....	49
Figura 2.36. Módulo 3: movimiento lineal de la antena .....	50
Figura 2.37. Módulo 4: módulo de control y activación de señales .....	50
Figura 2.38. Nivel 1 .....	51
Figura 2.39. Soporte en Y .....	59
Figura 2.40. Mecanismo de pinzas .....	59
Figura 2.41. Sistema de poleas.....	60
Figura 2.42. Engranajes rectos .....	60
Figura 2.43. Mecanismo tornillo-tuerca .....	61
Figura 2.44. Cadena dentada.....	61
Figura 2.45. Piñón cremallera .....	61
Figura 2.46. Mecanismo de rodillos.....	62
Figura 2.47. Controlador lógico programable (PLC).....	62
Figura 2.48. Pantalla táctil – interfaz HMI.....	62
Figura 2.49. Botonera.....	63
Figura 2.50. Sensor de proximidad .....	63
Figura 2.51. Fin de carrera.....	63
Figura 2.52 Encoder.....	63
Figura 2.53. Sensor de tensión mecánica .....	64
Figura 2.54. Sensor de corriente continua .....	64
Figura 2.55. Matriz morfológica .....	72
Figura 2.56. LOGO TDE.....	80
Figura 3.57. Bosquejo de la máquina enrolladora .....	82
Figura 3.58. Visualización de ajuste manual de rodillo presor .....	83
Figura 3.59. Resortes en cajetines para retorno .....	83
Figura 3.60. Sistema de referencia .....	84
Figura 3.61. Representación de movimiento en mecanismo de rodillos de ajuste en tensión.....	84
Figura 3.62. Mecanismo de rodillos para alimentación de antena .....	85
Figura 3.63. Posiciones de trabajo en mecanismo para alimentación de antenas...85	
Figura 3.64. Espacio para ingreso de antena en mecanismo de alimentación .....	86

Figura 3.65. Cajetín de transporte con riel incorporado para colocar extremo de la antena .....	86
Figura 3.66. Mecanismo de encintado por engranajes.....	87
Figura 3.67. Diagrama de esfuerzos cortantes en una sección circular .....	90
Figura 3.68. EcoCut 3200 .....	91
Figura 3.69. DCL en cable entre rodillos: presor y motriz .....	92
Figura 3.70. Esquema de encintado .....	93
Figura 3.71. Rodillo motriz en mecanismo de alimentación .....	94
Figura 3.72. DCL plano xy para rodillo motriz en mecanismo de alimentación .....	95
Figura 3.73. DCL plano xz para rodillo motriz en mecanismo de alimentación .....	95
Figura 3.74. Propiedades en el sistema para eje de rodillo en el mecanismo de alimentación .....	96
Figura 3.75. Propiedades en el sistema para rodillo en el mecanismo de alimentación .....	97
Figura 3.76. DCL plano XY con fuerzas completas en rodillo de mecanismo de alimentación .....	99
Figura 3.77 Diagrama de cortantes en rodillo de mecanismo de alimentación .....	99
Figura 3.78 Diagrama de momentos en rodillo de mecanismo de alimentación .....	99
Figura 3.79. DCL plano XZ con fuerzas completas en rodillo de mecanismo de alimentación .....	100
Figura 3.80. Diagrama de cortantes en rodillo de mecanismo de alimentación (plano XZ) .....	100
Figura 3.81 Diagrama de momentos en rodillo de mecanismo de alimentación (plano XZ) .....	100
Figura 3.82 Criterio de cálculo del límite de resistencia a la fatiga.....	102
Figura 3.83. Parámetros de cálculo para factor de modificación por condición superficial .....	104
Figura 3.85. Visualización de parámetros en factor de modificación por efectos diversos.....	105
Figura 3.86. Sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio.....	106
Figura 3.87. Factor kt para modificación por efectos diversos .....	106
Figura 3.88. Rigidez y deflexión .....	109
Figura 3.89. Posiciones ISO de ajuste .....	112
Figura 3.90. Motor a pasos 23LM-K005-P4 .....	112
Figura 3.91. Mediciones para ajuste de motor .....	114
Figura 3.92. Chumacera KFL000 .....	116
Figura 3.93. Cajetín de avance horizontal (eje X) en rodillo de alimentación.....	117

Figura 3.94. Dimensiones para selección de material en cajetín rodillo de alimentación .....	118
Figura 3.95. Dimensiones para selección de material en cajetín rodillo presor 1... 121	
Figura 3.96. DCL Plano XY para rodillo presor en mecanismo de alimentación ....	124
Figura 3.97. DCL Plano XZ para rodillo presor en mecanismo de alimentación ....	124
Figura 3.98. Rodillo presor en mecanismo de alimentación .....	125
Figura 3.99. Propiedades en el sistema para rodillo presor en el mecanismo de alimentación .....	125
Figura 3.100. Propiedades en el sistema para eje de rodillo en el mecanismo de alimentación .....	126
Figura 3.101. DCL Plano XY con fuerzas completas rodillo presor en alimentación .....	127
Figura 3.102. Diagrama de cortantes rodillo presor en mecanismo de alimentación .....	128
Figura 3.103. Diagrama de momentos rodillo presor en mecanismo de alimentación .....	128
Figura 3.104. DCL plano XZ con fuerzas completas rodillo presor en mecanismo de alimentación .....	128
Figura 3.105. Diagrama de cortantes rodillo presor en mecanismo de alimentación (plano XZ) .....	129
Figura 3.106. Diagrama de momentos rodillo presor en mecanismo de alimentación (plano XZ) .....	129
Figura 3.107. Visualización de parámetros en factor de modificación por efectos diversos en rodillo presor .....	132
Figura 3.108. Estructura para cajetín de desplazamiento vertical en rodillo presor para mecanismo de alimentación .....	137
Figura 3.109. Sección del techo en sistema presor mecanismo de alimentación ..	137
Figura 3.110. Visualización de fuerza de arrastre en sistema presor.....	139
Figura 3.111. DCL plano XZ con fuerzas completas guía de desplazamiento vertical en cajetín mecanismo de alimentación .....	140
Figura 3.112. Diagrama de cortantes guía en mecanismo de alimentación (Plano XZ) .....	141
Figura 3.113. Diagrama de momentos guía en mecanismo de alimentación (Plano XZ) .....	141
Figura 3.114. Diseño del soporte para colocación de amarras .....	149
Figura 3.115. Visualización de elementos mecánicos en transportador de cable ..	150
Figura 3.116. DCL del tornillo de avance en cajetín secundario .....	151
Figura 3.117. Cajetín secundario en transportador .....	151

Figura 3.118. DCL del recubrimiento del tornillo en cajetín secundario .....	152
Figura 3.119. Diagrama de cortantes recubrimiento de tornillo en cajetín secundario .....	153
Figura 3.120. Diagrama de momentos recubrimiento de tornillo en cajetín secundario.....	153
Figura 3.121. Segundo momento de inercia en recubrimiento.....	154
Figura 3.122. DCL del cajetín secundario en transportador .....	155
Figura 3.123. Diagrama de cortantes cajetín secundario en transportador.....	156
Figura 3.124. Diagrama de momentos cajetín secundario en transportador.....	156
Figura 3.125. Segundo momento de inercia en cajetín secundario .....	157
Figura 3.126. DCL plano XY en tornillo de avance cajetín secundario .....	159
Figura 3.127. Diagrama de cortantes tornillo de avance cajetín secundario .....	160
Figura 3.128. Diagrama de momentos rodillo presor en mecanismo de alimentación .....	160
Figura 3.129. Recorrido limitado por posición de fines de carrera .....	162
Figura 3.130. DCL cajetín secundario para cálculo de fuerza de empuje .....	166
Figura 3.131. Transportador.....	168
Figura 3.132. Distribución de fuerzas en tornillos de acople .....	169
Figura 3.133. Mecanismo de alimentación completo .....	171
Figura 3.134. Transportador - ensamble .....	171
Figura 3.135. Dimensiones para DCL en guías .....	172
Figura 3.136. DCL para guías .....	172
Figura 3.137. DCL para cálculo de momentos en vigas hiperestáticas.....	173
Figura 3.138. DCL para cálculo sección 1-2 en guía hiperestática .....	174
Figura 3.139. DCL para cálculo sección 1-2 en guía hiperestática con fuerzas causadas por el momento en 2 .....	175
Figura 3.140. DCL para cálculo sección 2-3 en guía hiperestática .....	175
Figura 3.141. DCL para cálculo sección 2-3 en guía hiperestática con fuerzas causadas por el momento en 2 .....	176
Figura 3.142. DCL en guías con fuerzas completas .....	177
Figura 3.143. Diagrama de cortantes en guías .....	177
Figura 3.145. Tabla de referencia para tamaño de la cuña.....	182
Figura 3.146. Medida restricción para diseño de bocines .....	182
Figura 3.147. Ranura en bocín de desplazamiento.....	183
Figura 3.148. Soporte angular para cinta acoplado en engrane .....	184
Figura 3.149. Medidas para cálculo del ángulo de aplicación .....	184

Figura 3.150. DCL en engranes .....	185
Figura 3.151. DCL cuando la fuerza pasa a ser cortante .....	186
Figura 3.152. Soporte angular para cinta .....	187
Figura 3.153. Diámetro interno mínimo en rodamiento en mecanismo de encintado .....	188
Figura 3.154. Visualización de ángulo de presión, círculo de paso y línea de presión. .....	190
Figura 3.155. Distancia entre centros medida por software. ....	191
Figura 3.156. Momento de inercia (corona-piñón) .....	193
Figura 3.157. Tabla de referencia para tamaño de cuña de hasta 32 mm de diámetro .....	195
Figura 3.158. Bocín de engrane .....	195
Figura 3.159. Reacciones en apoyos .....	197
Figura 3.160. Diseño final .....	199
Figura 3.161. Diseño de circuito para emisor de frecuencia .....	203
Figura 3.162. Diseño de placa electrónica para emisor de frecuencia .....	207
Figura 3.163. Diagrama de alimentación a MPP .....	208
Figura 3.164. CAMSCO MK2P-I .....	209
Figura 3.165. Esquema de conexión para relé.....	210
Figura 3.166. Activación y desactivación de secuencias con funciones TDE .....	214
Figura 3.167. Esquema de programación de HMI.....	217
Figura 3.168. Diagrama de flujo .....	220
Figura 3.168. Diagrama de flujo ISO-9000.....	226
Figura 3.169. Flujograma mecanismo de alimentación .....	229
Figura 3.170. Cajetín de desplazamiento – mecanismo de alimentación.....	230
Figura 3.171. Soporte superior en guías – mecanismo de alimentación.....	230
Figura 3.172. Mecanismo de alimentación.....	230
Figura 3.173. Flujograma tornillo de ajuste .....	231
Figura 3.174. Flujograma transportador .....	232
Figura 3.175. Cajetín de desplazamiento - transportador .....	233
Figura 3.176. Carril Base – transportador .....	233
Figura 3.177. Transportador.....	234
Figura 3.178. Juntura de planchas .....	235
Figura 3.179. Rodamiento de media insertado en plancha central .....	235
Figura 3.180. Soporte de rodamiento (D03 – 804).....	236
Figura 3.181. Flujograma estructura .....	237

Figura 3.182. Flujograma estructura .....	238
Figura 3.183. Panel de control montado .....	239
Figura 3.184. Ubicación de elementos electrónicos.....	239
Figura 3.185. Flujograma mecanismo de encintado.....	241
Figura 3.186. Soldadura de cables en motor de encintado .....	242
Figura 3.187. Cableado de mecanismos y fines de carrera .....	242
Figura 3.188. Montaje de elementos de control sobre riel DIN .....	243
Figura 3.189. Líneas de tierra para conexiones 110 VAC, 24 VDC y – 24 VDC....	244
Figura 3.190. Gabinete de control.....	244
Figura 3.191. Gabinete de control finalizado.....	245
Figura 3.192. Diseño en software .....	246
Figura 3.193. Implementación.....	246
Figura 4.194. Gráfica de barras para montaje de antena.....	259
Figura 4.195. Dispersión de datos en montaje.....	260
Figura 4.196. Gráfico de barras para tensión de la antena .....	261
Figura 4.197. Gráfico de barras para encintado de la antena .....	263
Figura 4.198. Gráfico de barras para macro proceso.....	265
Figura 4.199. Medición de Traslape.....	268
Figura 4.200. Gráficas de traslape .....	270
Figura 4.201. Cartas de control MYPD75.....	273
Figura 4.202. Cartas de control COBALT.....	273
Figura 4.203. Cartas de control ONIX .....	274
Figura 4.204. Cartas de control S10.....	274

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Tiempos de ejecución manual del proceso de enrollado para las antenas MYPD 75,.....	5
Tabla 1.2. Variación Porcentual en el proceso manual .....	6
Tabla 1.3. Antenas encintadas en GTS S.A.....	12
Tabla 1.4. Tablas de Verdad para funciones Lógicas .....	38
Tabla 2.5. Métrica del mes de Abril y Valores Producidos de Antenas ONIX .....	45
Tabla 2.6. Tiempos mínimos de encintado de la máquina enrolladora semiautomática .....	53
Tabla 2.7. Cantidades de Producción de Abril .....	53
Tabla 2.8. Evaluación Técnica y Símbolos en Gráfico de Correlaciones .....	54
Tabla 2.9. Factor de Venta de Demandas.....	54
Tabla 2.10. Evaluación Técnica y Símbolos en Gráfico de Correlaciones .....	55
Tabla 2.11. Especificaciones Técnicas .....	56
Tabla 2.12. Características Técnicas para Selección de mini PLC .....	70
Tabla 2.13. Valores de Criterios para el Método Ordinal de Criterios Ponderados ..	74
Tabla 2.14. Evaluación del Peso Específico por Criterios .....	75
Tabla 2.15. Evaluación del Peso Específico del Criterio Seguridad .....	76
Tabla 2.16. Evaluación del Peso Específico del Criterio Fiabilidad.....	77
Tabla 2.17. Evaluación del Peso Específico del Criterio Mantenimiento.....	78
Tabla 2.18. Evaluación del Peso Específico del Criterio Dimensiones .....	79
Tabla 2.19. Tabla de Conclusiones para Selección de Alternativas.....	79
Tabla 3.20. Determinación de número de antenas diarias a producir .....	87
Tabla 3.21. Criterio de Deflexión de Mott.....	108
Tabla 3.22. Valores para el cálculo de la Inercia en Cajetín de Alimentación .....	119
Tabla 3.23. Valores para el cálculo de la Inercia en Cajetín de Rodillo Presor 1 ...	122
Tabla 3.24. Tabla de Pesos en Mecanismo de Alimentación.....	146
Tabla 3.25. Tabla de Pesos Cajetín Secundario en Transportador.....	158
Tabla 3.26. Tabla de Pesos Transportador .....	168
Tabla 3.27. Resumen Diseño Máquina semiautomática enrolladora de cables duales .....	200
Tabla 3.28. Lista de Luces piloto y funciones.....	202
Tabla 3.29. Conexiones para módulos MPP en circuito de Control .....	203
Tabla 3.30. Cableado para MPP .....	207

Tabla 3.31. Asignación de antena a cada función del HMI .....	210
Tabla 3.32. Asignación de Entradas según necesidad de programación.....	211
Tabla 3.33. Funciones de la máquina enrolladora semiautomática de antenas duales .....	213
Tabla 3.34. Resumen Salidas del PLC.....	216
Tabla 3.35. Asignación de Variables a Interfaz Gráfica.....	218
Tabla 3.36. Resumen Diseño Eléctrico y Electrónico Máquina semiautomática enrolladora de cables duales .....	221
Tabla 4.37. Pruebas de Funcionamiento.....	248
Tabla 4.38. Toma de tiempos MYPD75 .....	253
Tabla 4.39. Toma de tiempos MYPD75 sin Transportador .....	254
Tabla 4.40. Toma de Tiempos para proceso de TENSION.....	255
Tabla 4.41. Toma de Tiempos para proceso de ENCINTADO.....	255
Tabla 4.42. Toma de Tiempos para macro Proceso .....	256
Tabla 4.43. Tabla Comparativa con Tiempo Estipulado para Montaje .....	260
Tabla 4.44. Tabla Resumen de Resultados para Tiempos de ejecución .....	266
Tabla 4.45. Pruebas de Continuidad .....	266
Tabla 4.46. Pruebas de Traslape (mm).....	268
Tabla 4.47. Pruebas de Traslape (Porcentaje).....	269

## **ÍNDICE DE CUADROS**

Cuadro 2.1. Soluciones al Módulo 1 .....	59
Cuadro 2.2. Soluciones al Módulo 2 .....	60
Cuadro 2.3. Soluciones al Módulo 3 .....	61
Cuadro 2.4. Soluciones al Módulo 4 .....	62
Cuadro 2.5. Cuadro Comparativo entre Ventajas y Desventajas a las Alternativas del Módulo 1.....	64
Cuadro 2.6. Cuadro Comparativo entre Ventajas y Desventajas a las Alternativas del Módulo 2.....	65
Cuadro 2.7. Cuadro Comparativo entre Ventajas y Desventajas a las Alternativas del Módulo 3.....	66
Cuadro 2.9. Cuadro Comparativo entre Ventajas y Desventajas de motores .....	69

## ABREVIATURAS

CNC	Computer numeric control (control numérico computarizado)
DCL	Diagrama del cuerpo libre
FT	Feet (medida de longitud: pies)
GPS	Global positioning system (sistema de posicionamiento global)
GM OBB	General motors ómnibus BB
HMI	Human-machine interface
OEM	Original equipment manufacturer
PULG	Pulgadas
PLC	Controlador lógico programable
PWM	Ancho de pulso modulado
MPP	Motor paso a paso
EF	Emisor de frecuencia
MMPP	Módulo para motores paso a paso
I/OM	Módulo de entradas y salidas
PCB	Printed circuit board
FC	Fin de carrera
NO	Normalmente abierto (normally open)
NC	Normalmente cerrado (normally closed)
PPS	Pasos por segundo

## RESUMEN

La empresa Global Telematic Solutions S.A. se dedica a la fabricación de componentes y dispositivos para la industria automotriz, dentro de estos componentes se encuentran antenas duales que son parte del sistema de localización y GPS por sus siglas en inglés (global positioning system), estas antenas para ser colocadas en el chasis del automóvil son hoy en día recubiertas manualmente con una cinta de lana llamada TESA 51608, la longitud de encintado se basa en planos y especificaciones de General Motors Ómnibus BB (GM OBB). Se requiere aumentar la capacidad de producción de antenas debido a la creciente demanda de automóviles, tanto en Ecuador como en los países en donde opera la multinacional automovilística.

Inicialmente, en el capítulo I se realiza un estudio acerca de las máquinas presentes el mercado que realizan procesos similares, su modo de funcionamiento y mecanismos que generan los movimientos circulares y lineales, así como sus actuadores y modos de operación. A continuación se realiza la toma de tiempos en la línea de producción de encintado para validar que la implementación de la máquina efectivamente disminuirá los tiempos de ejecución del proceso aumentando la productividad de la empresa.

Para el capítulo II se plantean las alternativas de solución y mediante la casa de la calidad y matriz de residuos ponderados se selecciona la mejor alternativa para llevar a cabo el diseño de la máquina.

La etapa de diseño especificada en el capítulo III incluye todo el dimensionamiento de motores, selección de materiales, dimensionamiento de componentes electrónicos, selección del sistema de control a implementar, programación, métodos de fabricación para piezas que incluye la construcción, revisión de normas y estándares de funcionamiento.

Finalmente, el capítulo IV incluye toda la documentación que valida la construcción e implementación de la máquina semiautomática enrolladora de antenas duales, se documentan las dificultades de montaje y construcción así como las correcciones que se realizan mediante avanza el proceso de implementación. Una vez finalizada la etapa de construcción se realizan las pruebas de funcionamiento y toma de tiempos de ejecución para realizar un análisis de resultados y de esta manera validar la implementación de la máquina en la línea de producción.

## ABSTRACT

The Company Global Telematic Solutions S.A. has been in the market fabricating electronic components and devices for automotive industry, within this long list of components there are GPS antennas used for localizing applications over all over the world, in order to attach these GPS antennas to the car chassis nowadays, these items are hand-covered with a fleece tape TESA 51608, its' tapping distance is determined by General Motors Omnibus BB's technical drawings and specifications. It is required to increase the production rate of GPS antennas due to the recent raise of automobile's demand, not only in Ecuador but in every country that has been covered with the multinational automotive company.

At first, in chapter 1, an investigation about machines hitting the market doing similar processes is made and focused on the machine's functioning mode and mechanical components that generate circular and lineal moves, as well as its actuators and operating modes. Afterwards, it is necessary to register how long the operators take to hand-make the process in order to compare the machine work and conclude if it decreases taping time and increases the company's productivity.

For chapter II, solution alternatives are set on the table and throughout Quality Function Deployment and Matrix of Least Squares the best option comes up and the start point for designing the machine is set.

The designing phase specified in chapter III includes the selection of motors, materials, electronic components and control systems, it also shows the programming process, fabrication methods for pieces needed in the construction phase, technical norms and functioning standards.

Finally, in chapter IV there is all of the documentation that validates the construction and implementation of a semiautomatic taping machine of dual antennas, the difficulties about mounting the machine and the construction problems that it carried along. Once the machine is completed, there comes the testing phase; timing the semiautomatic process and functional tests to make a result analysis and basing on these tests validate the implementation of the machine in the production line.

## INTRODUCCIÓN

La empresa Global Telematic Solutions S.A. tiene una línea de producción dedicada únicamente al encintado de antenas duales, cuyos pedidos diarios superan los 100 ejemplares por cada operador dependiendo el tipo de antenas. Dicho proceso se lo realiza en la actualidad manualmente, mediante un sistema de guías que utiliza soportes en “Y” para colocar las antenas y tensarlas llamadas JIGS, debido a que existen más de dos tipos de antenas, se tienen alrededor de cuatro JIGS por cada tipo. Esto involucra la utilización de espacio en la bodega para utilizar los JIGS requeridos cada día, y por cada operador un JIG. Estos soportes necesitan un mantenimiento continuo debido a que la tensión que producen las antenas al momento de estirarlas para realizar el proceso, y se desajustan los tornillos que los ajustan a la base o se deforman los soportes mismo, por lo que quedan inservibles.

En la línea de producción se tienen en promedio tres operadores enrollando antenas durante todo el día, se trabaja un solo tipo de antenas diarias y se obtienen un promedio de 150 antenas MYPD75 y Cobalt, 220 antenas S10 y 130 antenas ONIX.

La cinta debe ser colocada con un traslape del 50% a lo largo de longitudes especificadas en los planos de manufactura de la automovilística General Motors, no debe existir dobleces y debe mantener a los cables paralelos en todo momento, no se puede sobreponer un cable sobre otro y el encintado debe tener la misma dirección en su totalidad.

El proyecto se enfoca en un diseño que proporcione uniformidad y rapidez al proceso, actualmente el encintado depende del pulso del operador y su predisposición al trabajo, al finalizar la jornada de trabajo los operadores disminuyen su productividad en un 20% debido a la fatiga y cansancio provocada por el trabajo manual. La automatización del proceso evita la dependencia del estado de ánimo o pulso de un operador, sino de su supervisión y rapidez al preparar y alimentar la máquina con las antenas, colocarlas de manera segura y tomar las precauciones necesarias para su utilización, la expectativa de la máquina es aumentar la productividad en un 40% tras disminuir los tiempos de ejecución y antenas que no pasen los controles de calidad debido a un proceso de encintado erróneo.

# CAPÍTULO I

## ANÁLISIS DE SISTEMAS POR TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO: ROTACIONALES Y LINEALES PARA ENCINTADO DE CABLES

### 1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La empresa Global Telematic Solutions S. A. proporciona tecnología de clase mundial a través de una plataforma interconectada de productos y servicios de automóviles certificados por Original Equipment Manufacturer, por sus siglas en inglés OEM, uno de los productos que exporta son antenas de localización para GPS diseñados específicamente para automóviles, la empresa recibe los varios tipos de antenas para colocar un recubrimiento con cinta de lana (Tesa 51608), y posteriormente colocar las amarras que permiten la sujeción a la carrocería. Dichos procesos se los realiza en diferentes estaciones de trabajo en la línea de producción y manualmente, seis operadores se encuentran a cargo de estos procesos, la empresa aumentó el número de turnos debido a los extensos pedidos que recibe mensualmente.

Si la línea de producción de enrollado requiere de más operadores por cada turno, se deben hacer arreglos en la distribución de trabajo mensual preparada por el gerente, lo que deja a otras líneas de producción sin la misma capacidad y perjudica a la planeación de la compañía.

Los operadores realizan este proceso diariamente, dependiendo del volumen de pedido, la fatiga se trata de disminuir mediante pequeños recesos; uno en la media mañana y otro aproximadamente dos horas después del almuerzo debido a que los operadores disminuyen su capacidad de producción en las últimas horas de la jornada y las pérdidas de material por antenas que no pasan las pruebas de calidad son elevadas.

La alta dependencia de recursos humanos hace que el proceso no sea homogéneo en su totalidad y varíe dependiendo del operador que se encuentre en cada JIG, así como los tiempos de ejecución, por lo que se requiere convertir el

proceso manual de recubrimiento en un proceso semiautomático que involucre menos operadores y disminuya el tiempo de ejecución.

## **1.2. FORMULACIÓN Y SISTEMATIZACIÓN DEL PROBLEMA**

- ¿En qué mejora la implementación de un proceso semiautomático en la línea de producción de antenas de localización?
- ¿En qué porcentaje aumentará la productividad de la empresa mediante la implementación de la máquina enrolladora de antenas con mecanismo de colocación de amarras?
- ¿Existe un estudio previo para realizar este proceso y en qué difiere la propuesta actual?

## **1.3. OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir una enrolladora semiautomática de antenas duales MYPD75, Cobalt, S10 y ONIX con módulo de selección y mecanismo para colocación de amarras.

## **1.4. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Investigar y documentar los mecanismos utilizados en encintadoras de distintos objetos con la finalidad de analizar las características técnicas de cada máquina.
- Automatizar el proceso que se lleva a cabo al enrollar las antenas duales MYPD75, Cobalt, S10, y ONIX.
- Implementar un módulo de selección para antenas MYPD75, Cobalt, S10 u Onix y activar mecanismos que calibren las distancias especificadas en los planos basados en el manual de referencia GM 1805.
- Implementar una interfaz humano-máquina, por sus siglas en inglés, HMI amigable con el operador y que proporcione las variables del sistema.
- Estandarizar el producto a través de procesos semiautomáticos.
- Adaptar el módulo de encintado para utilización manual.

## **1.5. JUSTIFICACIÓN**

Este proyecto se realiza con el propósito de solucionar la necesidad de la empresa al optimizar recursos y automatizar procesos, la finalidad del proyecto es obtener una máquina semiautomática funcional que cumpla los requisitos de funcionamiento como porcentaje de traslape, velocidad de enrollado y registro de la cantidad de producto terminado.

### **1.5.1. JUSTIFICACIÓN TEÓRICA**

La implementación de una máquina enrolladora semiautomática para cumplir el proceso de recubrimiento con cinta de lana genera beneficios en comparación con el proceso que se lleva en la actualidad. Las ventajas del proceso semiautomático son las siguientes:

- Reducción del tiempo de recubrimiento
- Estandarización en las medidas del recubrimiento
- Optimización de materia prima, reducción de desechos
- Disminución del costo de recubrimiento de cada antena
- Opción de seleccionar el tipo de antena que se requiera al momento.

Para cumplir los requisitos del proyecto, se realiza un análisis mecánico, electrónico y de control. A continuación se especifican los puntos a estudiarse para la consecución del proyecto:

- Análisis estático y dinámico de la estructura de la máquina.
- Diseño y selección de elementos mecánicos.
- Fundamentación teórica de la orientación de la cinta con respecto a la antena y fuerza máxima de tensión que soporta la misma.
- Análisis de las distancias a recorrer por la cinta, a medida que cambian las especificaciones de recubrimiento.
- Elaboración de planos mecánicos.
- Selección de la fuente de alimentación para el control de la máquina, motores, sensores y demás elementos electrónicos.

- Elaboración de planos electrónicos.
- Sincronización de motores para el correcto recubrimiento de la antena.
- Ingreso del tipo de antena a realizar el proceso
- Implementación de una HMI (Interfaz Humano-Máquina)
- Visualización en estados de emergencia.

### **1.5.2. JUSTIFICACIÓN METODOLÓGICA**

En la industria se han implementado máquinas que enrollan diferentes materiales en varios objetos, la máquina a implementarse debe cumplir requisitos específicos relacionados con la flexibilidad para que el cable ya enrollado sea manipulable y longitud de enrollado bajo las tolerancias especificadas en los planos de referencia, por lo que no se encuentra en el mercado una máquina con las características necesarias para cumplir estos requisitos específicos. Dichos requisitos se encuentran definidos en los planos de referencia, en donde la longitud de enrollado varía dependiendo del tipo de antena y el traslape de la cinta debe ser del 50%.

Se recopila información como tiempos de ejecución por el operador, número de antenas por cinta y número de antenas por día con la finalidad de implementar una máquina que aumente la productividad de la empresa y sea segura de manejar por el operador.

Posteriormente se realizará el análisis de costos, con el fin de obtener una relación costo-beneficio óptima.

### **1.5.3. JUSTIFICACIÓN PRÁCTICA**

El tiempo de enrollado actual tiene un promedio de 2.58 minutos para las antenas MYPD 75 y Cobalt (Se enrollan bajo el mismo plano de referencia 52105783 Cobalt adjunto en el Anexo A.1, la diferencia entre estas dos antenas reside en la colocación de amarras que van sujetadas al chasis del auto más no en la longitud de enrollado), 1.79 minutos para S10 (Plano de referencia 52102021 S10 adjunto en el Anexo A.2) y 3.05 minutos para ONIX (Plano de referencia 52106999 Onix adjunto en el Anexo A.3) como se observa en la Tabla 1.1, dependen de la longitud y las secciones a recubrir y del operador que la realiza.

**Tabla 1.1. Tiempos de ejecución manual del proceso de enrollado para las antenas MYPD 75, Cobalt, S10 y Onix.**

Fuente: Propia

Operador	Muestra	Tiempo (s)		
		ONIX	S10	MYPD75 Y COBALT
Operador 1	1	195.45	98.6	143.76
	2	172.35	91.69	155.82
	3	181.56	119.85	149.35
	4	176.35	113.94	170.68
	5	192.4	92.45	155.14
	Promedio (min)	3.06	1.72	2.58
Operador 2	6	170.29	100.43	160.41
	7	192.36	108.15	150.63
	8	182.62	114.97	148.25
	9	180.57	123.02	167.89
	10	183.22	111.12	145.6
	Promedio (min)	3.03	1.86	2.58
Promedio Total (min)		3.05	1.79	2.58

Estos promedios se obtuvieron de dos operadores diferentes por cada línea de encintado: MYPD75 o Cobalt, S10 y Onix; la variación con respecto al promedio evidencia cuanto difiere cada proceso en unidades absolutas de tiempo. El operador 1 tiene un promedio de proceso para ONIX de 183.6 segundos mientras que en su primera toma de tiempos realizó el proceso en 195.45 segundos, se restan estos dos valores y se obtiene el valor absoluto que indica la *Variación con respecto al promedio* de la muestra 1, como se observa en la ecuación (1).

$$\text{Variación con respecto al promedio} = |\text{Promedio (min)} * 60 - \text{Tiempo Muestreado}| \quad (1)$$

La variación porcentual (Ecuación 2) indica en que porcentaje varía el tiempo de ejecución en el proceso con respecto al tiempo total promedio de cada operador. Por ejemplo, para el operador 1 la Tabla 1.1 refleja un tiempo de ejecución de 195.45 [s], y el promedio del tiempo de encintado de ambos operadores es de 183.6 [s],

arrojando una variación de 11.85 [s] para el primer operador y 12.71 [s] para el segundo operador, como se evidencia en la Tabla 1.2, luego se realiza el mismo cálculo para cada muestra y se calcula el promedio por operador, se obtiene el promedio de ambos operadores, este valor se lo divide para el promedio de ejecución del proceso, mostrado en la Tabla 1.1.

$$\text{Variación Porcentual} = \frac{\text{Promedio Total}}{\text{Promedio (min)} * 60} \quad (2)$$

En donde:

$$\text{Promedio Total} = \frac{\text{Promedio 1} + \text{Promedio 2}}{2}$$

$$n_m = \text{número de muestras} = 5$$

$$\text{Promedio 1} = \frac{\text{Variación con respecto al Promedio de las muestras del Operador 1}}{n_m}$$

$$\text{Promedio 2} = \frac{\text{Variación con respecto al Promedio de las muestras del Operador 2}}{n_m}$$

**Tabla 1.2. Variación porcentual en el proceso manual**

Fuente: Propia

Operador	Muestra	Variación con respecto al promedio (s)		
		ONIX	S10	MYPD75 O COBALT
Operador 1	1	11.85	8.85	11.23
	2	10.36	15.76	3.21
	3	1.15	12.39	5.64
	4	6.36	6.48	15.69
	5	9.68	15.00	0.15
	Promedio 1	8.05	11.69	7.18
Operador 2	6	12.71	6.69	5.42
	7	9.64	0.69	4.36
	8	0.09	7.51	6.74
	9	2.14	15.56	12.89
	10	0.5	3.66	9.39

	Promedio 2	4.95	6.82	7.76
Promedio Total		6.50	9.26	7.47
	Variación Porcentual	3.56%	8.62%	4.82%

A partir de estos tiempos se calculan los avances mínimos del mecanismo de enrollado en cuanto a la velocidad de operación.

Reduciendo el tiempo de ejecución en un 30%, para las antenas MYPD 75 y Cobalt se estima un tiempo promedio de 2.14 min. Si un operador trabaja 6.5 horas (excluyendo receso de la mañana y almuerzo) obtiene 128 antenas aproximadamente, reduciendo el tiempo de ejecución en un 30% en una antena se obtienen 183 ejemplares, lo que indica que se pueden enrollar 55 antenas más diarias y por lo tanto aumenta la productividad del proceso en un 42.9%.

## **1.6. HIPÓTESIS DE TRABAJO**

El prototipo de enrolladora disminuye en un 30% el tiempo de ejecución del proceso manual optimizando recursos para la empresa y además generando homogeneidad en el producto independientemente de quien opere la máquina, aumenta la productividad en un 40% y disminuye el número de operadores en la misma línea de enrollado.

## **1.7. MARCO DE REFERENCIA**

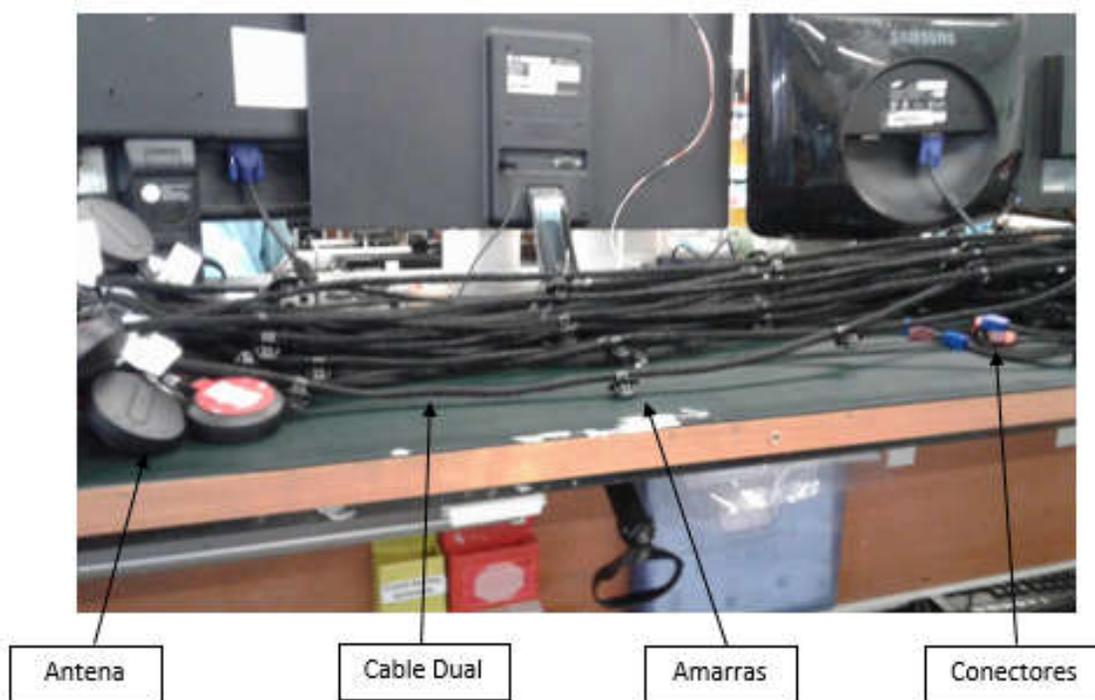
A continuación se exponen los conceptos más importantes del tema al igual que la teoría que envuelven los mecanismos y dispositivos presentes en la consecución de la máquina enrolladora de antenas duales.

### **1.7.1. ANTECEDENTES**

Dentro de las actividades que realiza Global Telematic Solutions S.A. se encuentra el diseño y comercialización de software, ensamblaje, manufactura, montaje y mantenimiento de equipos y sistemas de computación, informáticos, telemáticos y de telecomunicaciones.

### 1.7.1.1. Operación manual

Una de las líneas de producción se dedica únicamente al encintado de antenas, proceso mediante el cual se coloca una cinta adhesiva especial a la antena dual (Figura 1.1) y posteriormente una amarra en determinada dirección, debido a las diferentes especificaciones de los autos de GM OBB.



**Figura 1.1. Identificación de partes en la antena MYPD75**

**Fuente:** Global Telematic Solutions S.A.

Los operadores tensan la antena dual en JIGS, mostrados en la Figura 1.2., estos soportes tienen las dimensiones especificadas en los planos de referencia de cada antena (MYDP75, Cobalt, S10 y ONIX).

En el JIG 1 se observan más soportes que en el JIG 2 indicando los límites de encintado para la antena S10, es un proceso totalmente manual y seccionado en el que el operador coloca la antena entre los soportes y encinta la misma según la referencia en el JIG 1. En el JIG 2 se encantan las antenas ONIX, esta guía de referencia tiene únicamente 4 soportes que indican el encintado a lo largo del cable, el proceso implica un encintado manual inicial de los extremos en donde van los conectores (derecha), una vez finalizado se encantan los dos cables juntos desde la cabeza de la antena (izquierda) hasta el siguiente soporte.



**Figura 1.2. Soportes de antena para encintado (JIGS)**

**Fuente:** Global Telematic Solutions S.A.

El proceso de encintado finaliza con un traslape del 50% y sin dobleces a lo largo de la antena, como se observa en la Figura 1.3. La máquina propuesta para la automatización de este proceso, simula el actuar humano mediante movimientos circulares alrededor de la antena con un avance determinado y recorridos controlados.

#### **1.7.1.2. Prototipo**

Anteriormente se realizó un prototipo para automatizar este proceso, en este prototipo se utilizó un mecanismo tornillo-tuerca para proporcionar el avance a la antena y enrollarlo mediante el módulo respectivo que utilizaba una transmisión de engranes, uno de estos engranes lleva un rodamiento cuyo diámetro interior es lo suficientemente amplio para pasar los conectores FAKRA GTS (ilustrados en la Figura 1.4) y tensar la antena entre dos soportes tipo Y, como se utilizaba en los JIGS de operación manual.

En la Figura 1.5 se observa la máquina con sus diferentes partes, esta máquina al llevar un mecanismo tornillo-tuerca para el avance resultó ocupar un excesivo espacio y tiempos de ejecución que no superaban los tiempos alcanzados por los operadores, debido a esto se busca implementar un mecanismo de avance que

optimice el espacio y el tiempo, pero que brinde las mismas cualidades de calidad con respecto a la sincronía de avance con enrollado.



**Figura 1.3. Visualización de antena recubierta con cinta**

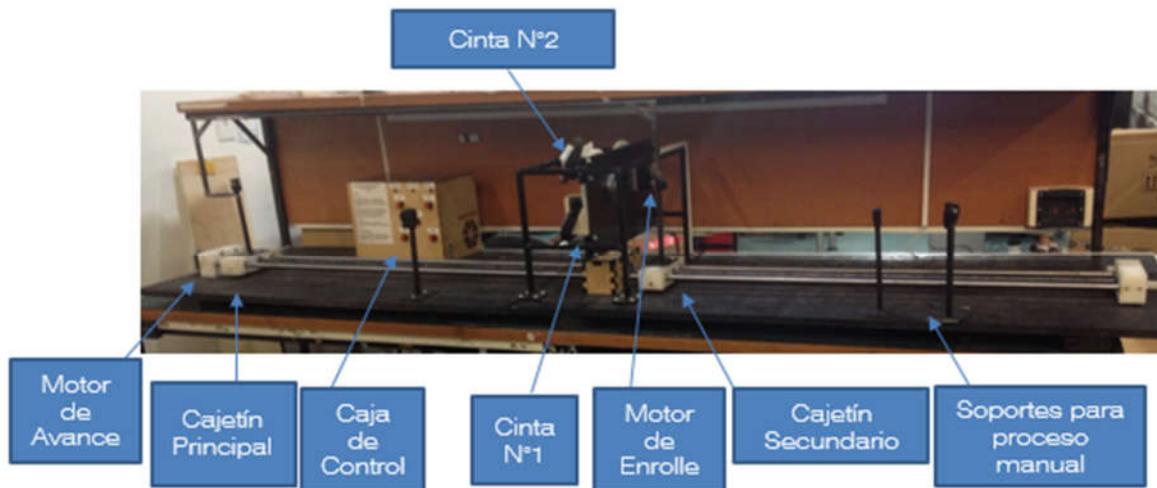
**Fuente:** Global Telematic Solutions S.A.

En la Tabla 1.3 se muestra la diferencia entre cada antena según su plano de referencia, los planos completos se adjuntan en la parte de ANEXOS.



**Figura 1.4. Conectores FAKRA GTS**

**Fuente:** Propia



**Figura 1.5. Prototipo de enrolladora de antenas duales**

**Fuente:** Propia

Este prototipo funcionaba en ambas direcciones de movimiento en el tornillo-tuerca para optimizar el tiempo de producción, por esta razón se tienen dos soportes para cintas (etiquetados en la Figura 1.5 como “Cinta N°1” y “Cinta N°2”, como se observa tiene un módulo de enrollado manual. Cuenta con un motor para el avance y otro motor en mecanismo de enrollado, por lo que la sincronización de ambos movimientos eran controlados electrónicamente obteniendo un resultado favorable, en la Figura 1.6 se observa el resultado del enrollado automático propiciado por el prototipo.



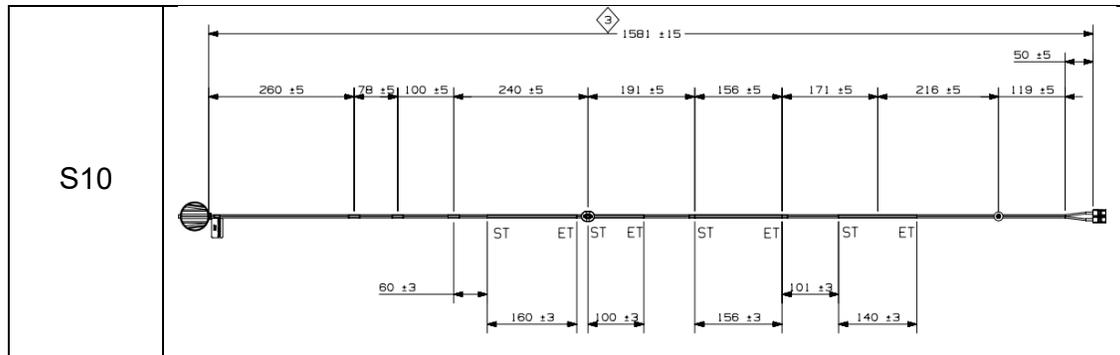
**Figura 1.6. Acabado en antenas realizado con máquina prototipo**

**Fuente:** Propia

**Tabla 1.3. Antenas encintadas en GTS S.A.**

**Fuente:** Anexo A, Planos de Referencia GTS

TIPO DE ANTENA	PLANO DE REFERENCIA
MYPD75	
COBALT	
ONIX	



### 1.7.2. MARCO CONCEPTUAL

El marco conceptual ayuda a entender la temática del proyecto haciendo una revisión general de toda la información que se maneja en el proceso de investigación.

*Máquina:* Combinación de cuerpos resistentes por los cuales las fuerzas mecánicas de la naturaleza se pueden sincronizar para realizar un trabajo acompañado de movimientos específicos [1].

*Mecanismo:* Combinación de cuerpos resistentes conectados por medio de articulaciones que cumplen la función de transmitir o transformar un movimiento a otro mediante eslabones. [1].

*Engranes:* Los engranes rectos, tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo [1].

*Estructura:* Combinación de cuerpos resistentes conectados por medio de articulaciones, cuyo principal objetivo es brindar rigidez y estabilidad a la máquina, no cumple funciones de movilidad o transmisión de movimiento [1].

*Automatización:* La automatización “contribuye a excluir posibles errores y, al mismo tiempo, aumenta la precisión de los procesos” [2]. Ayuda a obtener un incremento de la productividad de operación al tener la posibilidad de realizar el monitoreo de los procesos en tiempo real, mejora de la eficacia y de la competitividad al garantizar una continuidad en el servicio, y mejora la adquisición de datos por medio de sistemas informáticos.

*HMI:* son equipos electrónicos cuya función es servir de interfaz entre el hombre y la máquina, mediante estos dispositivos se pueden visualizar datos y resultados

para que los operarios de una planta observen el comportamiento de un proceso determinado [3].

*Línea de producción:* equipos acoplados eléctrica y mecánicamente en serie para realizar un proceso. [4]

*Operación bimanual:* función productiva donde un operario utiliza las dos manos, esta acción se analiza con metodología de tiempos. [4]

*Productividad:* Es la relación entre el valor de los bienes o servicios brindados por una empresa y los recursos que se han utilizado para generarlos. [4]

*Encintadora:* Máquina para colocar externamente una cinta adhesiva a las antenas duales.

*Controlador:* Es aquel que realiza funciones lógicas, combinaciones y secuencias mediante la programación adecuada introducida a través de las teclas de función que estén configurados en el equipo o mediante un sistema monitoreado por PC. [5]

*Producto:* Es un resultado de la actividad del hombre concebido y realizado para satisfacer alguna de sus necesidades [6].

*Diseño:* Conjunto de actividades destinadas a concebir y definir un producto en todas las determinaciones necesarias para su posterior realización y utilización [6].

*Desarrollo:* Conjunto de actividades destinadas a articular un negocio o servicio a la colectividad alrededor de un nuevo producto [6].

*Cinta:* Recubrimiento para las antenas con el fin de evitar interferencia causada por el ruido del motor o componentes del automóvil en la señal de los dispositivos de localización, se usa la cinta de lana Tesa 51608, en el Anexo B se adjunta la hoja de datos de la cinta.

*Diagramas de cuerpo libre:* análisis de las fuerzas y momentos acorde a distancias a lo largo de una viga o elemento mecánico.

*Diagrama de bloques:* es una representación gráfica de las funciones que lleva a cabo cada componente y el flujo de señales. [7]

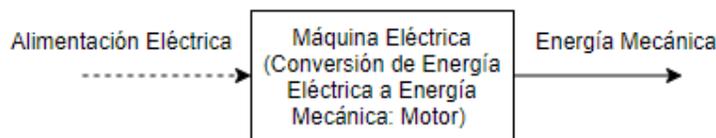
### 1.7.3. MARCO TEÓRICO

En el marco teórico se encuentra detallada una explicación para cada uno de los elementos a usarse en la máquina enrolladora de antenas, es un conjunto de ideas que muestran los caminos a tomarse para la ejecución del proyecto y obtención de resultados y permitan llevar a cabo la elaboración científica de un producto.

#### 1.7.3.1. Estructura y mecanismos

Una estructura sirve de soporte para toda la máquina, esta debe ser diseñada a prueba de diferentes cargas que provoquen la inestabilidad o fallo de la misma. Esta sección muestra las características principales de diferentes tipos de aceros estructurales utilizados para maquinaria, con la finalidad de tener una base de comparación para la selección del material. También se analizan los diferentes mecanismos mediante los cuales se realizan procesos industriales tales como transmisión por cadenas, engranes o poleas, rodillos industriales o maquinaria tipo CNC (Control Numérico Computarizado).

Todos estos mecanismos utilizan motores eléctricos para proporcionar el movimiento circular, un motor eléctrico es una máquina eléctrica que convierte la energía eléctrica en energía mecánica como se muestra en la Figura 1.7, el motor utiliza la corriente ininterrumpidamente y aprovecha los principios de los campos magnéticos tras la presencia de un imán y campo eléctrico. Los principios de conversión de energía que se emplean en estos motores están definidos por el comportamiento de la fuerza electromotriz (F.E.M) y par electromagnético. Variando el pulso de voltaje en los pines de alimentación es posible controlar la velocidad del mismo con gran eficiencia, es por esto que el motor DC ha sido usado mayormente en la industria a pesar de que los costos de mantenimiento son mayores a los motores de corriente alterna.



**Figura 1.7. Visualización de la conversión de energía en motores**

**Fuente:** Propia.

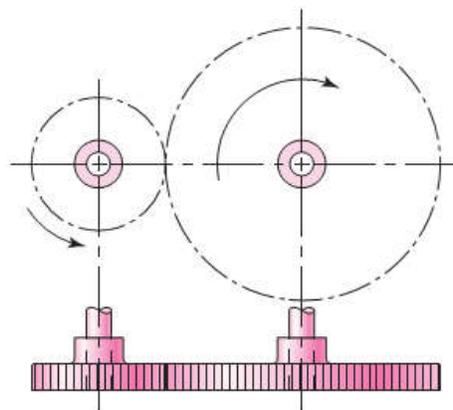
### 1.7.3.1.1. *Sistemas de transmisión industriales por engranajes, cadenas y poleas*

En la industria se manejan cargas de gran magnitud, por lo que se acoplan sistemas de transmisión que aumentan el torque del motor o transforman un tipo de movimiento en otro, como por ejemplo los tornillos de potencia transforman el movimiento circular del tornillo en movimiento lineal mediante la tuerca, los engranes aumentan el torque que entrega el motor a la salida del piñón, se utilizan cajas de engranes en varias áreas, una de estas es la mecánica automotriz, en donde existen juegos de engranes que permiten al automóvil generar más o menos torque, dependiendo las características de la carretera, inclinaciones o peso en el auto. Las poleas también juegan un papel importante en la industria para el levantamiento de cargas, los ascensores están acoplados a un sistema de guías que los desplazan siempre linealmente, pero el componente que genera la fuerza es el motor, que por lo general está acoplado a una polea en cuyos extremos se encuentran el ascensor y pesas de compensación.

- **Engranes rectos**

Los engranes rectos, tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo, el engrane recto se lo utiliza como se ilustra en la Figura 1.8.

El módulo  $m$  representa la relación del diámetro de paso con el número de dientes, el paso diametral  $P$  está dado por la relación del número de dientes en el engranaje respecto del diámetro de paso, siendo por lo tanto el recíproco del módulo.



**Figura 1.8. Visualización del principio de funcionamiento de engranes rectos**

**Fuente:** Engranes rectos [8]

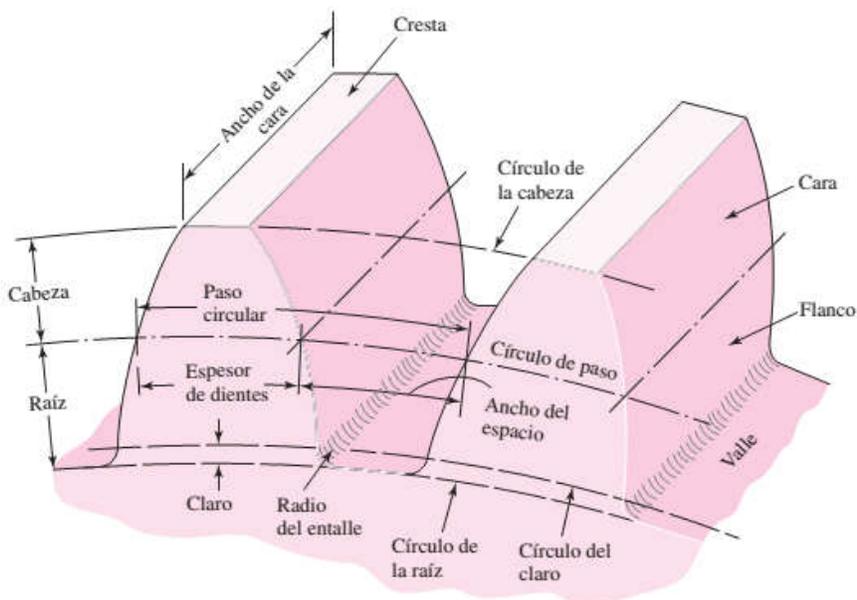
En la Figura 1.9 se puede visualizar la nomenclatura que se utiliza en los engranes.

La cabeza se determina por la distancia radial entre la cresta y el círculo, mientras que la raíz equivale a la distancia radial desde el fondo hasta el círculo de paso. Se calcula el paso diametral o el módulo a partir del número de dientes de la ecuación (3) obtenida de [8], y con estas características se puede obtener los demás datos necesarios para la construcción y diseño de un par de engranes rectos como lo son el módulo en la ecuación (4) y el paso del diente en la ecuación (5).

$$P = \frac{N}{d} \quad (3)$$

$$m = \frac{d}{N} \quad (4)$$

$$p = \frac{\pi d}{N} \quad (5)$$



**Figura 1.9. Nomenclatura de engranes**

Fuente: Engranes rectos [8]

Se reemplaza la ecuación (3) en (5) y se obtiene la relación entre el paso del diente y el paso diametral en la ecuación (6).

$$pP = \pi \quad (6)$$

Donde:

$P$  = es el paso diametral, dientes por pulgada.

$N$  = es el número de dientes

$d$  =  $d$  diámetro de paso en pulgadas

$m$  = es el módulo

### • Cadenas y poleas

Los elementos de máquinas elásticos o flexibles como bandas, cables, cadenas y otros similares se emplean en los sistemas de transporte y para transmitir potencia a distancias comparativamente largas. Con frecuencia estos elementos se usan como reemplazos de engranes, ejes, cojinetes, y otros dispositivos de transmisión de potencia relativamente rígidos. Se los utiliza cuando existen grandes distancias entre centros y existen cuatro tipos principales de bandas:

- ✓ Banda plana
- ✓ Banda redonda
- ✓ Banda tipo V
- ✓ Banda de sincronización

En la Figura 1.10 se observa los parámetros de diseño de una transmisión por bandas, en donde se toma en cuenta la distancia entre centros y los diámetros de ambas poleas.

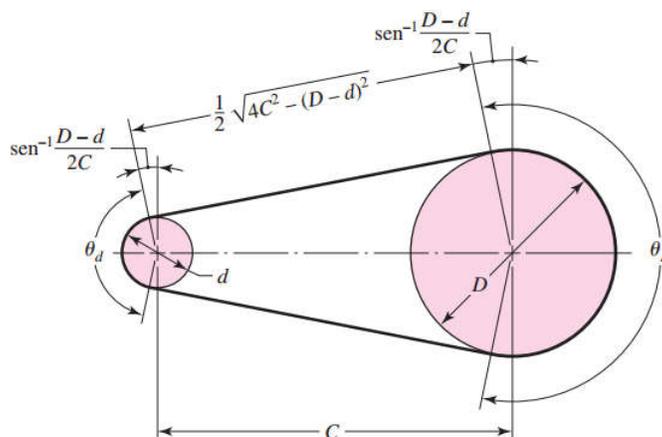


Figura 1.10. Parametrización de la transmisión por banda abierta

Fuente: Bandas [8]

De la Figura 7, se tiene:

D = Diámetro de la polea mayor

d = Diámetro de la polea menor

$\theta_D$  = Ángulo de contacto en polea mayor

$\theta_d$  = Ángulo de contacto en polea menor

C = Distancia entre centros

La relación entre estos parámetros se da en la ecuación (7) y ecuación (8) según el capítulo de bandas de Shigley [8] para los ángulos de contacto de ambas poleas:

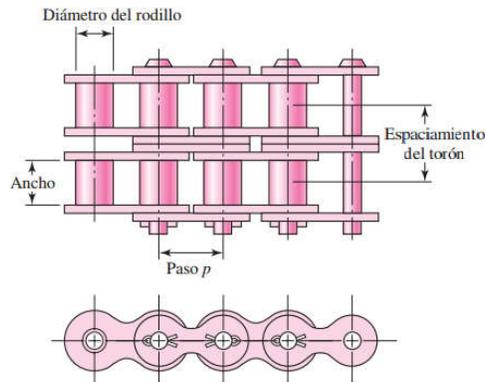
$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \left( \frac{D - d}{2C} \right) \quad (7)$$

$$\theta_D = \pi + 2 \sin^{-1} \left( \frac{D - d}{2C} \right) \quad (8)$$

La longitud de la banda se determina sumando las dos longitudes de arco con el doble de la distancia entre el punto inicial y final del contacto, teniendo como resultado la ecuación (9):

$$L = \sqrt{4C^2 - (D - d)^2} + \frac{1}{2} \cdot (D\theta_D + d\theta_d) \quad (9)$$

Las transmisiones de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento ni el arrastre, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia. En la Figura 1.11 se muestra la nomenclatura de una cadena de rodillos de doble torón, en donde se visualiza el paso ( $p$ ) que es la distancia lineal entre los centros de los rodillos, el ancho es el espacio entre las placas de eslabón interiores [8].



**Figura 1.11. Nomenclatura para cadena de rodillos de doble torón**

**Fuente:** Cadenas de rodillos [8]

Las cadenas americanas estándar se fabrican según las normas ISO 606, ANSI B29.1 y DIN 8188. Los tamaños de paso son de  $\frac{1}{4}$  a 3 pulgadas, el diámetro del pasador de estas cadenas es más pequeño que el equivalente europeo estándar. [8].

### 1.7.3.2. Sistemas de alimentación por rodillos industriales

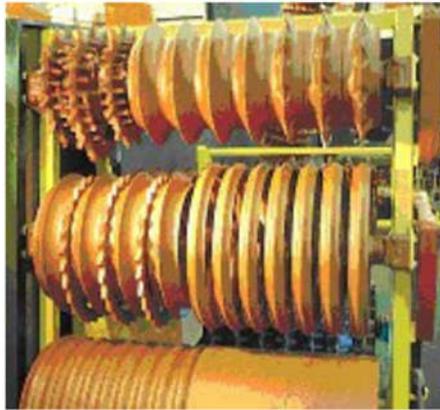
Los rodillos son altamente utilizados en industrias de diferentes productos, entre ellas encontramos aplicaciones de producción masiva, maquinaria, equipos de cómputo, etc.

Entiéndase un rodillo como una pieza cilíndrica y giratoria que forma parte de un mecanismo para efectuar una determinada acción, a continuación, se exponen algunos mecanismos que funcionan por rodillos y sus respectivas industrias.

#### 1.7.3.2.1. Aplicaciones industriales de máquinas con transmisión excéntrica

- Maquinaria agrícola

Los rodillos son utilizados en la industria agrícola para reducir la porosidad del suelo y generar compactación superficial, esto para modificar el espacio que queda entre los terrones (masa pequeña y suelta de tierra compacta) y favorecer la humectación de las semillas en suelos secos. Son elementos de sección circular colocados sobre un eje que le permite rodar al ser arrastrado sobre el campo, puede estar formado por un solo elemento o un conjunto de ellos montados sobre un eje en común. [8] En la Figura 1.12 se observan 4 tipos de rodillos, evidenciando la diferencia entre la rugosidad superficial de los rodillos dependiendo del terreno a trabajar.



**Figura 1.12. Diferencias en la rugosidad superficial de los rodillos**

Fuente: Rodillos [9]

- Máquina para Barnizado

Es una máquina que aplica a una superficie una capa que resista la acción del aire y humedad. Aplica dicha capa mediante un cabezal equipado con un rodillo aplicador liso y un rodillo dosificador metálico reversible para poder ajustar el grueso de la capa a aplicar con precisión. La Figura 1.13 muestra la máquina *BRB* de la compañía “Barberán”.



**Figura 1.13. Barnizadora de rodillos**

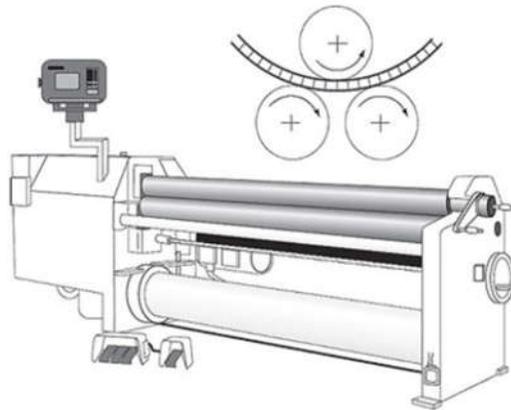
Fuente: Sistemas de barnizado, impreso y secado. [10]

- Máquina plegadora de rodillos

Es una máquina herramienta con 3 o 4 rodillos que realizan el plegado de chapas metálicas, los rodillos inferiores son acoplados a un motor y arrastran la chapa metálica que pasa entre estos y el tercer rodillo que está sobre estos dos rodillos y tiene altura regulable para modificar la curvatura de la chapa como se observa en la Figura 1.14.

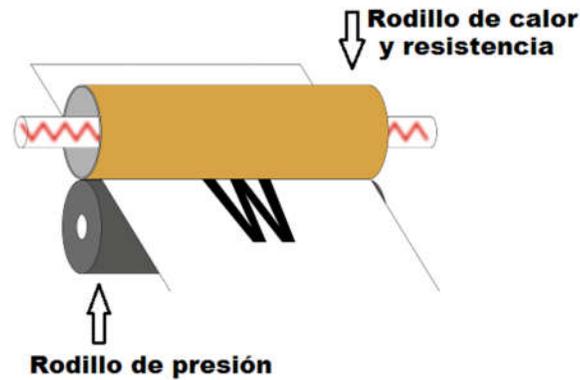
- Impresoras

Las impresoras a láser usan rodillos para cargar electrostáticamente el tambor en donde se impregna la película láser, el papel cargado positivamente atrae la carga negativa del tambor y el tóner se pega en la zona neutra, otro rodillo calentado a 200°C fija el tóner en el papel. Ambos rodillos transmiten el movimiento al papel mediante fricción. La Figura 1.15 es una ilustración del funcionamiento del rodillo de presión y del tambor en donde se pega la película láser.



**Figura 1.14. Máquina plegadora de rodillos**

**Fuente:** Máquina curvadora de rodillos [11]



**Figura 1.15. Esquema de rodillos en una impresora láser**

**Fuente:** Fusores térmicos en impresoras láser [12]

### 1.7.3.3. Mecanismos de encintado de cable

El desarrollo industrial lleva a las empresas de automatización a agilizar sus diseños y buscar nuevas soluciones a las necesidades de producción masiva, con esto, los sistemas de encintado, corte y plegado de cables se han posesionado en el mercado brindando servicios rápidos y de buena calidad con diferentes procesos para empresas en específico, y mecanismos que abarcan líneas de producción con características generales.

Algunas de las máquinas especializadas en estos procesos se explican a continuación:

- Máquina automática de bobinado y corte de cables serie KS-C0

Esta máquina tiene la función principal de bobinar en rollos un cable con determinada longitud y disposición, el usuario ingresa parámetros que se pueden configurar mediante un HMI colocado en el panel de control y que automáticamente realiza el proceso, el operador coloca el primer punto donde asegura el cable en el rollo, el cual tiene forma de rueda de ginebra.

Un mecanismo de alimentación por rodillos asegura la tensión del cable en todo el proceso, la rueda de ginebra tensa el cable en su posición inicial y gira a velocidad constante. Un segundo mecanismo de poleas guía al cable hacia la rueda y se mueve ligeramente en línea recta para distribuir el cable en todo el rollo. Una vez alcanzados

los parámetros de plegado se detienen los mecanismos y corta el cable para retirarlo ya en rollo y un último mecanismo coloca una amarra en dos puntos del rollo.

La máquina se muestra en la Figura 1.16, se identifican los mecanismos previamente expuestos para su mejor entendimiento.



**Figura 1.16. Máquina automática de bobinado y corte de cables serie KS-C0**

**Fuente:** Especificaciones de máquina series KS-C0 [13]

- Máquina de bobinado y colocación de amarras en cables redondos KS-K11

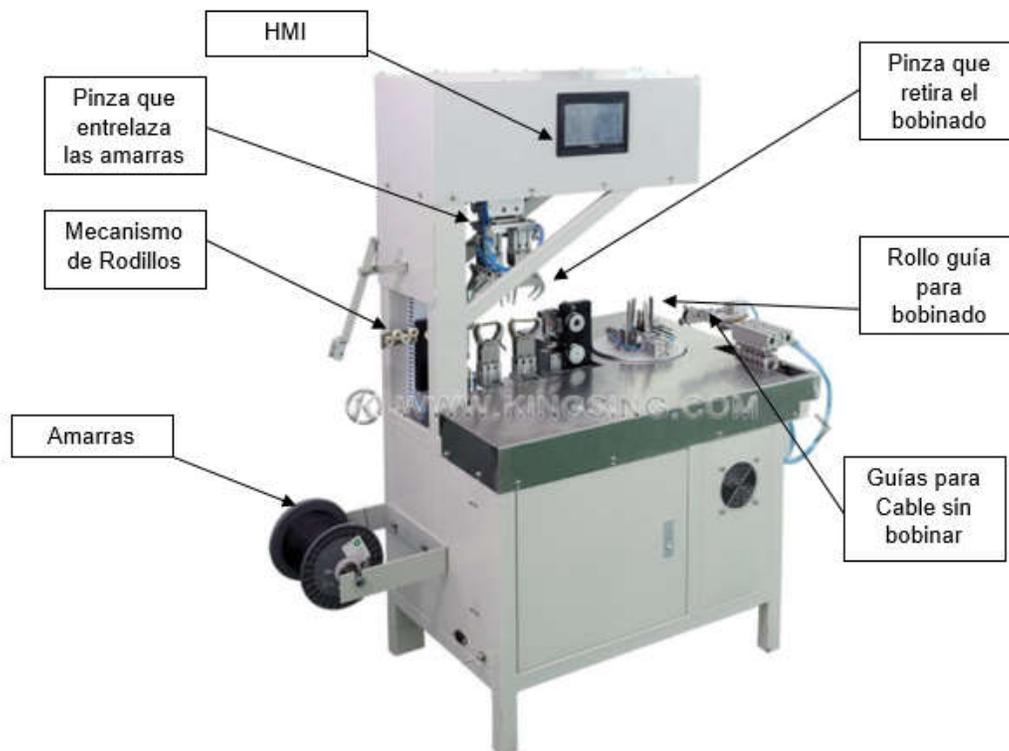
Esta máquina también cuenta con un mecanismo de bobinado, el trabajo de tensar el cable es realizado por el operador, quien como paso inicial coloca el primer punto de sujeción en el rollo giratorio y lo pasa por una guía que ayuda a que el cable ingrese a la rueda siempre con el mismo ángulo y se activa mediante un pedal que activa el operador sin dejar de tensar el cable en su extremo, una vez que el ciclo de bobinado ha finalizado la máquina se detiene y un sistema de transporte de dos ejes con un actuador tipo pinza recoge el cable ya bobinado para colocarlo en un segundo sistema que posiciona las amarras, este último mecanismo se mueve linealmente fuera del área de operación de la pinza mediante un pistón neumático y cuando se detiene desciende un segundo mecanismo tipo pinza para sujetar los extremos de las amarras y entrelazarlas, las sujeta y el conjunto que se trasladó linealmente fuera del área de operación de la primera pinza regresa a su posición inicial, una vez retirado dicho mecanismo las pinzas que ajustaron las amarras sueltan los extremos de las mismas finalizando así la operación.

En diferencia a la máquina de bobinado y corte de cable series KS-C0, no corta el cable ni tiene un sistema de alimentación automática, el operador se encuentra tensando el cable en su primera estación, sin embargo, este sistema cuenta con mecanismos que realizan el proceso de extracción del rollo automáticamente y colocan las amarras de igual manera.

En la Figura 1.17 se observa la máquina con sus distintos mecanismos, se observa uno de rodillos para tensar la amarra en su posición y sujetarla hasta que se active la pinza que la retira ya colocada en el cable bobinado. También se identifican sus diferentes partes para su mejor visualización.

- Máquina encintadora de cables KS A200

Previamente se analizaron máquinas bobinadoras de cable, con corte y colocación de amarras y alimentación lineal mediante sistemas de rodillos, funciones afines a la máquina enrolladora semiautomática de antenas duales, sin embargo, ninguna realiza la función específica de la máquina en estudio, la máquina encintadora de cables KS A200 cuenta con un mecanismo que cubre el cable con una cinta acoplada excéntricamente a una rueda giratoria con un ángulo de inclinación que permite cubrir todo el cable a medida que el operador lo pasa por el orificio central del mecanismo, haciendo que el encintado se de en todo el cable. El operador manualmente mueve el cable linealmente y aumenta o disminuye la velocidad de alimentación, esta máquina cuenta con un HMI que muestra los ciclos de encintado y permite al operador revisar el avance en la producción. Se recomienda un traslape del 50%, a la velocidad de la máquina se requiere un operador con experiencia en dicho proceso para sincronizar el recubrimiento con la alimentación lineal del cable.



**Figura 1.17. Máquina de bobinado y colocación de amarras en cables redondos Ks-K11**

**Fuente:** Especificaciones de máquina KS-K11 [14]

La cinta está acoplada a la rueda, como se mencionó previamente, y cuenta con un sistema de rodillos que tensan la cinta, asegurando un recubrimiento uniforme en su extensión. En esta máquina se pueden utilizar cintas sin aislamiento como cinta adhesiva o cinta PVC, etc.

La Figura 1.18 muestra la máquina con sus diferentes partes, el usuario pasa la cinta por el centro, coloca el punto de inicio y toma con ambas manos la cinta recorriéndola a medida que el proceso de encintado avanza.



**Figura 1.18. Máquina encintadora de cables KS-A200**

**Fuente:** Especificaciones de máquina KS-A200 [15]

#### 1.7.3.4. Mecanismos industriales de movimiento lineal tipo CNC

Maquinarias que requieren movimientos precisos y controlados utilizan sistemas de control con dispositivos y sensores que permitan validar la información que el usuario requiera replicar en la operación a realizarse, CNC (por sus siglas en inglés, computer numerical control) es la tecnología que utilizan las máquinas herramientas para realizar movimientos pre programados con la finalidad de obtener un buen acabado y mejor productividad en obtención de piezas o maquinados, usualmente utilizado en máquinas herramienta.

El enfoque de esta tecnología en la máquina encintadora de antenas duales es la precisión en cuanto a los pasos que da el motor y de qué manera estos se replican en el movimiento lineal de la Antena, con la finalidad de cumplir con las longitudes de encintado que requiere el cliente.

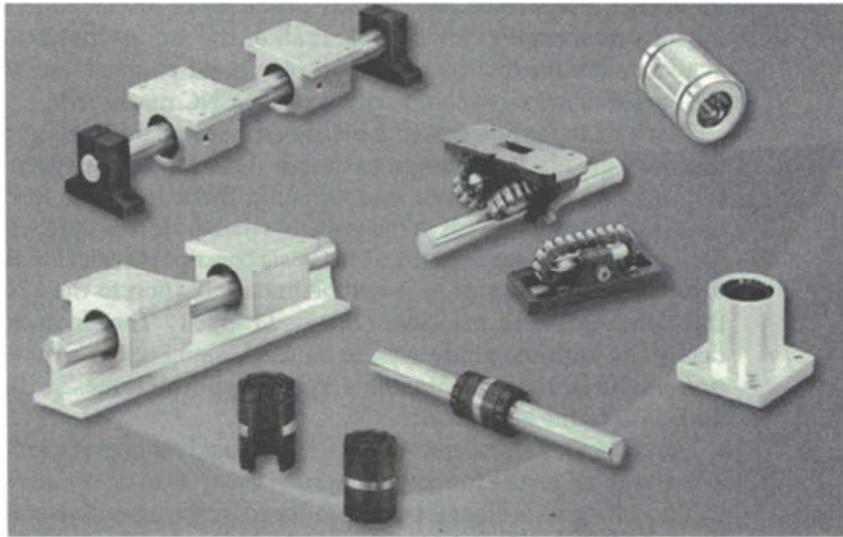
Las Máquinas CNC con movimientos lineales cuentan con sistemas guía que deben proporcionar estas cuatro características:

- Movimiento rectilíneo, en avance o retroceso a lo largo del eje escogido
- Mínima fricción
- Orientación ortogonal con respecto a los demás ejes
- Montaje rígido y sin juego entre el cajetín y las guías

A continuación se analizan brevemente los sistemas guías más utilizados en la industria de la maquinaria CNC.

- Guía redonda

Este sistema usa un riel o barra redonda que proporciona la guía lineal para uno o más bloques de rodamientos para atravesar su longitud, usualmente se usan guías entre 1/8" y 4 plg., y se encuentran en longitudes de hasta 4 ft. Los rodamientos usados en este tipo de guías son un factor importante para calcular la capacidad del sistema para cierta carga aplicada, depende de esto el tipo de rodamiento que se escoja. En la Figura 1.19 se observa un conjunto de opciones para las guías redondas [15].



**Figura 1.19. Sistemas de guía redonda**

**Fuente:** CNC Machining Handbook. [16]

- Guía de perfil

Deriva su nombre de la forma transversal del riel, este perfil cuenta con caminos para que los rulimanes de acero se incrusten y deslicen sobre él. Se lo usa principalmente cuando el diseño requiere una carga de gran magnitud y precisos deslizamientos lineales. Tiene numerosos beneficios en cuanto a la operatividad de la máquina pero sus puntos débiles son los altos costos y complejos sistemas de montaje.

Se lo conoce también por sus bajas tolerancias entre el perfil y los elementos deslizantes del rodamiento. En la Figura 1.20 se observa un perfil y su respectivo carro de 4 rodamientos vendido masivamente en Ecuador.



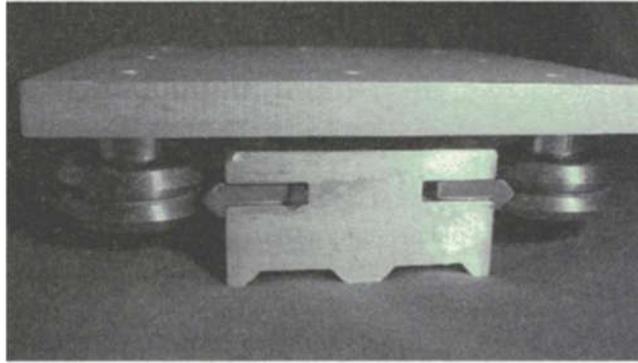
**Figura 1.20. Sistemas guía de perfil**

**Fuente:** Catálogo impresoras 3D Ecuador. [17]

- Rodillo tipo V

Se lo usa mayoritariamente en máquinas CNC tipo “router” y plasma, fácil de implementar y requiere bajo mantenimiento con largas expectativas de vida. Usa ruedas de acero con un perímetro en forma de V que ruedan en una pista de acero. Estas llantas usan doble fila de rulimanes, lo cual divide las cargas y lo hace más resistente en un tamaño relativamente encogido. Estos elementos se pueden encontrar en acero inoxidable lo cual lo hace preferido en la industria alimenticia y farmacéutica en donde los niveles de corrosión deben ser nulos y el mantenimiento bajo. En la Figura 1.21 se observa un cajetín con ruedas cuyo perímetro se encuentra maquinado de tal forma que se tiene una V en donde se desliza la guía fija en la bancada.

Los sistemas de transmisión que se usan en máquinas CNC se acoplan a las necesidades de movimiento en el proceso, existen varias formas en las que un motor proporcione movimiento a algún mecanismo de la máquina, dentro de la gran variedad de métodos usados en la industria CNC se encuentran: hidráulicos, neumáticos, correas, cadenas, cables, piñón-cremallera o tornillo-tuerca.



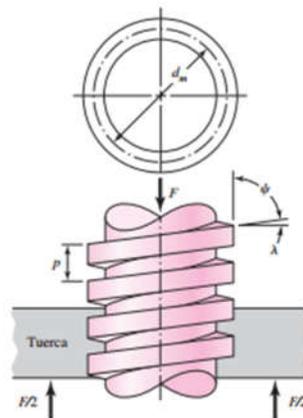
**Figura 1.21. Sistemas guía en V.**

**Fuente:** CNC Machining Handbook. [18]

La conversión de movimiento rotacional a movimiento lineal se puede realizar con varios de los casos vistos en el ejemplo anterior, de los cuales se van a estudiar los más utilizados para adaptarlos a la Encintadora de Cables. “La mayoría de maquinaria CNC utiliza el mecanismo *piñón-cremallera* o *tornillo-tuerca* para producir movimiento rectilíneo” [17].

- Tornillo-tuerca

Es un dispositivo que se utiliza en maquinaria para cambiar el movimiento angular a movimiento lineal y, por lo general, para transmitir potencia [3]. Entre las aplicaciones familiares se incluyen los tornillos de tornos y tornillos para prensas de banco como se puede observar en la Figura 1.22.



**Figura 1.22. Nomenclatura tornillos-tuerca**

**Fuente:** Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. [8]

El par de torsión que se requiere para superar una parte de la fricción al bajar la carga viene dado por (3):

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\pi f d_m - 1}{\pi d_m - f l} \right) \quad (10)$$

Donde:

$d_m$  = diámetro medio

$F$  = la fuerza que necesita para bajar una carga

$f$  = la fricción que se ejerce.

$l$  = Paso de la rosca

Puede resultar, en casos específicos donde el avance sea grande o la fricción baja, que la carga baje por sí misma, lo que provoca que el tornillo gire sin ningún esfuerzo externo.

El montaje de este mecanismo de conversión a movimiento lineal tiene cuatro métodos principales de uso:

- Ambos extremos con rodamientos de contacto angular para evitar cargas axiales. (both ends fixed)
- Un extremo con rodamiento de contacto angular y el otro extremo con rodamiento de bolas. (one end fixed with the other end supported)
- Ambos extremos con rodamientos de bola. (both ends supported)
- Un extremo con rodamiento de contacto angular y otro sin soporte o libre. (one end fixed and other end free)

Se utiliza el término “fixed”, traducido como *fijo*, para los rodamientos de contacto angular, estos rodamientos soportan cargas tanto axiales como radiales debido a su geometría y montaje.

El término “supported”, traducido como *soporte*, se usa para los rodamientos de bolas, que normalmente soportan cargas radiales.

El término “free”, se refiere a que uno de los extremos no tiene ningún montaje de soporte o de apoyo, sino que se encuentra libremente.

La aplicación en la que se requiera usar este mecanismo indicará que tipo de montaje es necesario implementar, el análisis de cargas sobre el tornillo es indispensable para la correcta selección del montaje, para el cual existen estándares de uso y fabricación.

En varias aplicaciones de maquinaria CNC, este mecanismo se utiliza para cortar o desbastar material en donde las fuerzas asociadas al movimiento inducen casos de tensión y compresión, dependiendo la dirección del movimiento, ambos casos infieren en diferentes diagramas de cuerpo libre para el mecanismo. Cuando se efectúa la compresión, el tornillo tiende a bloquearse.

Si el movimiento rotacional del tornillo es muy alto, puede ocurrir una deflexión fuera del eje axial debido a la velocidad e inercia del tornillo, llamado también “efecto látigo”, que se da en la *velocidad crítica*.

El paso del tornillo indica cuanto avanza el cajetín ajustado a la tuerca por cada vuelta efectuada, se encuentran los pasos, diámetros y demás características técnicas de los tornillos y tuercas en la norma “ASME B18.6.3-2003”.

La activación de señales utilizada en las maquinarias CNC se da mediante un controlador que está compuesto de varios componentes electrónicos, que transforman los comandos dentro del software hacia los diferentes mecanismos con la capacidad de efectuar las secuencias necesarias del proceso e implementar las seguridades electrónicas requeridas para maquinaria, a continuación, se analizarán varios componentes electrónicos para el uso de maquinarias CNC.

- Encapsulamiento

En primer lugar, es necesario el diseño de una base que permita el acoplamiento de los diferentes módulos o circuitos electrónicos encapsulándolos en un ambiente propicio para su funcionamiento, es decir a temperaturas reguladas, fuera de contaminación por polvo o residuos de material que se desprenda de los procesos en los que se encuentre inmerso. En la parte posterior se suele mecanizar agujeros con la finalidad de cablear en orden cada hardware con su respectivo actuador, sea este un motor, componentes luminosos, sonoros, botoneras, HMI, etc.

- Fuente de poder

La fuente de poder depende del voltaje y corriente que necesite el hardware para su funcionamiento, para esto se requiere la conversión de energía alterna a continua para varios componentes, y se lo realiza mediante un transformador, este componente electrónico es el enlace entre los generadores del sistema de potencia en la red eléctrica y las líneas de transmisión con las líneas de diferentes niveles de voltaje, permite aumentar o disminuir la tensión en un circuito eléctrico de corriente alterna, manteniendo la potencia. La potencia que ingresa al equipo, en el caso de un transformador ideal (esto es, sin pérdidas), es igual a la que se obtiene a la salida. Las máquinas reales presentan un pequeño porcentaje de pérdidas, dependiendo de su diseño y tamaño, entre otros factores [19].

El transformador es un dispositivo que convierte la energía eléctrica alterna de un cierto nivel de tensión, en energía alterna de otro nivel de tensión, basándose en el fenómeno de la inducción electromagnética. Está constituido por dos bobinas de material conductor, devanadas sobre un núcleo cerrado de material ferromagnético, pero aisladas entre sí eléctricamente. La única conexión entre las bobinas la constituye el flujo magnético común que se establece en el núcleo. El núcleo, generalmente, es fabricado bien sea de hierro o de láminas apiladas de acero eléctrico, aleación apropiada para optimizar el flujo magnético. Las bobinas o devanados se denominan primario y secundario según correspondan a la entrada o salida del sistema en cuestión, respectivamente. También existen transformadores con más devanados; en este caso, puede existir un devanado "terciario", de menor tensión que el secundario.

- Controlador

El controlador de una maquinaria es aquel que emite las señales de activación y realiza la orden de secuencias definidas previamente por el usuario en su programación, este controlador puede efectuar operaciones matemáticas y toma de decisiones según los métodos utilizados para la toma de decisiones, el controlador recibe una señal de entrada, la procesa según algoritmos y dispara señales de salida. Este esquema tiene dos sistemas, conocidos como *Sistemas de Control en Lazo Abierto* y *Sistemas de Control en Lazo Cerrado*.

Los sistemas de control en lazo abierto son aquellos en los que la salida no tiene efecto sobre la acción de control, es decir, no se mide la salida ni se realimenta para compararla con la entrada [18], un ejemplo de ello se observa en la Figura 1.23.

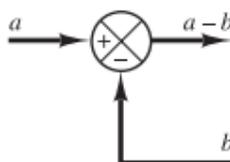


**Figura 1.23. Sistema de control de lazo abierto**

Fuente: Propia

Los sistemas de control en lazo cerrado o realimentados mantienen una relación determinada entre la salida y la entrada de referencia, comparándolas y usando la diferencia como medio de control, se alimenta al controlador la señal de error de actuación, que es la diferencia entre la señal de entrada y la señal de realimentación (que puede ser la propia señal de salida o una función de la señal de salida y sus derivadas y/o integrales), con el fin de reducir el error y llevar la salida del sistema a un valor deseado [18].

En un sistema realimentado las señales de salida y de referencia se restan con la finalidad de obtener la diferencia entre ambas y según eso calcular la nueva salida en el controlador, en la Figura 1.24 se muestra el punto de suma utilizado en los diagramas de bloques para la representación del sistema de control realimentado.

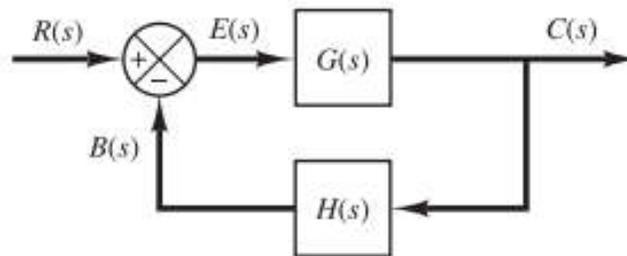


**Figura 1.24. Punto de suma**

Fuente: Introducción a los sistemas de control [7]

Cuando la salida se realimenta al punto de suma para compararse con la entrada, es necesario convertir la forma de la señal en la salida en la de la señal de entrada [18], esto quiere decir que la señal de salida del controlador ( $b$ ) en la Figura 1.24

puede estar en unidades de voltaje o velocidad, mientras que la referencia ( $a$ ) en unidades de velocidad (rpm), se debe convertir en la señal de salida en las unidades de la señal de referencia con la finalidad de realizar una adecuada operación matemática y obtener los resultados esperados, con esto se aumenta un bloque  $H(s)$  (s, en el dominio de Laplace para el uso de operaciones matemáticas con bloques) en donde la señal obtenida por algún sensor en la salida del sistema debe ser transformada a unidades que se usen en la referencia, en la Figura 1.25 se ilustran los diferentes bloques en un sistema de control realimentado o de lazo cerrado.



**Figura 1.25. Sistema de control en lazo cerrado**

**Fuente:** Introducción a los sistemas de control [7]

En donde:

$R(s)$ : Señal de referencia en el sistema, el usuario puede ingresar los parámetros de funcionamiento de la máquina, por ejemplo, si desea que un motor gire a 1000 rpm, la señal será numérica de 1000.

$B(s)$ : Señal que ha sido convertida en el bloque  $H(s)$  a unidades de la referencia, en el ejemplo anterior, si la salida  $C(s)$  está en unidades de Voltaje debido al uso de un sensor o encoder, en el bloque  $H(s)$  se realiza la conversión de señales.

$C(s)$ : Salida del Sistema, sea esta la velocidad del motor.

$E(s)$ : Diferencia entre  $B(s)$  y  $R(s)$  para medir la variación entre el parámetro de funcionamiento y lo que en verdad ocurre en el sistema.

$H(s)$ : Bloque de conversión para señal de salida del sistema a unidades de la referencia.

$G(s)$ : Función de Transferencia obtenida mediante el análisis de ecuaciones diferenciales entre la salida y entrada del sistema, sea la función de transferencia el cociente entre la transformada de Laplace de la salida y la transformada de Laplace de la entrada, mostrada en la ecuación (11).

$$\text{Función de Transferencia} = G(s) = \frac{\mathcal{L}[\text{Salida}]}{\mathcal{L}[\text{Entrada}]} \quad (11)$$

Esta función puede es obtenida a partir del análisis de la dinámica del sistema, a partir de ecuaciones diferenciales que caractericen el movimiento u ocurrencia dentro de un sistema, estas representaciones por ecuaciones algebraicas en dominio de Laplace permiten caracterizar el sistema, como se muestra en la ecuación (12) de Ogata [18].

$$G(s) = \frac{Y[s]}{X[s]} = \frac{b_0s^m + b_1s^{m-1} + b_2s^{m-2} + \dots + b_{m-1}s + b_m}{a_0s^n + a_1s^{n-1} + a_2s^{n-2} + \dots + a_{n-1}s + a_n} \quad (12)$$

Los procesos industriales requieren de controladores automáticos para el correcto funcionamiento de una planta, comparando los valores reales de la salida con una referencia o punto de trabajo deseado y mediante algoritmos definir una acción de control, esta señal de control puede ser:

1. De dos posiciones (ON/OFF)
2. Controladores proporcionales
3. Controladores integrales
4. Controladores proporcionales-integrales
5. Controladores proporcionales-derivativos
6. Controladores proporcionales-integrales-derivativos

Los controladores industriales utilizan actuadores de varias naturalezas, la fuente de energía para activar estos actuadores varía entre electrónica, hidráulica o neumática, esto define el tipo de controlador que se debe usar tomando en cuenta las condiciones de operación tales como seguridad, costo, disponibilidad, fiabilidad, precisión, peso y tamaño [7].

Estos algoritmos se los puede programar en un PLC (por sus siglas en inglés, “programmable logic controller”) o en un microcontrolador. Cada uno con sus ventajas y desventajas.

El controlador lógico es aquel que realiza funciones lógicas, combinacionales y secuenciales, mediante la programación adecuada introducida a través de las teclas que dispone el equipo en su frontal o con la ayuda de un PC. Se utilizan como elementos básicos y de control para realizar automatizaciones de una complejidad media en domótica, máquinas y equipos industriales, etc. Estos controladores están compuestos de:

- Módulo de alimentación (ajuste o conversión de voltaje y corriente)
- Unidad de operación y visualización
- Entradas y salidas
- CPU
- Interfaz para la conexión a PC y módulos de programa

En la Figura 1.26 se observan los elementos principales de un controlador lógico con funciones lógicas.

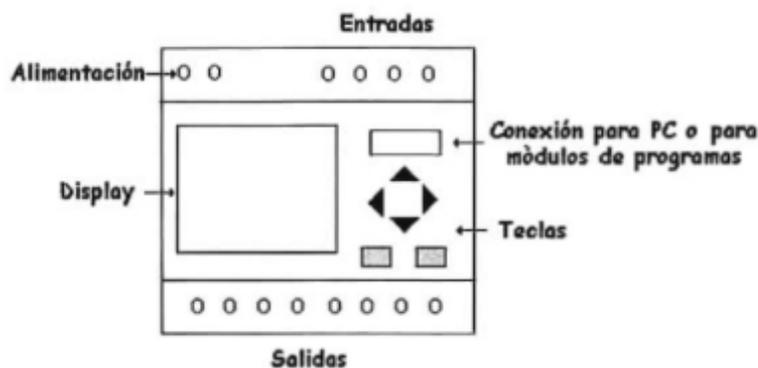


Figura 1.26. Diagrama de un controlador lógico

Fuente: Controladores lógicos [20]

Las funciones lógicas con las que cuentan estos operadores cumplen con las reglas del álgebra booleana entre las que se encuentran:

- AND
- OR

- NOT
- NAND
- NOR
- XOR

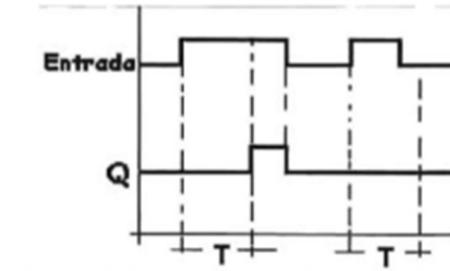
Cuyas tablas de Verdad se exponen a continuación:

**Tabla 1.4. Tablas de verdad para funciones lógicas**

<b>ENTRADA 1</b>	<b>ENTRADA 2</b>	<b>Función Lógica</b>	<b>SALIDA</b>
0	0	AND	0
1	0	AND	0
0	1	AND	0
1	1	AND	1
0	0	OR	0
1	0	OR	1
0	1	OR	1
1	1	OR	1
0	0	NAND	1
1	0	NAND	1
0	1	NAND	1
1	1	NAND	0
0	0	NOR	1
1	0	NOR	0
0	1	NOR	0
1	1	NOR	0
0	0	XOR	0
1	0	XOR	1
0	1	XOR	1
1	1	XOR	0

Estos controladores también cuentan con funciones especiales, dentro de ellas se usa con frecuencia los temporizadores, en los que se verifica el estado de una entrada y cuando active la señal el temporizador comenzará su conteo fijado por el usuario y

una vez transcurrido el tiempo, una salida se activará y permanecerá activada mientras la secuencia o programación del usuario lo indique, en la Figura 1.27 se muestra un diagrama de funcionamiento de los temporizadores.



**Figura 1.27. Diagrama de un temporizador**

Fuente: Controladores lógicos [20]

Dentro de las funciones especiales de los controladores lógicos, existen las señales *PWM* (por sus siglas en inglés, “pulse width modulation”), que es un tipo de señal de voltaje utilizado para enviar información o para modificar la cantidad de energía que se envía a una carga. Para poder utilizar esta función del microcontrolador es necesario definir los registros a utilizarse y la configuración necesaria para su correcto funcionamiento. Estas señales deben pasar a un módulo de potencia para que un motor o elemento industrial funcione adecuadamente, para el uso de motores a paso se tienen los módulos *TB6560*, este módulo trabaja a máximo tres amperios y proporciona un control al motor a pasos fácil de configurar a partir de un microcontrolador. Este módulo recibe una señal de reloj o PWM en su entrada de control y por cada flanco de subida realiza la respectiva rutina para que el motor avance un paso. Tiene corriente regulable desde 0.3 A hasta 3 A, con una alimentación de hasta 24 V y un pin que controla el sentido de giro del motor. El driver se lo puede visualizar en la Figura 1.28.

El esquema de funcionamiento no varía entre módulos de mayor o menor amperaje, todos funcionan bajo impulsos de reloj o PWM pero su etapa de regulación de potencia varía, y por la cual el precio también varía. Los elementos de mayor potencia necesitan componentes más robustos y que soporten condiciones de funcionamiento más extremas, en este caso se debe analizar el consumo de corriente del motor a utilizar y el voltaje de aplicación.



**Figura 1.28. Módulo TB6560**

**Fuente:** TB6560 datasheet [21].

## **CAPÍTULO II**

### **ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS**

#### **2.1. INTRODUCCIÓN**

En base al estado del arte realizado en el capítulo 1, se tienen varios posibles procesos y mecanismos que ayuden a combinar las funcionalidades de dichas tecnologías ya aplicadas en la industria como lo son los sistemas de encintado, sistemas guía por rodillos, pedales para variar la velocidad de bobinado y encintado, mecanismos tipo pinza que permitan movilizar la antena de una estación a otra, etc.

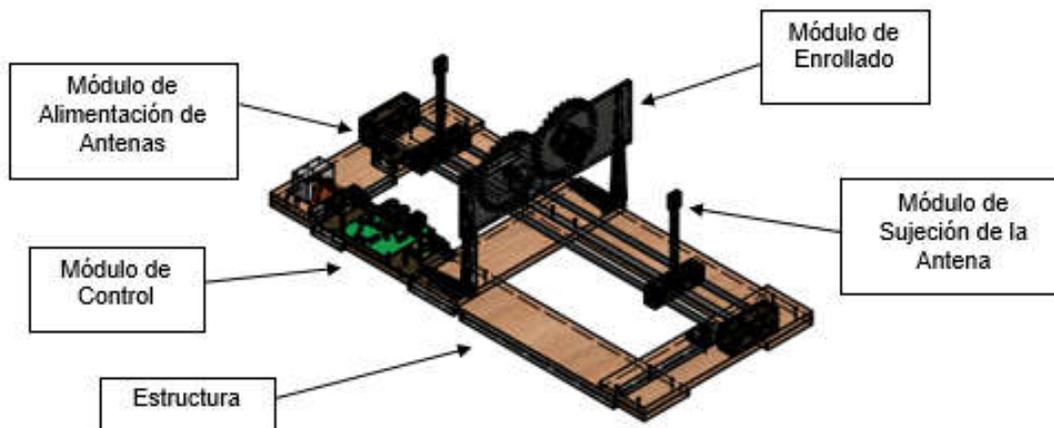
Primero se realiza un esquema de una máquina enrolladora de antenas duales, que permita identificar las distintas fases de construcción y ensamble, así como las interfaces entre cada módulo, sean este de iniciación del proceso con respecto a la correcta sujeción de la antena en los soportes, módulo de alimentación de antena, módulo de enrollado automático y manual y módulo de control. Existen en la industria aplicados ya varios conceptos que permiten tener una idea de que está en vigencia y funciona de manera correcta, de esta forma se analizan las posibles combinaciones.

Posteriormente se definen el nivel 0 para determinar la función de la máquina y nivel 1 con la finalidad de visualizar de mejor manera las funciones específicas de cada módulo y el tipo de señales o energía que se le debe aplicar, así como las interfaces entre cada módulo.

Finalmente se tiene la casa de la calidad que indica que módulo o función requiere mayor atención y define la importancia de cada función, esto para comparar entre la tecnología que ya existe y la que se quiere implementar.

#### **2.2. ESQUEMA**

El esquema de la máquina enrolladora de antenas duales muestra una idea clara de la interconexión de los módulos y rol que juegan en el proceso de encintado, la Figura 2.29 representa dicho esquema e identifica cada módulo.



**Figura 2.29. Esquema de la máquina enrolladora semiautomática de antenas duales**

Fuente: Propia

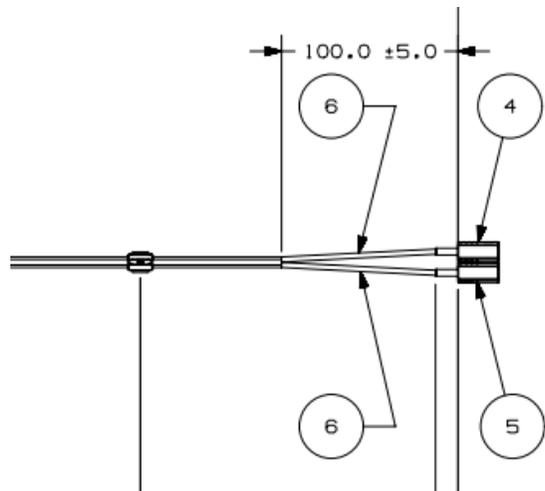
El esquema muestra los 4 módulos que componen la máquina enrolladora de antenas en base al prototipo:

- Módulo de alimentación de antenas
- Módulo de enrollado
- Módulo de control
- Módulo de sujeción de la antena

## 2.3. FUNCIONAMIENTO

El funcionamiento de la máquina cumple un proceso semiautomático, esto es debido a que el operador es quien debe realizar la primera parte del encintado manualmente, las longitudes que se observan en la Figura 2.30 del modelo S10, obtenida de los planos de GM-OBB, en donde los cables señalados con el número seis son separados y enrollados individualmente por lo que los conectores no van juntos bajo una capa de cinta de lana.

Cada antena tiene una longitud específica de cables que están enrollados en paralelo bajo la misma capa de cinta, a partir de esta longitud y hasta el borde los conectores, debe ir recubierto individualmente cada cable bajo una capa de cinta de lana, esto es para dar la facilidad de montaje en el chasis del automóvil.

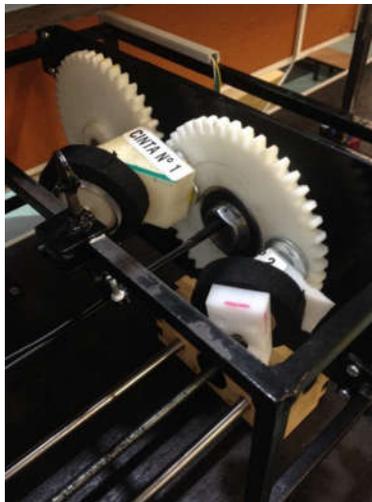


**Figura 2.30. Visualización de recubrimiento individual de cada cable junto a los conectores.**

**Fuente:** Plano DWG – Antena ASM-M/TEL & VEH LOC ECCN, Dibujo 52106999 Onix

Finalizado este proceso manual, el operador coloca la antena en el mecanismo de sujeción, atravesando por el centro del componente mecánico que recibe la transmisión de movimiento del motor con el que va a girar la cinta y sujetando ambos extremos a sus respectivos acoples. Empezando así el funcionamiento de la máquina, de manera que sigue el siguiente orden:

- a) Definir el tipo de antena a enrollar y seleccionar la función en el programa, ajustar el acople en el sistema de tensión.
- b) Una vez asegurada la cinta en los acoples (para la antena y para los conectores), el mecanismo de sujeción debe entrar en función y mediante un sensor de tensión determinar el lugar parada para no dañar la antena, la antena debe estar tensada para que el enrollado sea el adecuado y con las especificaciones del usuario, la Figura 2.31 muestra la antena tensada en el prototipo.
- c) Asegurarse que las protecciones estén correctamente localizadas y no exista riesgo de dañar la antena por sobre tensión o enredo en los mecanismos, seleccionar el inicio de secuencia para localizar el punto de inicio de la cinta.
- d) Habiéndose colocado automáticamente el mecanismo en el punto de partida, el operador coloca el primer punto de cinta sobre la antena, como se observa en la Figura 2.32.



**Figura 2.31. Antena tensada en prototipo**

**Fuente:** Propia



**Figura 2.32. Primer punto de cinta en antena**

**Fuente:** Propia

- e) Ya asegurada la cinta, se activa una señal en el módulo de control, cuya función es sincronizar ambos mecanismos y empezar el proceso de encintado.
- f) Mientras la máquina se encuentra en funcionamiento, el operador debe continuar con el proceso manual de encintado en los extremos de la siguiente antena.
- g) Se guardan los valores de tiempo de ejecución y antenas terminadas.
- h) Se levantan los seguros que protegen al operador de sufrir algún accidente sobre los mecanismos de la máquina.
- i) El mecanismo de encintado se coloca en la posición final para cortar la cinta.

- j) Se retiran los seguros del sistema de sujeción de los extremos de la antena y finalmente el operador la retira.

Siendo estas las funciones que se deben llevar a cabo para obtener el producto.

## 2.4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Las especificaciones técnicas de una máquina comprenden los requerimientos del producto para cumplir su cometido en el mercado, las antenas duales a encintar tienen rigurosos procesos de verificación de calidad que incluyen:

- Traslape del 50%
- Flexibilidad de la antena
- Uniformidad del traslape
- Terminales de antena sin daños para conexión
- Longitudes de encintado con tolerancias bajas

La máquina debe ser capaz de trabajar al menos 16 horas diarias y por cada turno de 8 horas producir un 40% más de lo que se produce actualmente, los valores de la Tabla 2.5 muestra la métrica del mes de abril y lo producido ese día de antenas ONIX. El objetivo de la máquina es aumentar la productividad en un 40%, por lo que se toma el valor de la métrica y se aumenta la proporción deseada para saber cuántas unidades por turno se deben realizar, estos valores son tomados de toda la línea, es decir 3 operadores por línea.

**Tabla 2.5. Métrica del mes de abril y valores producidos de antenas ONIX**

**Fuente:** Producción mes de abril de antenas ONIX

<b>Línea 1</b>	<b>04/04/17</b>	<b>05/04/17</b>	<b>06/04/17</b>	<b>12/04/17</b>
<b>Métrica</b>	605	605	605	605
<b>Producido</b>	588	594	504	522

$$\text{Cantidad deseada} = 1.4 * 605$$

$$\text{Cantidad deseada} = 847$$

$$\text{Producción 1 operador} = \frac{847}{3}$$

$$\text{Producción 1 operador} = 283$$

Si una jornada laboral tiene 7 horas de trabajo neto, eliminando el tiempo de los recesos y almuerzo, se tiene un tiempo de trabajo de:

$$7 \text{ horas} \rightarrow 420 \text{ min}$$

Para calcular el tiempo para finalizar una antena, se divide el tiempo de trabajo para la producción de 1 operador incluyendo el 40% del objetivo.

$$\text{Tiempo de máquina} = \frac{420}{283}$$

$$\text{Tiempo de máquina (Onix)} = 1.49 \text{ min}$$

Se realiza el mismo cálculo para las antenas S10, y Cobalt.

$$\text{Tiempo de máquina (S10)} = \frac{420}{335}$$

$$\text{Tiempo de máquina (S10)} = 1.25 \text{ min}$$

$$\text{Tiempo de máquina (Cobalt)} = 2.18 \text{ min}$$

La máquina debe encintar una antena ONIX en un promedio de 1.49 min, S10 en 1.25 min y Cobalt en 2.18 min.

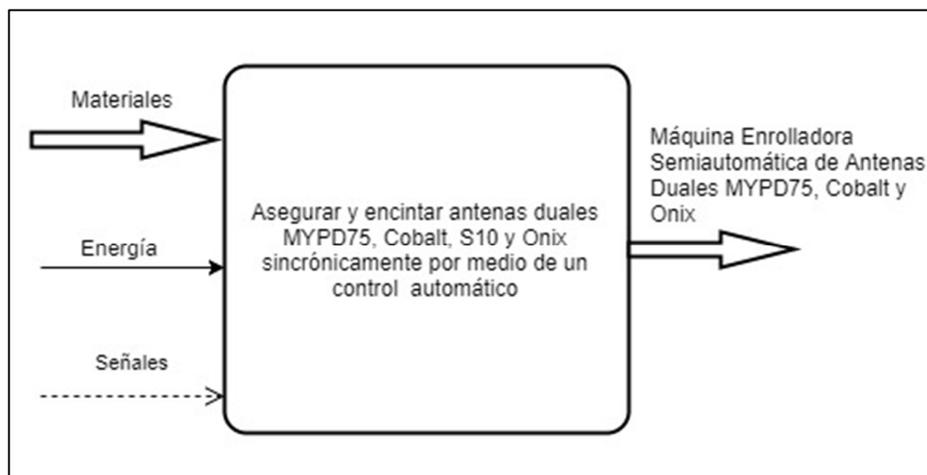
La restricción de longitud es de 2000 mm, con una altura de 500 mm, un peso de 40 kg (peso de la máquina encintadora KS-A200).

## 2.5. DISEÑO CONCEPTUAL

A partir del diseño conceptual se obtienen algunas alternativas de solución, identificando de forma clara el nivel 0 y desglosando el nivel 1. Está ligado a la especificación técnica y es la etapa más innovadora en cuanto a las ideas de solución que surgen, a continuación, se presenta el nivel 0 de la encintadora semiautomática de antenas duales.

### 2.5.1. NIVEL 0

El nivel 0 indica de forma general el proceso de encintado de antenas duales acogiendo los requerimientos del cliente y las especificaciones técnicas del proceso, parámetros de calidad a cumplir y tiempos de ejecución esperados. En el nivel 0 se menciona de manera general las entradas a todo el sistema como un solo bloque, este sistema engloba la función principal de la máquina; dichas entradas sin especificación precisa dan una idea de las necesidades básicas de la máquina como Señales eléctricas, neumáticas, hidráulicas, tipo de energía y materiales, a continuación se resume el proyecto a una función principal y como salida se obtiene la máquina como se observa en la Figura 2.33.



**Figura 2.33. Nivel 0**

Fuente: Propia

### 2.5.2. NIVEL 1

El nivel 1 describe cada módulo de la máquina, para definir cada módulo se procede a enumerar las principales funciones de la máquina y su debida importancia dentro del proceso general:

- Encintar antenas duales MYPD75, Cobalt, S10 y Onix
- Asegurar y tensar la antena entre los soportes y mecanismos
- Mover la antena linealmente
- Posicionar la cinta de tal forma que el operador pueda cortar la cinta
- Disminuir la intervención del operador en el proceso de enrollado

- Controlar los movimientos de avance y enrollado
- Sincronizar los movimientos de avance y enrollado

De estas funciones se separan 4 módulos principales y mediante las cuáles se aumenta la facilidad de realizar mantenimiento en la máquina.

### 2.5.2.1. Módulo 1: colocar y asegurar la antena (color azul)

La función de este módulo es medir la tensión en la antena de tal manera que el proceso no provoque daños en la misma y cumpla con los requisitos de calidad impuestos por GM – OBB, se realiza la colocación manual de cada antena a lo largo de los soportes móviles y se aseguran sus extremos, una vez realizado este proceso, uno de los soportes se mueve para tensar la antena y mediante un sensor se mide el esfuerzo que está soportando el material al ser tensado, una vez calibrada la máquina se aseguran las antenas y se procede a emitir la señal de activación al módulo de control (Figura 2.34).

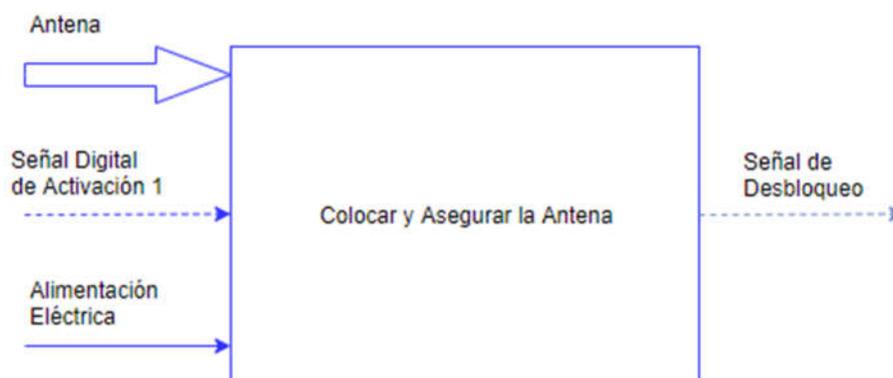


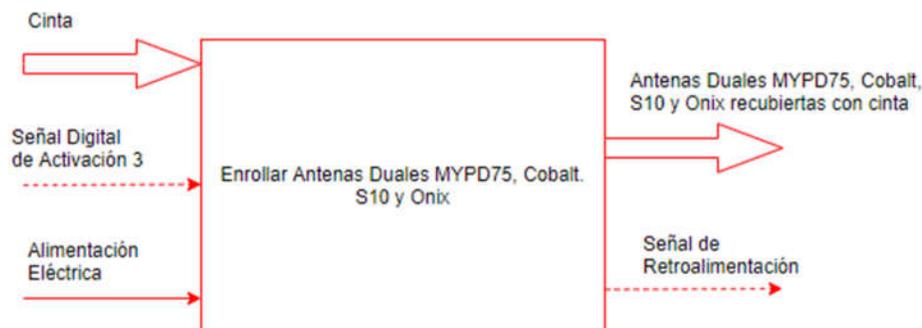
Figura 2.34. Módulo 1: colocar y asegurar la antena

Fuente: Propia

### 2.5.2.2. Módulo 2: encintar las antenas duales mypd75, cobalt, s10 y onix automáticamente (color rojo)

La encintada de antenas es un módulo que comprende un sistema de rodillos para asegurar que la cinta se adhiera correctamente a la antena, un sistema de transmisión de movimiento circular y un acople con un mecanismo que estira la cinta y la conduce con un ángulo específico hacia la antena. Para dar inicio al proceso se coloca

manualmente el punto de inicio de la cinta y se la adhiere a la antena, al dar la señal de inicio (comprobando que el módulo 1 ya emitió su señal de activación) se envía una señal al módulo de movimiento lineal y mediante el control se sincronizan ambos mecanismos, su diagrama se muestra en la Figura 2.35.



**Figura 2.35. Módulo 2: encintar antenas duales mypd75, cobalt, s10 y onix**

Fuente: Propia

### 2.5.2.3. Módulo 3: movimiento lineal de la antena (color verde)

Como se mencionó previamente, es indispensable la sincronización de movimiento lineal de la antena y circular de la cinta, con el fin de cumplir la especificación de traslape al 50%. Este mecanismo cuenta con un sistema de transmisión circular a lineal sobre la antena que mantiene la velocidad constante y moviliza la antena uniformemente, esto para tener un buen acabado del proceso. La señal de inicio enciende el módulo 2 y 3 al mismo tiempo y mediante el sistema de control a lazo cerrado se sincroniza la velocidad de alimentación con la velocidad de encintado, el módulo acopla las señales mostradas en la Figura 2.36.

### 2.5.2.4. Módulo 4: módulo de control y activación de señales (color negro)

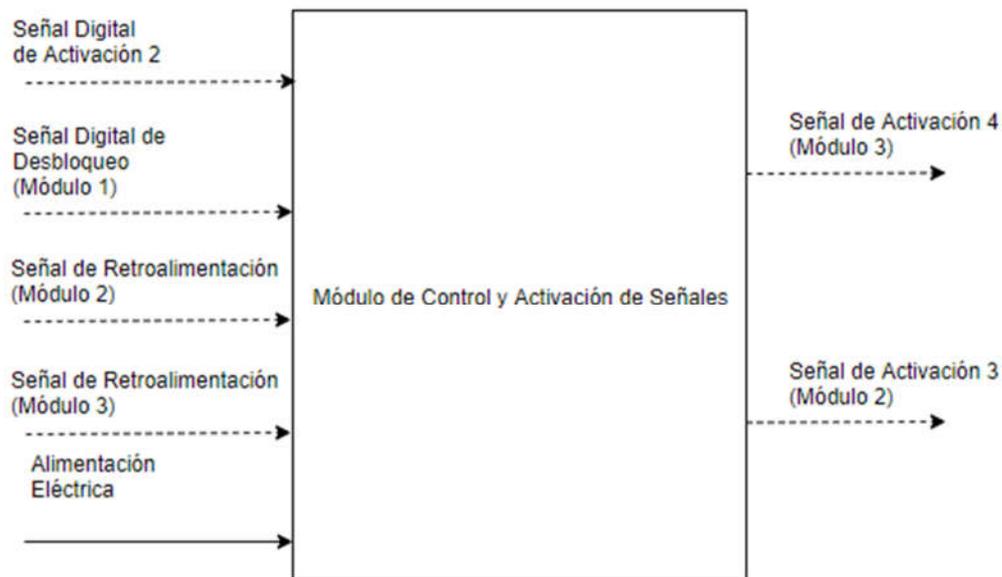
El módulo de control mostrado en la Figura 2.37 utiliza algoritmos para sincronizar la velocidad de encintado según la velocidad de alimentación, si la velocidad de alimentación disminuye debido a algún fallo en el mecanismo o traba del motor; la velocidad de encintado también disminuye proporcionalmente para evitar daños en la antena. El módulo de control también tiene incluido un HMI que muestra las variables del sistema tales como: número de antenas diarias, reporte semanal de producción,

métrica de velocidad de producción y reporte por operador, además, el HMI cuenta con un módulo de mantenimiento que permite analizar las condiciones de operación de la máquina y detectar si existe algún fallo en el suministro de corriente y sobrecarga de la máquina.



**Figura 2.36. Módulo 3: movimiento lineal de la antena**

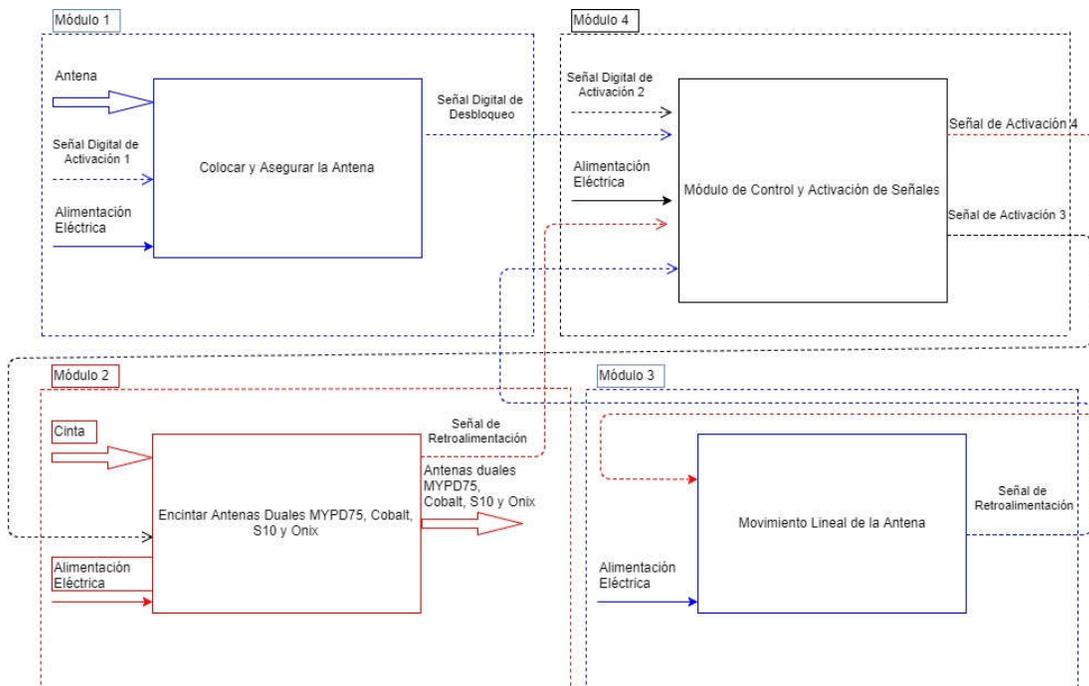
Fuente: Propia



**Figura 2.37. Módulo 4: módulo de control y activación de señales**

Fuente: Propia

En la Figura 2.38 se muestran los 4 módulos con sus respectivas señales de activación, retroalimentación y entradas.



**Figura 2.38. Nivel 1**

Fuente: Propia

### 2.5.3. CASA DE LA CALIDAD

Para el capítulo II se plantean las alternativas de solución y mediante la casa de la calidad y matriz de residuos ponderados se selecciona la mejor alternativa para llevar a cabo el diseño de la máquina. Dentro de este proceso se distinguen 6 pasos:

- Voz del usuario
- Análisis de competitividad
- Voz del ingeniero
- Correlaciones
- Comparación técnica
- Compromisos técnicos

#### 2.5.3.1. Voz del usuario y cliente

La voz del usuario representa aquellos requerimientos que la persona o cliente desea o necesita. Estos son muy importantes en la etapa de diseño de cualquier

máquina ya que indican una clara perspectiva de las características principales del diseño. El usuario expresa los siguientes requerimientos:

- Debe culminar una antena con menor tiempo del que actualmente se demoran los operadores
- Debe cumplir las demandas mensuales de GM-OBB
- Debe entrar en las mesas de la línea de producción designada
- Debe ser de fácil movimiento por posibles reajustes en la distribución de maquinaria dentro de la empresa
- Sistema de seguridad que cumpla con el “Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo”.
- Adaptar un módulo de encintado para utilización manual
- Visualización de las cantidades diarias de producción
- Mantenimiento mensual de los mecanismos
- Accesorios de repuesto nacionales

El usuario no especifica si estos requerimientos o deseos son básicos (B), unidimensionales (O) o estimulantes (E), siendo básicos aquellos requerimientos que si no se cumplen provocan insatisfacción en el usuario; por ejemplo, si la máquina no cumple un tiempo menor de encintado va a provocar una insatisfacción en el usuario y se la cataloga como básica. Los deseos unidimensionales aumentan la satisfacción del usuario al cumplirse; por ejemplo, si los repuestos de la máquina se encuentran todos en el mercado nacional su satisfacción aumentará, categorizándolo como un requerimiento unidimensional. “Los deseos estimulantes complacen al usuario y diferencian un producto de otro, en caso de no darse no producen insatisfacción en el usuario” [22], en este caso la única característica que podría pertenecer a esta categoría es de fácil movimiento, al ser una máquina de dimensiones pequeñas, si se le agregan diferentes tipos de mecanismos o enganches para mover la máquina crearán una mayor satisfacción en el usuario, si no se implementan mecanismos o enganches extras no provocarían insatisfacción en el usuario.

### 2.5.3.2. Voz del ingeniero

La voz del ingeniero es la que se encarga de transformar los requerimientos del cliente en especificaciones técnicas y estándares para la construcción del producto o máquina. Los requerimientos del usuario se convierten en datos útiles para el diseño y construcción. Es una lista de características técnicas medibles al alcance de la empresa que puedan dar cumplimiento a las demandas [22]

- Los operadores en la línea de producción tienen un promedio de trabajo que se muestra en la Tabla 2.6, serán considerados como los tiempos mínimos de encintado de la máquina:

**Tabla 2.6. Tiempos mínimos de encintado de la máquina enrolladora semiautomática**

Fuente: Propia

Antena	Tiempo (min)
MYPD75 o Cobalt	2.58
S10	1.79
Onix	3.05

- La Máquina debe producir mínimo las cantidades expresadas en la Tabla 2.7 según los reportes de demanda de la empresa, los pedidos difieren con respecto al movimiento del mercado automotriz en el Ecuador, estas medidas son obtenidas del reporte mensual de GTS en encintado de antenas.

**Tabla 2.7. Cantidades de producción de abril**

Fuente: Departamento de producción GTS.

Antena	Cantidad (Mensual)
MYPD75 o Cobalt	5000
S10	3000
Onix	5000

- Dimensiones
- Peso
- Número de días sin incidentes o accidentes laborales en el uso de la máquina
- Módulo de encintado desmontable

- Implementación de HMI
- Tiempo de para por mantenimiento
- Tiempo de adquisición de repuestos

### 2.5.3.3. Correlaciones

“Las correlaciones muestran las capacidades de cada característica técnica para satisfacer al cliente en cada una de las demanda”, según Riba [22], el análisis punto a punto entre las necesidades o deseos del usuario y la propuesta del diseñador ayuda a determinar en qué medida se van a satisfacer dichas demandas con respecto a las características técnicas elegidas, se tienen tres niveles: fuerte, mediano y débil. Cuyas ponderaciones y representaciones en el gráfico se muestran en la Tabla 2.8.

**Tabla 2.8. Evaluación técnica y símbolos en gráfico de correlaciones**

Fuente. Diseño para la calidad [22]

Niveles	Símbolo	Ponderación
Fuerte	⊙	9
Medio	○	3
Bajo	▽	1

### 2.5.3.4. Análisis de competencia

El análisis de competencia permite evaluar puntos en los que la empresa se encuentra en deficiencia y su competencia tiene ventaja, así como para el diseñador determinar si la competencia se encuentra con ventaja o no. También permite establecer los objetivos a cumplir de la empresa y en qué proporción se los necesita. “El índice de mejora que indica el grado de mejora que la empresa se propone para cada demanda” [22]. El factor de venta ( $FV_Q$ ) determina si los deseos o requerimientos son puntos fuertes en la venta. Los símbolos de los factores de venta se encuentran en la Tabla 2.9.

**Tabla 2.9. Factor de venta de demandas**

Fuente. Diseño para la calidad [22]

Símbolo	Ponderación
●	1.5

•	1.2
	1

La importancia muestra para la empresa que tan relevante es cumplir dicho deseo y se lo evalúa entre 1 y 5. El índice de mejora ( $IM_Q$ ) resulta de dividir el valor asignado a los objetivos para el valor del cumplimiento de la empresa, es decir, la empresa no cumple con un proceso óptimo de contabilización de antenas enrolladas, y el objetivo es hacerlo automático, en este caso el valor de la empresa es de 3, mientras que el objetivo es que sea 5, en este caso el índice de mejora sería de 1.6667, que es la razón en la que la máquina debe mejorar el proceso actual.

La ponderación ( $P_Q$ ) resulta de la ecuación (13):

$$P_Q = FV_Q * IM * Importancia \quad (13)$$

La incidencia de las características técnicas se las calcula realizando el sumatorio de las correlaciones por su respectiva ponderación en el análisis de competencia del usuario.

### 2.5.3.5. Compromisos técnicos

“El techo de la casa de la calidad contiene los distintos compromisos entre las características técnicas del producto que la empresa debe sopesar y decidir para situarse lo mejor posible en el mercado” [22]. Esto permite definir si cumplir uno de los deseos o requerimientos afecta o no al cumplimiento de otro. De esta forma se determinan relaciones conflictivas, tales como relaciones entre peso y dimensiones. Los compromisos técnicos tienen una simbología que se muestra en la Tabla 2.10.

**Tabla 2.10. Evaluación técnica y símbolos en gráfico de correlaciones**

Fuente. Diseño para la calidad [22]

Niveles	Símbolo
Muy positivo	⊙
Positivo	○
Negativo	×
Muy negativo	✖

En el Anexo C observamos la casa de la calidad con todos los análisis mostrados previamente, el resultado de la casa de la calidad indica que las demandas de: Culminar el proceso en menor tiempo al actual, Cumplir con la demanda mensual de GM-OBB y Visualizar las cantidades de producción tienen una ponderación de 17.4% siendo estas las más importantes para los usuarios y en los que hay que enfocar mayor esfuerzo por parte del diseñador. La incidencia de la característica técnica de la métrica de producción mensual tiene un mayor impacto, por lo que la disponibilidad de la máquina debe ser alta, implicando un mantenimiento corto y adquisición de repuestos nacionales como puntos fundamentales del diseño.

También se observan que las demandas básicas del usuario son:

- Culminar el proceso en menor tiempo al actual
- Cumplir con la demanda de GM-OBB
- Debe entrar en las mesas de la línea de producción designada
- Sistema de seguridad acorde a norma ecuatoriana

#### 2.5.4. NORMAS Y ESPECIFICACIONES DEL CLIENTE

Es el conjunto de características que guían el diseño y desarrollo de los requerimientos del cliente y los diferentes parámetros de la máquina como fuerza, dimensiones, vida útil, transporte, etc. Dichos parámetros y requerimientos se encuentran representados en la Tabla 2.11.

**Tabla 2.11. Especificaciones técnicas**

**Fuente:** Departamento de producción GTS.

<b>Empresa Cliente:</b> GTS (Global Telematic Solutions S.A)		<b>Producto: Máquina</b> enrolladora de antenas duales		<b>Fecha Inicial: 29/06/2017</b> <b>Última Revisión:</b> 12/08/2018	
<b>Empresa de Ingeniería:</b> Omar Argüello		MYPD75, Cobalt, S10 y ONIX			
<b>Especificaciones</b>					
<b>Concepto</b>	<b>Fecha</b>	<b>Propone</b>	<b>R/D</b>	<b>Descripción</b>	

Función	29/06/2017	C	R	Encintar antenas MYPD75, Cobalt, S10, y Onix de forma semiautomática.
	13/07/2017	D	R	Seleccionar mediante panel de control el proceso de encintado para antenas MYPD75, Cobalt, S10 u Onix.
	01/08/2017	C	R	Mecanismo no provoque algún daño en la antena
		D	R	Mostrar mediante HMI las variables del sistema
		D	R	Contabilizar el número de antenas realizadas para cambio de cinta.
D	R	Emitir una alarma sonora una vez finalizado el proceso de encintado		
Dimensión	29/06/2017	C	R	Encintado de 1581 mm de longitud entre la antena y el conector
	01/08/2017	C	R	Diámetro de cada cable: 5 mm
		C	R	Ancho máximo de la máquina: 1000 mm
		C	R	Longitud máxima de la máquina: 2000 mm
		D	R	Altura máxima de la máquina: 500 mm
		D	MR	Longitud máxima de la máquina: 2500 mm
	D	MR	Ancho máximo de la máquina: 1250 mm	
Movimiento	29/06/2017	C	D	Movimiento rotacional de la cinta

	13/07/2017	D	R	Movimiento lineal para la alimentación de la antena
Fuerzas	29/06/2017	D	R	Fuerza aplicada para encintar: 8 N
	13/07/2017	D	R	Fuerza aplicada para mover la cinta: 4 N
Materiales	29/06/2017	C	R	PET Fleece Tape
		C	R	Antena GPS/Penta – Band Cellular Adhesive
		C	R	Clip EWHART 17132
Señales y Control	29/06/2017	C	D	Panel de control con botonera
	01/08/2017	D	R	HMI para verificar variables del sistema
Transporte	29/06/2017	C	R	Acceso local: 2500 x 2000 mm
Vida útil	29/06/2017	C	R	En operación: 5 años; fiabilidad: 90%
Costes y Plazos	29/06/2017	C	R	Presupuesto: \$4000; plazo : 1 año
Aspectos Legales	29/06/2017	C	R	Cumplimiento de la norma GM1805
		C	C	Cumplir el reglamento de Seguridad y salud de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente de trabajo del Ecuador

**Propone:** C = Cliente; D = Diseño; F = Fabricación

**R/D:** R = Requerimiento; MR = Modificación Requerimiento; NR = Nuevo Requerimiento; D = Deseo; MD = Modificación Deseo

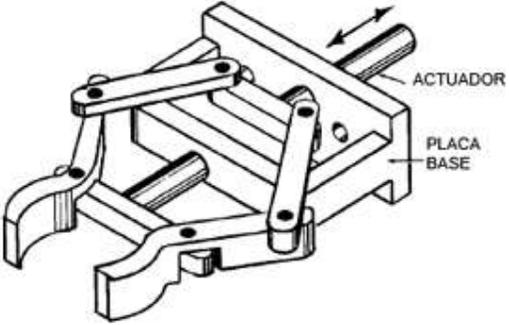
## 2.6. SOLUCIONES A LOS MÓDULOS

Existen varias opciones para dar vía a la obtención de cada módulo cumpliendo sus funciones a cabalidad, de las cuales se pueden tomar varios caminos para la consecución del proyecto, la voz del usuario y voz del ingeniero son indispensables para la toma de decisiones y comparación de los distintos parámetros a analizar en esta sección.

### 2.6.1. MÓDULO 1: COLOCAR Y ASEGURAR LA ANTENA

El posicionamiento de las antenas va a ser siempre manual ya que requieren primero de una etapa de encintado por parte del operador en los terminales de la antena como se explicó previamente, las soluciones que se dan en el Cuadro 2.1 muestran las alternativas a la sujeción de la antena.

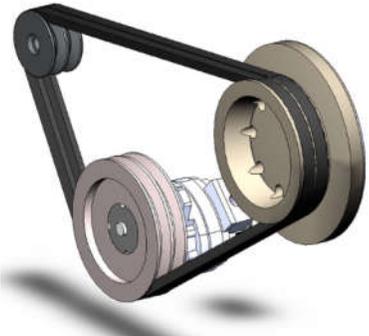
Cuadro 2.1. Soluciones al módulo 1

Representación	Función
 <p data-bbox="381 1339 683 1371">Figura 2.39. Soporte en Y</p>	<p data-bbox="829 1056 1360 1297"><b>Soportes en Y:</b> Colocar la cabeza de la antena ajustando mediante un pasador para evitar que se desprenda con dirección vertical al igual que los conectores.</p>
 <p data-bbox="332 1734 735 1766">Figura 2.40. Mecanismo de pinzas</p>	<p data-bbox="829 1486 1360 1623"><b>Mecanismo de Pinzas:</b> Tomar los extremos de la parte cableada de la antena y transportarlos.</p>

## 2.6.2. MÓDULO 2: ENCINTADO DE ANTENAS DUALES MYPD75, COBALT, S10 Y ONIX

El módulo de encintado presenta varias soluciones con respecto a la transmisión de movimiento del motor a la rueda giratoria en donde se encuentra acoplada la cinta, el mecanismo de encintado en sí debe tener un mismo ángulo en toda su extensión para cumplir el requerimiento de traslape al 50%. En el Cuadro 2.2 se muestran las opciones más económicas y de mayor facilidad de montaje.

Cuadro 2.2. Soluciones al Módulo 2

Representación	Función
 <p data-bbox="342 1115 711 1146"><b>Figura 2.41. Sistema de poleas</b></p>	<p data-bbox="821 747 1360 1087"><b>Sistema de poleas:</b> consiste en acoplar una polea al eje del motor y en paralelo la otra polea, que en este caso en específico sería la rueda en donde va acoplada la cinta y mediante bandas o cuerdas tensadas transmitir el movimiento del motor.</p>
 <p data-bbox="355 1562 701 1593"><b>Figura 2.42. Engranes rectos</b></p>	<p data-bbox="821 1266 1360 1556"><b>Engranes rectos:</b> se maquinan los dientes del engrane y mediante la relación de transmisión proporcionada por la relación de los dientes de cada uno se calcula la potencia requerida del motor.</p>

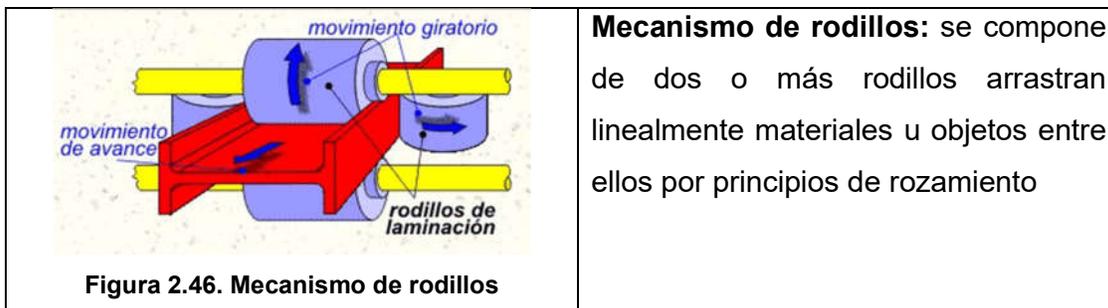
## 2.6.3. MÓDULO 3: MOVIMIENTO LINEAL DE LA ANTENA

Este mecanismo debe proporcionar un movimiento lineal de la antena a través de la rueda con la cinta, como se observó en el funcionamiento del prototipo, la tecnología que existe en la actualidad no contempla un mecanismo de alimentación

automático en máquinas enrolladoras de cable, sino que un operador corre los cables con sus manos y proporciona dicho movimiento como en la máquina KS-A200. También existen máquinas que corren los cables con mecanismos lineales y sujetándolos de diversas formas y guiando su movimiento mediante rodillos en diferentes posiciones para tensar el cable. En el Cuadro 2.3 se visualizan algunas opciones a ser tomadas en cuenta para el diseño.

**Cuadro 2.3. Soluciones al Módulo 3**

Representación	Función
 <p data-bbox="305 951 760 982"><b>Figura 2.43. Mecanismo tornillo-tuerca</b></p>	<p data-bbox="829 741 1351 930"><b>Mecanismo tornillo-tuerca:</b> son mecanismos de conversión del movimiento circular a lineal, utilizados en máquinas CNC.</p>
 <p data-bbox="362 1325 703 1356"><b>Figura 2.44. Cadena dentada</b></p>	<p data-bbox="829 1052 1351 1241"><b>Cadena dentada:</b> Utiliza dos ruedas dentadas a cierta distancia y sus dientes se acoplan en la cadena para transmitir el movimiento</p>
 <p data-bbox="358 1728 708 1759"><b>Figura 2.45. Piñón cremallera</b></p>	<p data-bbox="829 1423 1351 1665"><b>Piñón – cremallera:</b> Un engrane recto con el mismo módulo de una barra dentada proporciona el movimiento circular y mediante los dientes se transmite el movimiento lineal.</p>



#### 2.6.4. MÓDULO 4: CONTROL Y ACTIVACIÓN DE SEÑALES

La parte de control cumple uno de los factores más importantes de la máquina, de este módulo se extrañen y emiten todas las señales a los controladores de las diferentes partes de la máquina, sean estas de sujeción, transporte y encintado. En el Cuadro 2.4 se muestran las opciones viables para realizar el análisis respectivo.

**Cuadro 2.4. Soluciones al módulo 4**

Representación	Función
 <p><b>Figura 2.47. Controlador lógico programable (PLC)</b></p>	<p><b>PLC:</b> Más robusto a sistemas industriales y larga duración, utilizado generalmente para procesos de trabajo continuo y fácil conexión a un ordenador</p>
 <p><b>Figura 2.48. Pantalla táctil – interfaz HMI</b></p>	<p><b>Pantalla táctil – interfaz HMI:</b> tienen funciones de fácil manejo y visualización de las variables del sistema y de fácil programación.</p>



Figura 2.49. Botonera

**Botonera:** las señales se emiten al controlador mediante cambios de estado lógicos proporcionados por contactores dentro de los botones que permiten o no el paso de corriente a través de sus pines.



Figura 2.50. Sensor de proximidad

**Sensor de proximidad:** Miden la distancia lineal o desplazamiento lineal de forma automatizada.



Figura 2.51. Fin de carrera

**Fin de carrera:** son dispositivos eléctricos usados como interruptores para cambiar el estado lógico de una entrada del controlador.



Figura 2.52 Encoder

**Encoder:** es un dispositivo electromecánico que sirve para convertir la posición angular de un eje a un código digital.

 <p><b>Figura 2.53. Sensor de tensión mecánica</b></p>	<p><b>Sensor de tensión mecánica:</b> Comparan los valores de tensión entre los contactos exteriores y lo comparan con un valor medido en el centro para determinar la tensión de un cable u objeto.</p>
 <p><b>Figura 2.54. Sensor de corriente continua</b></p>	<p><b>Sensor de corriente continua:</b> mide la corriente de un sistema, se los utiliza para determinar la cantidad de energía que está consumiendo</p>

## 2.7. ANÁLISIS DE VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Ya determinadas las posibles alternativas para cada módulo, es necesario realizar un análisis de ventajas y desventajas para fundamentar la decisión a tomar, se muestra el Cuadro comparativo 2.5 para las alternativas a la solución del módulo 1.

**Cuadro 2.5. Cuadro Comparativo entre Ventajas y Desventajas a las Alternativas del Módulo 1**

Alternativa	Ventajas	Desventajas
Soporte en Y	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Actualmente el proceso utiliza estos soportes</li> <li>• Fácil adquisición del material</li> <li>• Fácil maquinado</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Requiere mantenimiento constante por desajuste de tornillos</li> <li>• Debido a la altura y material fleja con la tensión del cable</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sistema controlable por programación</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Costo más elevado por diseño y fabricación</li> </ul>

Sistema de pinzas	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Va acoplado directamente como componente mecánico al sistema de alimentación lineal.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mayor tiempo de implementación</li> </ul>
-------------------	--	--

El Cuadro 2.6 muestra la comparación entre las ventajas y desventajas del módulo 2 que comprende la transmisión de movimiento del motor de encintado a la rueda giratoria con la cinta acoplada.

**Cuadro 2.6. Cuadro comparativo entre ventajas y desventajas a las alternativas del módulo 2**

Alternativa	Ventajas	Desventajas
Sistema de poleas	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fácil adquisición</li> <li>• Costo reducido en comparación a maquinar engranes</li> <li>• Funcionamiento Silencioso</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La correa puede patinar y provocar mal acabado en el encintado</li> <li>• La potencia que puede transmitir es limitada</li> <li>• Mecanizar las poleas para soporte de cinta</li> </ul>
Engranes rectos	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pueden transmitir gran cantidad de potencia</li> <li>• Alta fiabilidad</li> <li>• Velocidad constante y estable.</li> <li>• Prototipo utilizaba este mecanismo y fidelizó la transmisión de movimiento en la cinta obteniendo un buen acabado.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alto costo de maquinado</li> <li>• No son recomendables para transmitir altas velocidades a menos que se lo haga mediante caja multiplicadora de velocidad.</li> </ul>

El Cuadro 2.7 identifica las ventajas y desventajas entre los distintos tipos de transformación de movimiento circular a lineal para la alimentación de la antena a través del orificio de la rueda con la cinta acoplada, el prototipo realizado previamente ya utilizó un mecanismo de tornillo-tuerca para la alimentación de la antena y presentó problemas en las oscilaciones del tornillo debido a la longitud del mismo y por consecuente niveles de vibración muy altos.

**Cuadro 2.7. Cuadro Comparativo entre Ventajas y Desventajas a las Alternativas del Módulo 3**

<b>Alternativa</b>	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Tornillos-tuerca	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sencillez de la estructura de soporte</li> <li>• Auto bloqueo</li> <li>• Prototipo utilizaba este mecanismo fidelizando el movimiento lineal en la antena y tensión en la misma</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bajas eficiencias de potencia</li> <li>• Alto costo de fabricación debido al recorrido del cajetín</li> <li>• Importación del tornillo de la longitud requerida</li> </ul>
Cadena dentada	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta durabilidad y fiabilidad</li> <li>• Fácil mantenimiento sin necesidad de acudir a un técnico especializado</li> <li>• Rápidas velocidades</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alto costo de implementación por fabricación</li> <li>• Necesidad de desmontar módulo para mantenimiento</li> </ul>
Piñón cremallera	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta fiabilidad</li> <li>• Transmisión precisa</li> <li>• Transmite potencias elevadas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Necesita constante lubricación</li> <li>• Elevado costo de fabricación debido al recorrido del cajetín para la cremallera</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Permite el desplazamiento de objetos sobre su</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Constante calibración debido a los requerimientos de</li> </ul>

Mecanismo de rodillos	<p>superficie cuando se le aplica un movimiento rotatorio</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Fácil mecanizado</li> <li>• Fácil aplicación de recubrimiento que permita aumentar el coeficiente de fricción acorde al material de la cinta aplicable en la superficie lisa</li> <li>• Fácil mantenimiento</li> </ul>	<p>fidelidad de la transmisión de movimiento</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Desmontable para cambio de recubrimiento</li> </ul>
-----------------------	---	---

El Cuadro 2.8 identifica las ventajas y desventajas de los componentes electrónicos, considerando las características de cada uno. Uno de los requerimientos para la presentación del proyecto de titulación consiste en utilizar un PLC y su respectiva HMI, en este análisis se toma en cuenta algunas marcas disponibles en el mercado ecuatoriano para cumplir el requerimiento del cliente para los repuestos y la compatibilidad de los componentes, los sensores y la adquisición de datos de los mismos tendrá que ser tomada en cuenta en el capítulo de diseño electrónico de la máquina.

**Cuadro 2.8. Cuadro comparativo entre ventajas y desventajas a las alternativas del módulo 4**

Alternativa	Ventajas	Desventajas
PLC	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Estable para trabajo continuo en ambientes industriales</li> <li>• Soporte técnico Garantizado</li> <li>• Salidas para relés</li> <li>• Fácil programación y comunicaciones con HMI</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alto costo</li> <li>• Necesidad de protecciones de carácter industrial, aumentando el diseño del circuito</li> </ul>

	establecidas en programas	
Pantalla táctil – interfaz HMI	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Permite visualización del estado de las variables de la máquina</li> <li>• Fácil programación por comunicaciones con PLC ya establecidas en los programas</li> <li>• Fácil manejo</li> <li>• Vienen integradas con botoneras que facilitan la programación</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alto costo</li> <li>• Alta probabilidad de requerir importación</li> </ul>
Botonera	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bajo costo</li> <li>• Fácil lectura en la programación</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Necesita circuitos de acople para evitar rebotes</li> <li>• Aumento en cableado y necesidad de organizar entradas y salidas</li> </ul>
Sensor de proximidad	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta fiabilidad en la lectura de distancias</li> <li>• Fácil lectura de las distancias en programación con microcontroladores</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Costo más elevado que implementar fines de carrera</li> <li>• Calibración y pruebas constantes de funcionalidad</li> <li>• Circuito de adquisición de datos</li> </ul>
Fines de carrera	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Económico</li> <li>• Fácil lectura en la programación por cambio de estado lógico</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Necesita circuitos de acople para evitar rebotes</li> </ul>

		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aumento en cableado y necesidad de organizar entradas y salidas</li> </ul>
Encoder	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta fiabilidad</li> <li>• Fácil manejo de la señal del sensor</li> <li>• Fácil acople al eje del motor mediante polea</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alto costo</li> <li>• Necesita más espacio en el eje de salida para acoplar la polea</li> </ul>

Los motores de cada módulo pueden ser de dos configuraciones: motores a paso o motores DC, en el Cuadro 2.9 se muestra una comparación de las ventajas y desventajas del uso de estos motores.

A continuación, se tiene una tabla comparativa para la selección de PLC, se toman en cuenta los siguientes criterios:

- Número de entradas y salidas
- Fuente de poder
- Comunicaciones con HMI y PC
- Disponibilidad en el mercado

**Cuadro 2.9. Cuadro comparativo entre ventajas y desventajas de motores**

<b>Alternativa</b>	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Motores a pasos	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Utilización de módulos de potencia para uso de controladores industriales</li> <li>• Requiere una sola salida en la programación para variar la velocidad mediante PWM</li> <li>• Preciso control de posición</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Velocidades limitadas</li> <li>• Módulos de potencia tienen costos elevados</li> <li>• No se los consigue fácilmente cuando son de potencias mayores a las usuales en aplicaciones pequeñas</li> </ul>

	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se puede controlar mediante lazo abierto.</li> </ul>	
Motores DC	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Maneja velocidades y potencias altas</li> <li>• Puede levantar cargas elevadas debido a su alto par de torsión</li> <li>• Control por PWM desde el controlador hacia un módulo de potencia</li> <li>• Fácil manejo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Requiere de un encoder para saber la posición en la que está.</li> <li>• Control requiere lazo cerrado</li> <li>• Programación aumenta debido a controlador de lazo cerrado</li> </ul>

Al ser un grado de automatización bajo, en comparación a otros procesos industriales, se analizan las series:

- Micro830 de Allen Bradley
- MicroLogix 1100 de Allen Bradley
- Logo de Siemens
- Simatic S7-200 de Siemens

La Tabla 2.12 compara las características arriba mencionadas, con su respectiva serie y número de catálogo, los precios en los Estados Unidos son tomados de los distribuidores eBay, para envíos dentro del país, a esto se le aumenta la gestión que se deba realizar para traer el paquete desde dicho país.

**Tabla 2.12. Características técnicas para selección de mini PLC**

**Fuente:** Catálogos Logo! [23], S7-200 [24], Micro800 [25] y MicroLogix [26]

PLC	Micro830 2080-LC30- 16QWB	MicroLogix 1100 1763-L16AWA	Logo 230RCE	S7-200 CPU 222 AC/DC/RELÉ
<b>NÚMERO DE E/S</b>	10 entradas 6 salidas	10 entradas 6 salidas	8 entradas 4 salidas	8 entradas 6 salidas

<b>FUENTE DE ALIMENTACIÓN</b>	24 VCC	120/240 VCA 24 VCC	115/240 VCA	85-265 VCA
<b>COMUNICACIONES</b>	USB 2.0 RS232/RS485	RS232/RS485 Ethernet DH-485	Ethernet	RS485 Ethernet
<b>DISPONIBILIDAD</b>	USA	USA	ECUADOR USA	ECUADOR USA
<b>PRECIO</b>	\$190	\$370	\$151 \$190	\$300 \$169

## 2.8. MATRIZ MORFOLÓGICA

La matriz morfológica ayuda a visualizar los diferentes caminos entre las alternativas seleccionadas previamente, cabe resaltar que cada PLC tiene al menos un HMI que es compatible con su sistema en particular. La Figura 2.55 muestra los posibles caminos de diferentes colores para su diferenciación.

### 2.8.1. ALTERNATIVA 1

El usuario ingresa el número de secuencia mediante el HMI LOGO! TDE, compatible con el controlador lógico LOGO! 230RCE, la botonera es para funciones especiales como enrollado manual, posicionamiento de la cinta para cambio, paro de emergencia, tensado de la cinta manual, etc., una vez definida la antena a enrollar el sistema se posiciona para colocar la cinta en los soportes en Y, finalizado este proceso pulsar el botón de inicio y se efectuará el posicionamiento de los rodillos de tensado de la máquina mediante el Mecanismo de Rodillos que están conectados con motores a paso para controlarlos mediante lazo abierto, que avanzará hasta que los fines de carrera ubicados en los cajetines emitan la señal de paro, el mecanismo de rodillos entra en funcionamiento hasta que la tensión en esté correcta. El operador coloca el primer punto de la cinta y presiona el botón de proceso, los engranes rectos entran en funcionamiento y la cinta apoyada en el soporte en conjunto con uno de los engranes efectúa el movimiento circular proporcionando el recubrimiento a la antena.

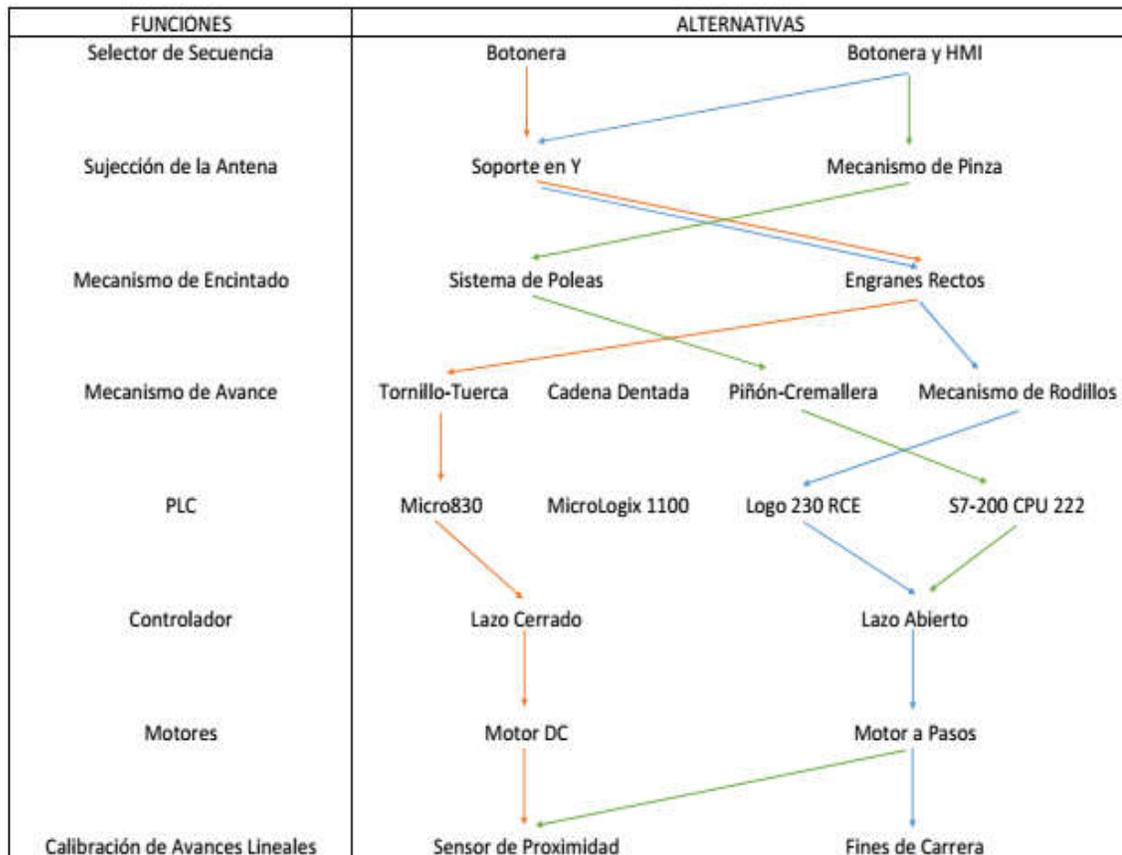


Figura 2.55. Matriz morfológica

Fuente: Propia

En donde:

- Alternativa 1 →
- Alternativa 2 →
- Alternativa 3 →

### 2.8.2. ALTERNATIVA 2

El usuario ingresa el número de secuencia únicamente mediante la botonera, una vez definida la antena a enrollar el sistema se posiciona para colocar la cinta en los soportes en Y, se coloca la cinta y el botón de tensado, el mecanismo tornillo-tuerca empieza su funcionamiento en modo de tensado, este mecanismo es impulsado por un motor DC, por lo que se requiere un control en lazo cerrado para sincronizar las velocidades de avance y encintado, además de un sensor de proximidad para determinar la longitud a la que debe el cajetín empezar este proceso de tensado,

avanza lentamente hasta que la tensión de la antena sea efectiva. Para el control se utiliza un Micro830 que tiene incorporados bloques de función PID, este controlador emite la señal de inicio una vez que el operador coloque el punto de partida en la antena, los engranes rectos entran en funcionamiento y la cinta recubre la antena en su totalidad hasta que el cajetín presiona el fin de carrera y emite la señal de paro, se corta la cinta manualmente y se retira la antena.

### **2.8.3. ALTERNATIVA 3**

La botonera y HMI Pro-Face GP37W2-BG41, compatible con el min PLC Siemens S7-200 CPU 222, son los medios de ingreso de datos y parámetros del usuario al sistema, de esta forma selecciona la antena a enrollar y el sistema piñón cremallera impulsado por un motor a pasos se posiciona en el punto de inicio, el mecanismo de pinza se desactiva y se coloca, asegura la cinta activando otra vez la pinza para cerrarla sin que dañe la antena, el controlador es de lazo abierto por el uso de motores a pasos. Inicia el movimiento de tensión con un tiempo determinado de activación, se inicia el mecanismo de enrollado que funciona en base a un sistema de poleas, en la que está acoplado el soporte de la cinta y recubre la antena.

### **2.8.4. MATRIZ DE RESIDUOS PONDERADOS**

La matriz de residuos ponderados busca, mediante ciertos criterios de evaluación, calcular un valor relativo entre las alternativas escogidas por el diseñador, y en base a esto seleccionar la alternativa con mejores resultados en la consecución del proyecto.

El método ordinal corregido de criterios ponderados “clasifica por orden las diferentes soluciones alternativas para cada criterio” [59]. En la mayoría de proyectos, es suficiente con conocer el orden de preferencia de las soluciones para emitir un juicio de selección, es por ello que se usa este método sin evaluar los parámetros de cada propiedad [59]. Se ingresan en unas tablas los criterios para confrontarlos con los demás criterios asignándoles los valores mostrados en la Tabla 2.13:

**Tabla 2.13. Valores de criterios para el método ordinal de criterios ponderados**

Fuente: Métodos de evaluaciones de soluciones [27].

Valor	Descripción
1	Si el criterio de las filas es mejor que el de las columnas
0.5	Si el criterio de las filas es equivalente al de las columnas
0	Si el criterio de las filas es inferior que el de las columnas

Posteriormente se realiza la suma de dichos valores asignados con respecto a los demás criterios y se le suma una unidad para evitar que el criterio menos significativo sea nulo, y en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio.

Las alternativas deben tener características importantes y ser diferenciables entre sí, de otra manera, el análisis será ambiguo, los criterios para la evaluación deben ser técnicos y verificables al finalizar la etapa de construcción y pruebas, se toman en cuenta los requerimientos principales del usuario para definir la mejor opción en base a las necesidades o características principales que satisfacen los deseos del usuario, estas características se toman de la voz del usuario, estudiado previamente, de las cuales se toman las críticas o de mayor importancia (catalogadas como básicas en la casa de la calidad):

- Debe culminar una antena con menor tiempo del que actualmente se demoran los operadores
- Debe cumplir las demandas mensuales de GM-OBB
- Debe entrar en las mesas de la línea de producción designada
- Sistema de seguridad que cumpla con el “Reglamento de seguridad y salud de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente de trabajo”.
- Accesorios de repuesto nacionales

También se toma en cuenta la característica de “adquirir accesorios de repuestos nacionales”, debido a que la mantenibilidad es un parámetro de alta importancia para la disponibilidad de la máquina y repercute en el cumplimiento de las demandas mensuales de GM-OBB, como se muestra en la casa de la calidad, el tiempo de para por mantenimiento tiene un efecto negativo sobre el cumplimiento de la métrica, por lo es un criterio de evaluación válido.

Los criterios de evaluación por consiguiente serán:

- a) Fiabilidad: alta fiabilidad, ya que el correcto funcionamiento de los mecanismos permite al operador culminar el proceso de enrollado sin malgastar tiempo en enmendaduras o repeticiones.
- b) Seguridad: alto grado de seguridad, ya que la máquina va a ser operada por humanos y su funcionamiento debe estar regido al reglamento de seguridad y salud de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente de trabajo
- c) Dimensiones: dimensiones reducidas, ya que el anterior prototipo ocupaba una mesa completamente debido a la longitud del mecanismo de avance.
- d) Mantenimiento: Fácil mantenimiento y adquisición de repuestos en el mercado nacional, ya que la disponibilidad de la máquina afecta directamente a los cuadros de producción mensual y requerimientos de GM-OBB.

#### 2.8.4.1. Evaluación del peso específico de cada criterio

Debido a las constantes auditorías y previniendo al operador de cualquier incidente o accidente laboral, el aspecto de seguridad es primordial en el diseño, siendo este criterio mayor a los demás especificados.

El mantenimiento y la fiabilidad van de la mano, se los toma con una importancia igual ya que están correlacionados, si se da un buen mantenimiento a la máquina la fiabilidad de los mecanismos será también favorable para el proceso y la disponibilidad de la máquina será adecuada para cumplir las demandas de GM-OBB.

Las dimensiones vienen en último lugar debido a que es un aspecto con el cual se pueden tener variaciones en el diseño, de esta manera se realiza la evaluación del peso específico de cada criterio como se muestra en la Tabla 2.14.

Tabla 2.14. Evaluación del peso específico por criterios

Fuente: Propia

#### **SEGURIDAD > MANTENIMIENTO = FIABILIDAD > DIMENSIONES**

Criterios	Seguridad	Mantenimiento	Fiabilidad	Dimensiones	$\Sigma + 1$	Ponderación
<b>Seguridad</b>		1	1	1	4	0.40
<b>Mantenimiento</b>	0		0.5	1	2.5	0.25
<b>Fiabilidad</b>	0	0.5		1	2.5	0.25
<b>Dimensiones</b>	0	0	0		1	0.10
				<b>SUMA</b>	10	1

### 2.8.4.2. Evaluación de alternativas por criterios

Es necesario evaluar cada alternativa con respecto a los criterios planteados, bajo las mismas valoraciones de la Tabla XIII, si una alternativa tiene un mayor o menor beneficio con respecto a un criterio confrontando las alternativas entre si repercutirá en las ponderaciones que tenga cada alternativa, y que ayudará posteriormente a seleccionar la alternativa más viable con respecto a los criterios.

#### 2.8.1.1.1. Evaluación del peso específico: seguridad

La seguridad de la máquina implica que tan expuestos están los mecanismos y en qué medida se puede reducir su exposición con el operador y la intervención del mismo en dichos procesos. La Tabla 2.15 muestra la evaluación por el criterio de Seguridad de cada alternativa.

**Tabla 2.15. Evaluación del peso específico del criterio seguridad**

Fuente: Propia

#### **ALTERNATIVA 1 > ALTERNATIVA 2 > ALTERNATIVA 3**

SEGURIDAD	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0.50
Alternativa 2	0		1	2	0.33
Alternativa 3	0	0		1	0.17
			SUMA	6	1

La alternativa 1 es más segura porque no usa el mecanismo de pinza, en comparación a la alternativa 3, este mecanismo está totalmente expuesto y en constante contacto con el operador. Con respecto a la alternativa 2, el mecanismo de rodillos implica un menor peligro al piñón cremallera, que tiene dientes está medianamente expuesto al operador por su recorrido.

#### 2.8.1.1.2. Evaluación del peso específico: fiabilidad

La fiabilidad obtenida en los cuadros comparativos de ventajas y desventajas en los módulos de encintado y de alimentación de la antena, dan una clara descripción de que mecanismos tienen mayor o menor fiabilidad, recordando los datos obtenidos en dicho cuadro el mecanismo por engranes rectos tiene mayor fiabilidad que el

sistema de poleas, así como el piñón cremallera al igual que el mecanismo tornillo-tuerca tendrán mayor fiabilidad que el mecanismo de rodillos, con respecto al uso de motores, los motores a pasos tienen mayor fiabilidad sin necesidad de un control realimentado, por lo que tendrá mayor ponderación que un motor DC. De igual forma, los fines de carrera proporcionan una señal sin necesidad de analizar datos como en el caso de los sensores de proximidad que debido al movimiento de los cajetines puede producir lecturas erróneas en el sensor, por lo que tendrán mayor fiabilidad los fines de carrera, en la Tabla 2.16 se muestra la evaluación por el criterio de fiabilidad.

**Tabla 2.16. Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad**

Fuente: Propia

**ALTERNATIVA 1 > ALTERNATIVA 2 = ALTERNATIVA 3**

FIABILIDAD	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0.50
Alternativa 2	0		0.5	1.5	0.25
Alternativa 3	0	0.5		1.5	0.25
			SUMA	6	1

La alternativa 1, a pesar de que presenta el mecanismo de rodillos tiene también la implementación de Engranos Rectos para el mecanismo de encintado, uso de motores a pasos y fines de carrera, que con respecto a la alternativa 2 carecen de fiabilidad. Es más fiable que la alternativa 3 también porque esta utiliza un sistema de poleas y sensores de proximidad, es decir, mientras que en la alternativa 1 se tiene un punto en contra de la fiabilidad (mecanismo de rodillos), en la alternativa 2 y 3 se tienen 2 o más puntos en contra, por lo que se considera más fiable. La alternativa 2 y 3 tienen igual peso en la fiabilidad ya que el mecanismo de pinza utilizado en la alternativa 3 es más fiable que soporte en y pero utiliza el sistema de poleas que se contra resta con el uso de engranes rectos en la alternativa 2, ambos usan mecanismos altamente fiables para el avance lineal de la antena y ambos usan también el sensor de proximidad.

**2.8.1.1.3. Evaluación del peso específico: mantenimiento**

El mantenimiento juega un papel importante el diseño de la máquina enrolladora de antenas duales, algunos mecanismos son fáciles de conseguir en el mercado

ecuatoriano, lo que eleva su característica de rápido mantenimiento, mientras que la reposición de ciertos elementos electrónicos impide otorgar esta característica a algunas alternativas, el estudio de dichos puntos se evidencian en la Tabla 2.17.

**Tabla 2.17. Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento**

Fuente: Propia

**ALTERNATIVA 1 = ALTERNATIVA 3 > ALTERNATIVA 2**

MANTENIMIENTO	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa 1		1	0.5	2.5	0.42
Alternativa 2	0		0	1	0.16
Alternativa 3	0.5	1		2.5	0.42
			SUMA	6	1

La alternativa 1 y a alternativa 3 tienen componentes electrónicos que se consiguen fácilmente en el mercado ecuatoriano, los PLC Siemens son altamente utilizados en la industria ecuatoriana y son de precio moderado por su aplicación a control de máquina independiente, ambos funcionan con el sensor de corriente continua que se consigue en las tiendas electrónicas regulares, mientras que el sensor de tensión célula de carga hay que importarlo y su costo es alto, por eso estas dos alternativas tienen el mismo peso en mantenimiento y mayores a la alternativa 2, que además usa el mecanismo tornillo-tuerca, el tornillo para la longitud requerida debe ser fabricado, no existen empresas ecuatorianas que importen este tipo de elementos mecánicos por lo que el tiempo de mantenimiento se expande.

**2.8.1.1.4. Evaluación del peso específico: dimensiones**

La restricción de dimensiones por parte del usuario permite que la máquina utilice un sistema de transmisión tal como tornillo-tuerca y piñón-cremallera para la alimentación de la antena, dicha dimensión de longitud es de 2000 mm, con lo que puede existir la probabilidad de usar estos mecanismos, sin embargo, el mecanismo de rodillos utiliza un espacio mucho menor, tomando estas consideraciones se muestra en la Tabla 2.18 la evaluación por dimensiones.

La alternativa 2 y 3 usan los mecanismos de tornillo-tuerca y piñón-cremallera que utilizan un espacio mucho mayor con respecto al mecanismo de rodillos, por esta razón la alternativa 1 es mejor con respecto al criterio de dimensiones que las otras dos alternativas, sin embargo la alternativa 2 y 3 tienen iguales condiciones y entran al análisis de esa forma.

**Tabla 2.18. Evaluación del peso específico del criterio dimensiones**

Fuente: Propia

**ALTERNATIVA 1 > ALTERNATIVA 2 = ALTERNATIVA 3**

DIMENSIONES	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0.50
Alternativa 2	0		0.5	1.5	0.25
Alternativa 3	0	0.5		1.5	0.25
			SUMA	6	1

### 2.8.4.3. Esquema de solución

Estos valores obtenidos en las tablas de evaluación permiten al diseñador seleccionar la alternativa que cumpla mayoritariamente con los requisitos del usuario, tras comparar todos los criterios entre sí y por cada criterio las alternativas, la que tenga mayor ponderación será la que mayor efectividad tenga sobre las necesidades y satisfacción del usuario, en la Tabla 2.19 se muestran las conclusiones y se visualiza la alternativa con mayor ponderación.

**Tabla 2.19. Tabla de conclusiones para selección de alternativas**

Fuente: Propia

**SEGURIDAD > MANTENIMIENTO = FIABILIDAD > DIMENSIONES**

CONCLUSIONES	Seguridad	Mantenimiento	Fiabilidad	Dimensiones	$\Sigma$	Prioridad
Alternativa 1	0.5*0.40	0.5*0.25	0.42*0.25	0.5*0.10	0.48	1
Alternativa 2	0.33*0.40	0.25*0.25	0.16*0.25	0.25*0.10	0.265	2
Alternativa 3	0.17*0.40	0.25*0.25	0.42*0.25	0.25*0.10	0.258	3
				SUMA	1	

## 2.9. SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

El método cardinal de los residuos ponderados arrojó una alternativa muy por arriba de las demás alternativas, teniendo esta prioridad 1 con un valor ponderado casi del doble de las otras dos alternativas, a continuación, se realiza una breve descripción de los elementos a usarse en el diseño de la máquina enrolladora de antenas duales.

- LOGO! TDE que se lo visualiza en la Figura 2.56, HMI compatible con el PLC LOGO 8.



**Figura 2.56. LOGO TDE**

**Fuente:** Logo TDE Manual. [28]

- Controlador lógico LOGO 230 RCE.
- Tren de engranes rectos en mecanismo de encintado
- Mecanismo de rodillos móvil
- Mecanismo tornillo-tuerca para ajustar o desajustar el mecanismo de rodillos
- Fines de carrera para determinar el recorrido de los cajetines
- Motores a pasos
- Módulos de potencia para motores a pasos
- Control de lazo abierto
- Soportes o guías tipo Y

## **CAPÍTULO III**

# **DISEÑO MECATRÓNICO DE LA MÁQUINA ENCINTADORA DE CABLES**

Este capítulo trata sobre el diseño y memoria técnica que muestre un proceso claro y conciso previo a la obtención de la máquina y que especifica los pasos realizados con el fin de asegurar el correcto funcionamiento y cumplimiento de los objetivos del proyecto.

La máquina debe contar con un sistema de ajuste que permita tensar el cable que se pretende encintar, este mecanismo debe asegurar que el proceso no deje tramos en el cable que no sean encintados correctamente, es decir, que la cinta se adhiera completamente al elemento.

También se debe diseñar un mecanismo de alimentación de cable continuo, es decir, un mecanismo que permita recorrer el cable automáticamente a través del mecanismo de encintado en movimiento lineal, este mecanismo debe asegurar de igual manera la correcta tensión y velocidad de alimentación del cable, que debe estar sincronizada a la velocidad del mecanismo de encintado con la finalidad de cumplir el requerimiento de un 50% de traslape con la cinta.

El mecanismo de encintado está basado en una transmisión por engranajes con un agujero pasante en el centro de la corona, esto con la finalidad de asegurar el movimiento circular en todo momento mientras la antena se encuentra en movimiento lineal.

La máquina debe tener secuencias automáticas que son programadas mediante un PLC y que aseguren la correcta distancia de encintado en el cable, este sistema electrónico integra todos los dispositivos que son utilizados para el control de la máquina, sean estos: botones, luces piloto, HMI, fines de carrera, sensores, motores y todo aquello que sea controlado mediante señales eléctricas, a esto se calcula la corriente y voltaje necesario dimensionando la fuente de alimentación y consumo que tiene en las jornadas de trabajo.

El prototipo de la máquina enrolladora de antenas duales (Figura 5) muestra inconvenientes en el mecanismo lineal de alimentación ya que al usar un tornillo de

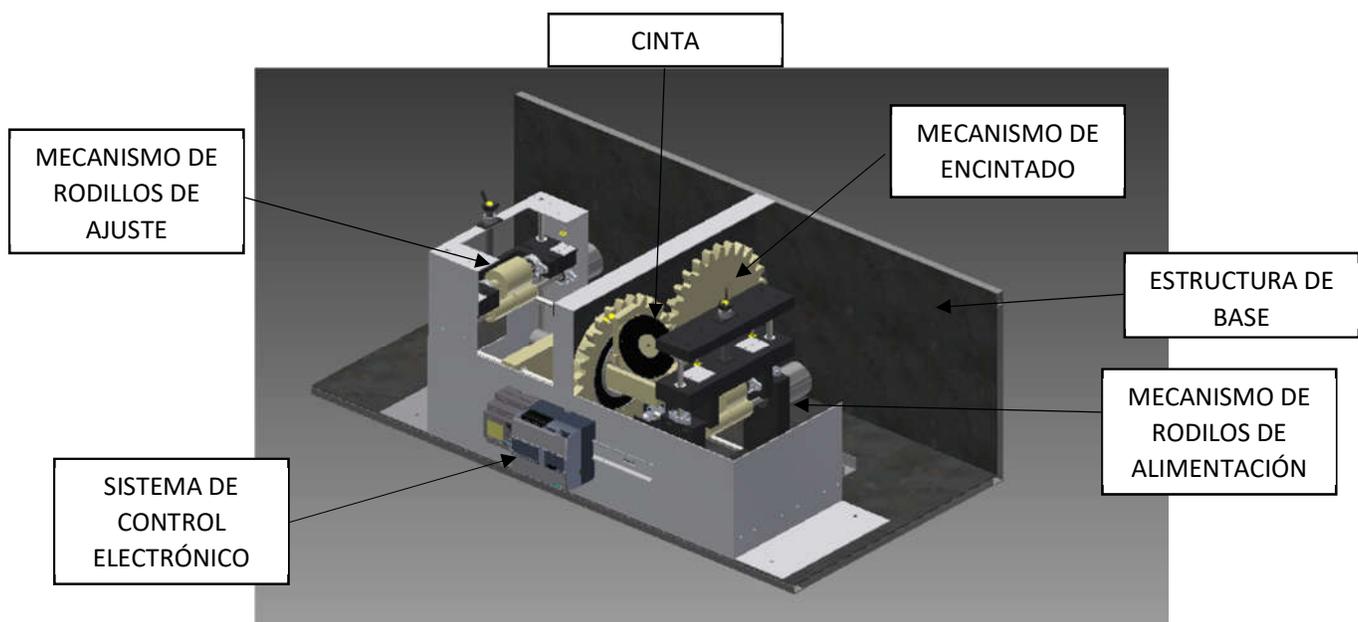
potencia requiere una longitud al doble de la máxima distancia de encintado, en este caso la restricción se representaba mediante el dato de distancia de encintado.

### 3.1. BOSQUEJO

El bosquejo de la máquina se lo realiza en INVENTOR con Licencia estudiantil versión 2016, software utilizado en ingeniería para análisis de cargas, simulación de movimientos con el fin de visualizar las ideas plasmadas y alternativas escogidas en el capítulo dos de este documento.

La propuesta se basa en mejorar el mecanismo de alimentación de antenas, y que a nivel de seguridad para el operador, cuente con mayores precauciones y seguros que permitan el continuo trabajo y disminuya los riesgos laborales en el uso diario de la máquina.

El prototipo de la máquina se presenta en la Figura 3.57:



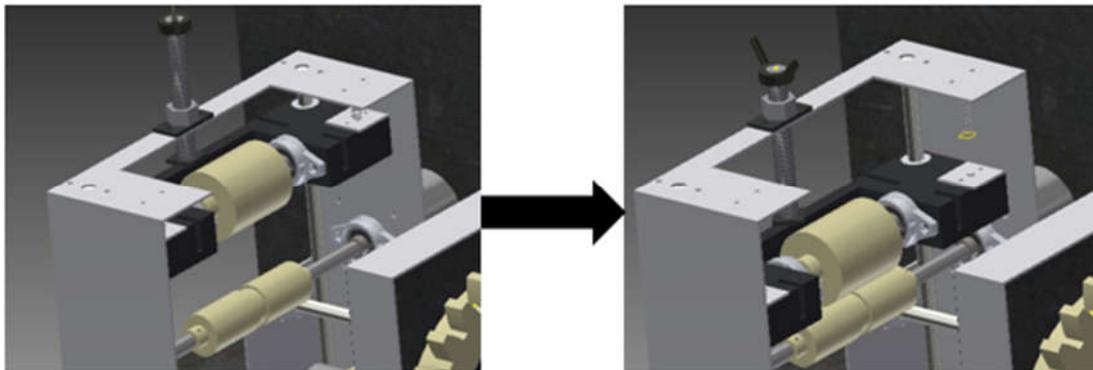
**Figura 3.57. Bosquejo de la máquina enrolladora**

**Fuente:** Propia

En el bosquejo se aprecian los siguientes mecanismos:

- Mecanismo de rodillos de ajuste:

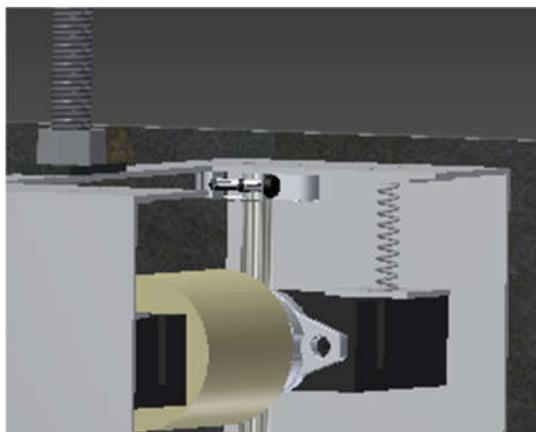
Está compuesto por dos guías cilíndricas que permiten el movimiento de un cajetín en el eje vertical, eso con la finalidad de ajustar a mano la antena mediante un tornillo tipo prensa como se muestra en la Figura 3.58.



**Figura 3.58. Visualización de ajuste manual de rodillo presor**

Fuente: Propia

El mecanismo cuenta con dos guías ubicados en las esquinas de los cajetines, como se evidencia en la Figura 3.59, que permiten que los cajetines regresen a su posición inicial verticalmente.

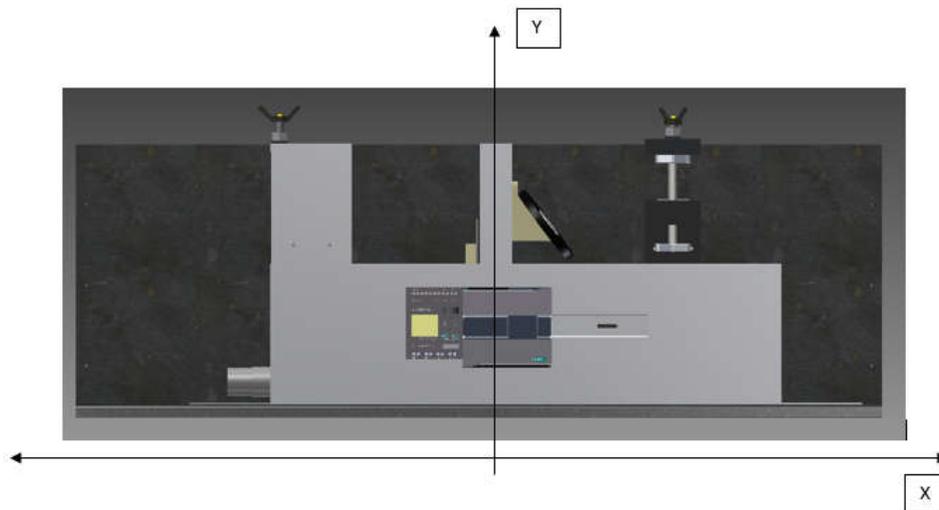


**Figura 3.59. Resortes en cajetines para retorno.**

Fuente: Propia

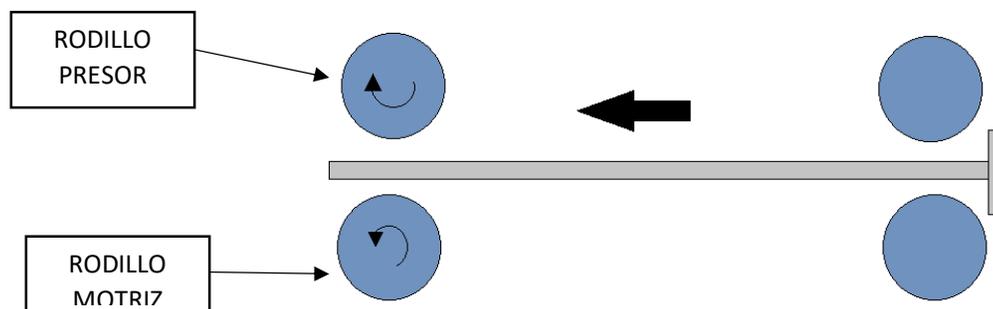
Debajo de este rodillo presor se encuentra el rodillo motriz que tensa el cable, este rodillo se acopla a un motor a pasos con el que se ejerce el torque sobre la antena que está prensada en ambos rodillos, en la Figura 3.60 se muestra una referencia de los ejes a utilizarse en la explicación de su funcionamiento.

Este mecanismo ejerce un movimiento lineal en el eje X hacia la izquierda, el rodillo motriz gira en sentido anti horario, como se muestra en la Figura 3.61, mientras que el rodillo presor girará en sentido horario debido al contacto con la antena.



**Figura 3.60. Sistema de referencia**

Fuente: Propia



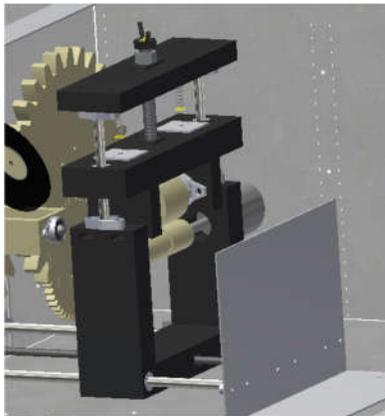
**Figura 3.61. Representación de movimiento en mecanismo de rodillos de ajuste en tensión.**

Fuente: Propia

- Mecanismo de rodillos de alimentación

El mecanismo de rodillos de alimentación es el encargado de proporcionar el movimiento continuo durante el proceso de encintado, y manejar la velocidad adecuada para preservar los requerimientos del cliente. Tiene el mismo funcionamiento de ajuste de rodillo presor, con la particularidad de que este mecanismo en su totalidad se mueve sobre el eje X, para otorgarle facilidad al operador de ingresar la antena por medio de ambos rodillos en una zona alejada de

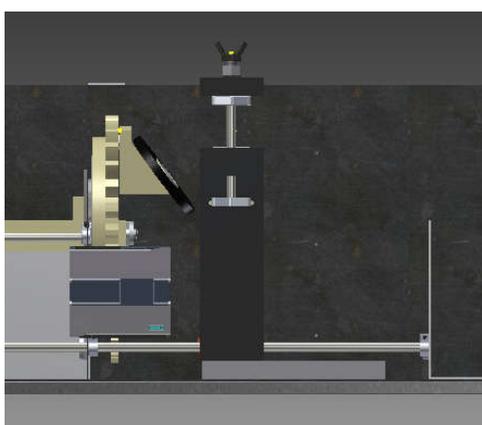
los engranes en el mecanismo de encintado. En la Figura 3.62 se muestra el mecanismo de rodillos.



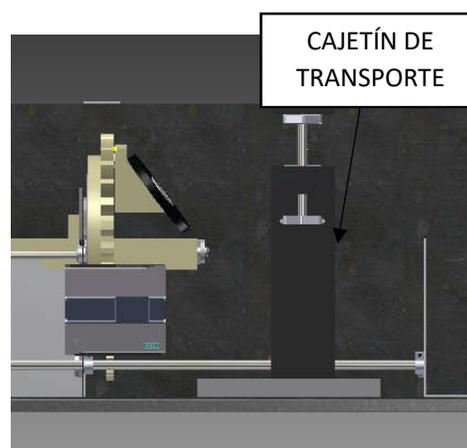
**Figura 3.62. Mecanismo de rodillos para alimentación de antena**

Fuente: Propia

Como se menciona previamente, este mecanismo se desplaza sobre el eje X para darle la facilidad al operario a ingresar la antena a través de los rodillos sin mayor complicación y evitando su contacto con los engranes, cuando la antena ha cruzado por el mecanismo de alimentación y el otro extremo colocado sobre el “cajetín de transporte” (señalado en la Figura 3.63), el operario debe presionar un botón para llevar ese extremo de la antena a través del mecanismo de encintado, con ese mismo comando y actuando con el mismo tornillo de desplazamiento, el mecanismo se coloca en posición de trabajo.



a) Posición de trabajo para máquina

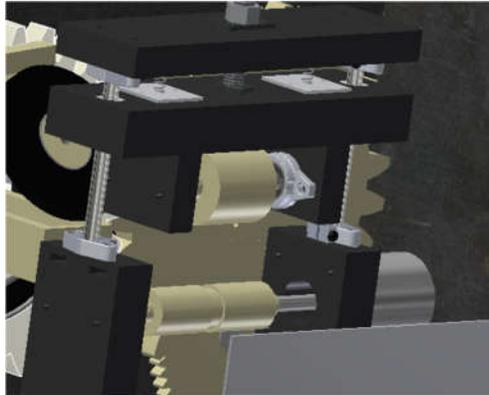


b) Posición en que el operador ingresa la antena

**Figura 3.63. Posiciones de trabajo en mecanismo para alimentación de antenas**

Fuente: Propia

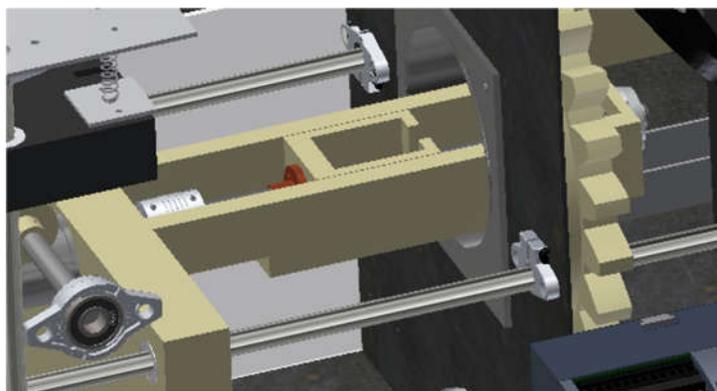
El operador pasa el cable a través de los rodillos cuando se encuentran en la posición mostrada en la Figura 3.64, una vez pasado el primer extremo se lo coloca en el cajetín de transporte y se activa la primera secuencia.



**Figura 3.64. Espacio para ingreso de antena en mecanismo de alimentación**

Fuente: Propia

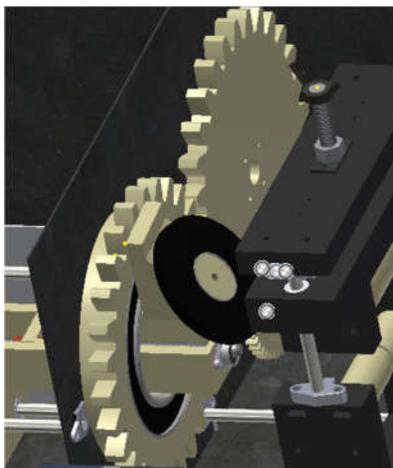
El cajetín de transporte tiene un mecanismo agregado en el que se considera un recorrido extra del extremo del cable para el fácil manejo del operador, como se muestra en la Figura 3.65, existe una riel en el cajetín para desplazar dicho extremo lo más alejado de la plancha base en donde se encuentran los engranes, y en donde se considera que el operador puede manipular de mejor manera el cable, una vez realizado este proceso se pasa el extremo del cable por el mecanismo de rodillos de ajuste y empieza la tensión del cable.



**Figura 3.65. Cajetín de transporte con riel incorporado para colocar extremo de la antena**

Fuente: Propia

Por último, el mecanismo de encintado cuenta con un tren de engranes para multiplicar el torque de salida del motor y asegurar el funcionamiento del encintado, se acopla la cinta mediante una pieza “Soporte de Cinta” y esta gira continuamente alrededor del cable, envolviendo el cable mientras este se encuentra en movimiento lineal pasando por el centro del engrane, como se muestra en la Figura 3.66.



**Figura 3.66. Mecanismo de encintado por engranajes**

Fuente: Propia

### 3.2. DISEÑO MECÁNICO

Para efectuar el cálculo de los momentos y fuerzas que actúan sobre el sistema se desglosa la máquina en cada módulo, identificando los puntos críticos de diseño y las consideraciones a tomar por disponibilidad de materiales.

El factor de mejora propuesto es del 40% en la productividad de la línea de encintado, la empresa según sus reportes mensuales, tienen métricas establecidas con las que se calculan los tiempos de funcionamiento de la máquina, con lo que se tiene:

**Tabla 3.20. Determinación de número de antenas diarias a producir**

Fuente: Propia

Tipo de antena	Métrica actual	Factor de productividad	Métrica esperada
<b>ONIX</b>	471	1.4	660
<b>S10</b>	804		1125
<b>COBALT</b>	558		781
<b>MYPD75</b>	558		781

Se toma el mayor número de la métrica esperada de 781, la jornada laboral de 8 horas diarias en la ecuación (14):

$$t(s) = 8h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 h} = 480 \text{ min} \quad (14)$$

La capacidad de la línea de producción se la define como la cantidad de antenas terminadas que se tiene en la jornada laboral efectiva, así la capacidad de la línea ( $Cap_L$ ) se calcula con la ecuación (15):

$$Cap_L = \frac{781 \text{ antenas terminadas}}{480 \text{ min}} \quad (15)$$

$$Cap_L = 1.63 \text{ antenas terminadas por minuto}$$

Este dato corresponde a toda la línea, es decir, con tres máquinas, por lo que se tiene la capacidad máxima de la máquina ( $Cap_M$ ) en la ecuación (16):

$$Cap_M = \frac{\frac{1.63 \text{ antenas terminadas}}{1 \text{ min}}}{3} \quad (16)$$

$$Cap_M = 0.5424 \text{ antenas terminadas por minuto}$$

$$Cap_M = 1.84 \frac{\text{min}}{\text{antena terminada}} = 1 \text{ min y } 50 \text{ s}$$

Se considera un tiempo de 1 minuto (1:00 min) para asegurar la cinta y verificar que todo esté bajo control, teniendo un tiempo de encintado de 50 segundos aproximadamente.

Las longitudes de encintado se toma de los planos de referencia otorgados por la empresa, la antena MYPD75 (ANEXO A.1) con 622 mm de encintado, para el cual se calcula la velocidad de alimentación que a su vez es la velocidad de diseño ( $Vel_D$ ):

$$Vel_D = \frac{622 \text{ mm}}{50 \text{ s}} = 12.44 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \approx 13 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Según *Handbook of Scientific and Engineering Data American Wire Gauge (AWG)* [29] el peso de un cable ( $w_c$ ) AWG 10 (2.59 mm de diámetro) es de 31.43 lb por cada 1000 ft, transformándolo a unidades métricas se tiene un peso máximo de:

$$w_c = 31.43 * 10^{-3} \frac{\text{lb}}{\text{ft}} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \cdot \frac{1 \text{ in}}{25.4 \text{ mm}} \cdot \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{2.2 \text{ lb}} \cdot \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} = 46.87 \frac{\text{g}}{\text{m}}$$

Al ser una antena dual se tienen por cada una dos cables con este peso:

$$w_c = 46.87 \frac{g}{m} * 2 = 93.74 \frac{g}{m}$$

Con esto, se calculan los pesos por cables en cada antena de acuerdo a su longitud:

$$w_{ONIX} = 1.045 m * 93.74 \frac{g}{m} = 97.96 g$$

$$w_{COBALT} = 0.75 m * 93.74 \frac{g}{m} = 70.31 g$$

$$w_{S10} = 1.581 m * 93.74 \frac{g}{m} = 148.21 g$$

Peso de la antena y conectores, extremos del cable:

$$w_{extremos} = 100 g$$

$$w_{antena}(Onix) = 197.46 g$$

$$w_{antena}(Cobalt) = 170.31 g$$

$$w_{antena}(S10) = 248.21 g$$

Se toma el peso mayor para el diseño, siendo el peso de la antena aproximadamente 250 g.

La fuerza de aplastamiento se da cuando dos superficies se presionan entre sí, provocando un esfuerzo de compresión, por lo tanto:

$$\sigma_b = \text{Esfuerzo de aplastamiento}$$

$$\sigma_b = \frac{P}{A_{afectada}}$$

Según la norma ASTM B370, el esfuerzo a la fluencia del cobre es:

$$S_y = 38 \text{ ksi}$$

$$S_y = 38 * 10^3 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2} \cdot \frac{9.8 \text{ N}}{2.2 \text{ lb}_f} \cdot \frac{1 \text{ in}^2}{0.0254^2 \text{ m}^2} = 262.37 \text{ MPa}$$

Shigley sostiene que; “La teoría de la distorsión de Von Mises predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión de mismo material” [8]. Esta teoría asocia la falla o la resistencia a la falla que tiene un material cuando se somete

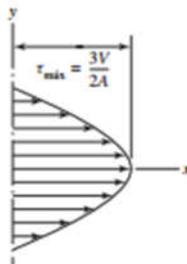
a varios esfuerzos, la ecuación (17) relaciona la resistencia a la fluencia de un material con la resistencia a la fluencia cortante cuando este esfuerzo es puramente cortante:

$$\tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577 * S_y \quad (17)$$

$$\tau_{xy} = 262.37 \text{ MPa} * 0.577$$

$$\tau_{xy} = 151.57 \text{ MPa}$$

Como se observa en la Figura 3.67, el esfuerzo cortante máximo se da en el centro de la sección circular, con la que se puede calcular la fuerza que se puede aplicar sin cortar el material, como los cables son de hilos se toma el diámetro de un cable AWG 24 (0.511 mm de diámetro), para asegurar que ningún cable sufre daños por la fuerza de aplastamiento, la ecuación (18) es tomada de Shigley, en donde especifica las fórmulas para calcular los esfuerzos cortantes máximos en las secciones más comunes [30].



**Figura 3.67. Diagrama de esfuerzos cortantes en una sección circular**

**Fuente:** Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles, Shigley [8]

$$\tau_{xy} = \frac{4V}{3A} \quad (18)$$

$$V = \frac{\tau_{xy} * 3A}{4}$$

$$V = \frac{151.57 * 10^6 \frac{N}{m^2} * 3 * \pi * \left(\frac{0.511}{2}\right)^2 \text{ mm}^2 * \frac{1 \text{ m}^2}{1000^2 \text{ mm}^2}}{4}$$

$$V = 23.315 \text{ N.}$$

Realizando el cálculo para ambos cables, considerando que la fuerza se distribuye en ambos cables, la fuerza de corte para que ambos cables cedan será:

$$V = 23.315 \text{ N} * 2$$

$$V = 46.63 \text{ N}$$

Esta fuerza distribuida provoca la ruptura del cable en su sección crítica, se adopta un factor de seguridad para presionar el cable con un máximo de carga del 0.7 de la fuerza de corte, con lo que se tiene:

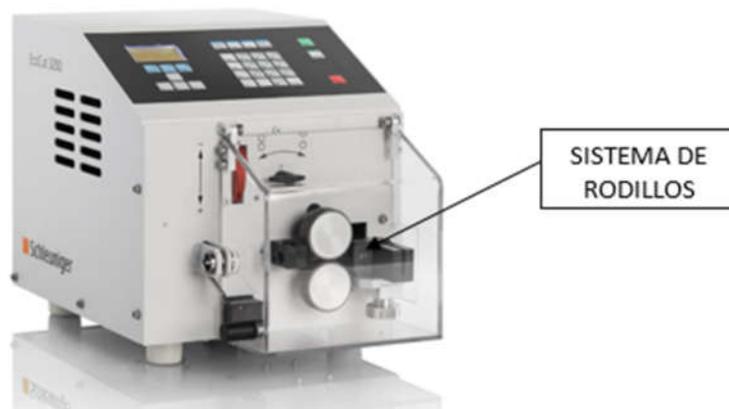
$$F_{Ap} = 46.63 \text{ N} * 0.7$$

$$F_{Ap} = 32.64 \text{ N}$$

La fuerza de arrastre determina el torque que requieren los motores para deslizar linealmente el cable por medio de las guías en los rodillos, se toman datos de máquinas con características similares como punto de partida.

### 3.2.1. SINCRONIZACIÓN TEÓRICA DE AMBOS SISTEMAS DE MOVIMIENTO

La máquina ECOCUT 3200 realiza corte de cables automáticamente de una distancia definida, como se observa en la Figura 3.68 la máquina cuenta con un sistema de rodillos que desplazan el cable linealmente y una cuchilla los corta según programación, esta máquina cuenta con dos rodillos, uno presor y otro motriz.



**Figura 3.68. EcoCut 3200**

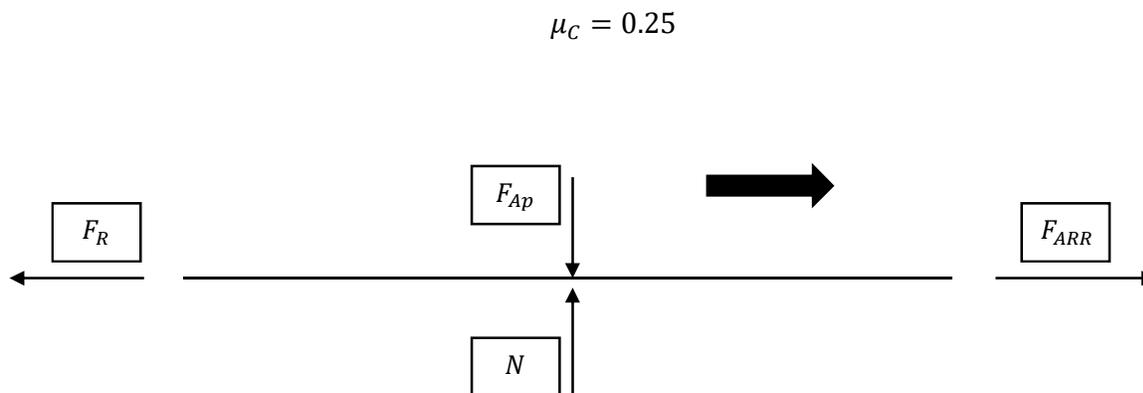
**Fuente:** EcoCut 3200 technical data, Schleuniger [30]

Fuerza de Arrastre: 50 N

Velocidad de Alimentación: 55 mm/s

La cinta usada es de TEREFTALATO DE POLIETILENO, más conocido como PET, es un polímero usado normalmente en películas para empaquetar productos, el cliente utiliza la cinta TESA 54608, según la hoja técnica de GEHR PET, una

compañía que se dedica a la distribución de este material, el coeficiente de rozamiento ( $\mu_c$ ) avalado con la norma DIN53375 es de 0.25



**Figura 3.69. DCL en cable entre rodillos: presor y motriz**

**Fuente:** Propia

En donde:

$F_{ARR}$  = Fuerza de arrastre

$F_{Ap}$  = Fuerza de aplastamiento

$F_R$  = Fuerza de rozamiento

$N$  = Fuerza normal o reacción.

Según la ley de Newton en la ecuación (19):

$$\uparrow (+)\sum F_y = 0 \quad (19)$$

$$\rightarrow (+)\sum F_x = m \cdot a$$

$$\text{si } m \approx 0 \text{ y } v = \text{cte} \therefore \rightarrow (+)\sum F_x = 0$$

$$F_{Ap} = N$$

$$N = 32.64 \text{ N}$$

$$F_{ARR} = F_R$$

$$F_R = N * \mu_c$$

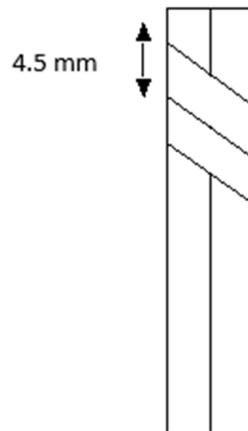
$$F_R = 32.64 \text{ N} * 0.25$$

$$F_{ARR} = 8.16 \text{ N}$$

Una vez calculadas las fuerzas presentes en la máquina, se calculan las velocidades de los mecanismos de alimentación y encintado, que deben ser sincronizados.

Retomando la velocidad de diseño obtenida dividiendo la longitud de encintado mayor para el tiempo de encintado de 13 mm/s, este parámetro es de 46 mm/s.

La cinta mide 9 mm de ancho, para cumplir un traslape del 50% (Figura 3.70) quiere decir que cada 9 mm de avance de la antena, la cinta debe volver a su punto inicial, es decir, dar una revolución completa.



**Figura 3.70. Esquema de encintado**

Fuente: Propia

$$\omega_E = \frac{13 \frac{mm}{s}}{9 mm} = 2.88 \frac{rev}{s} \cdot \frac{60 s}{1 min} = 86.67 RPM$$

Parámetros de funcionamiento:

- Velocidad de alimentación mínima:  $Vel_D = 13 \frac{mm}{s}$
- Velocidad de encintado mínima:  $\omega_E = 86.67 RPM$
- Fuerza de aplastamiento:  $F_{Ap} = 32.64 N$
- Fuerza de arrastre:  $F_{ARR} = 8.16 N$

### 3.3. DISEÑO DE MECANISMOS EN BASE A RODILLOS

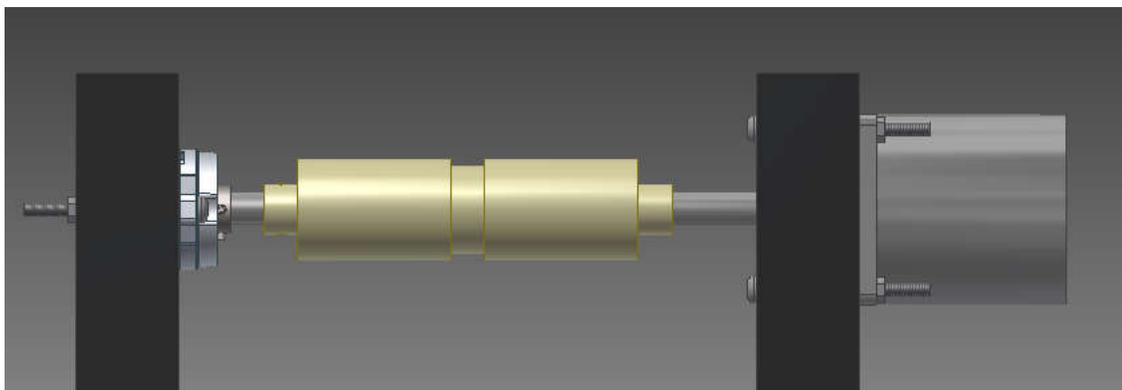
Este sistema consiste en dos partes; la primera que es el mecanismo de tensión de la antena, y la segunda el mecanismo que recorre el elemento linealmente. Ambos mecanismos trabajan en conjunto para proporcionar estabilidad de la antena y movimiento continuo y constante lineal, sin el mecanismo de tensión la antena no trazaría una trayectoria lineal. Ambos mecanismos están compuestos por rodillos, al eje del motor se acopla uno de ellos, que se lo conoce como rodillo motriz; mientras que el rodillo presor está sujeto entre dos chumaceras de pared.

#### 3.3.1. DISEÑO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN DE ANTENAS

Para el mecanismo de alimentación se realiza el cálculo por fatiga del diámetro del eje del rodillo, esto para determinar los esfuerzos provocados por las fuerzas obtenidas en el estudio previo y con la guía del bosquejo obtenido en INVENTOR se estiman las distancias para cálculo de momentos.

##### 3.3.1.1. Diseño del eje motriz y cálculo de torque en el motor de alimentación

En la Figura 3.71 se observa el rodillo motriz en el mecanismo de alimentación según el diseño geométrico, se toman en cuenta las fuerzas encontradas previamente para determinar los momentos y diseñar en base a fatiga el eje.



**Figura 3.71. Rodillo motriz en mecanismo de alimentación**

**Fuente:** Propia

Se dibuja el DCL del eje, considerando las fuerzas de aplastamiento y de arrastre del rodillo, dichas fuerzas no se encuentran en el mismo plano, por lo que se dibujan

DCL para el plano XY que se evidencia en la Figura 3.72, en donde se muestran el peso y la fuerza de aplastamiento y en el plano XZ se manifiesta la fuerza de arrastre (Figura 3.73); a continuación se encuentra un momento equivalente y mediante este se calcula el diámetro, también se toma en consideración el volumen obtenido en el diseño geométrico para estimar el peso del rodillo tomando en cuenta que el eje central es de Acero 1018 y el Rodillo de Nylon.

Plano XY

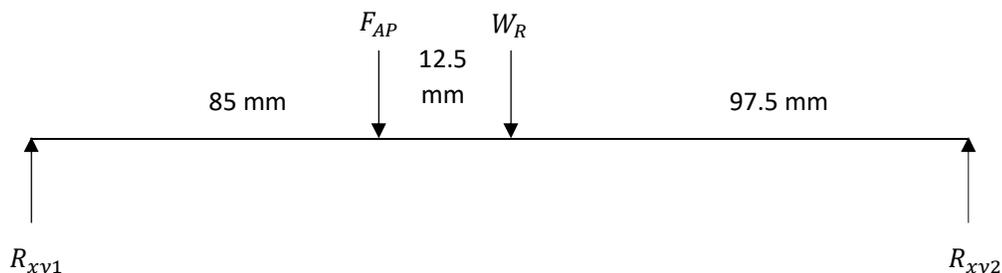


Figura 3.72. DCL plano xy para rodillo motriz en mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

Plano XZ

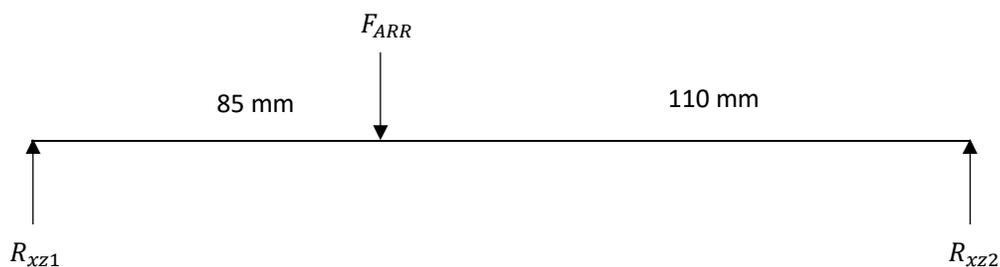


Figura 3.73. DCL plano xz para rodillo motriz en mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

Se realiza la sumatoria de fuerzas y momentos para despejar las variables en las reacciones en la ecuación (20).

$$\uparrow (+)\sum F_y = 0$$

$$R_{xy1} - F_{AP} - mg + R_{xy2} = 0 \quad (20)$$

El eje de ACERO 1018 tiene una densidad de  $7.87 \text{ g/cm}^3$  según especificaciones de producto Vazbros [31], y el volumen de  $14720.72 \text{ cm}^3$  como se observa en la Figura 3.74.

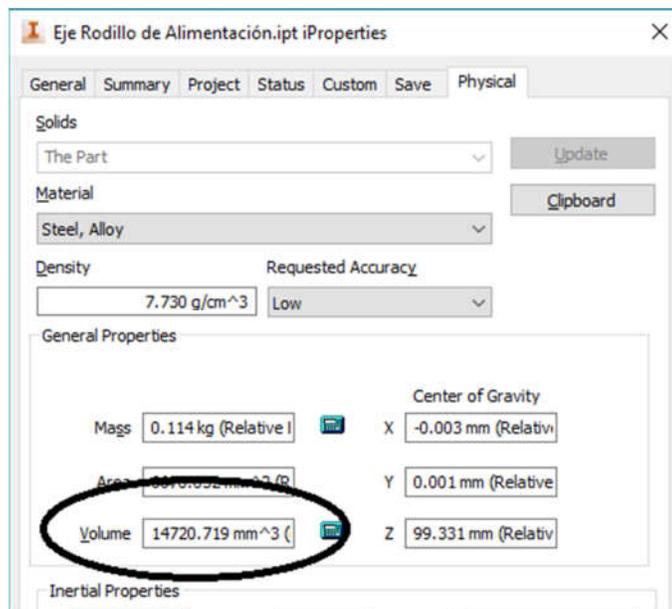


Figura 3.74. Propiedades en el sistema para eje de rodillo en el mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

$$\delta_{Acero} = \frac{m_{Acero}}{v_{Acero}}$$

$$m_{Acero} = \delta_{Acero} * v_{Acero}$$

$$m_{Acero} = 7.87 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \cdot \frac{1 \text{ cm}^3}{10^3 \text{ mm}^3} * 14720.72 \text{ mm}^3$$

$$m_{Acero} = 115.85 \text{ g.}$$

Se observa que la masa obtenida por el sistema es parecida a la masa calculada con la densidad de proveedor, por lo que de este punto en adelante se considerará la masa calculada en el sistema para este material.

El rodillo se lo calcula con Nylon, este material es ampliamente utilizado en el campo de la ingeniería y tiene una densidad de  $1.14 \text{ g/cm}^3$  según la ficha técnica de Termoplásticos San Metal [32], y el volumen mostrado en la Figura 3.75 se lo obtiene igualmente mediante el programa INVENTOR.

$$\delta_{Nylon} = \frac{m_{Nylon}}{v_{Nylon}}$$

$$m_{Nylon} = \delta_{Nylon} * v_{Nylon}$$

$$m_{Nylon} = 1.14 \frac{g}{cm^3} \cdot \frac{1 cm^3}{10^3 mm^3} * 63000.2 mm^3$$

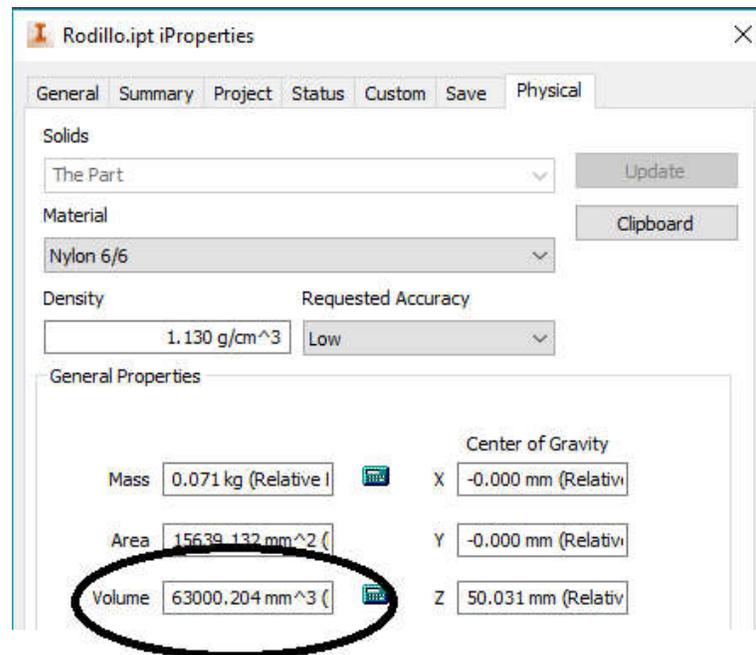


Figura 3.75. Propiedades en el sistema para rodillo en el mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

$$m_{Nylon} = 71.82 g$$

Se observa de igual forma que la aproximación del programa es muy cercana a la calculada, por lo que se toma la masa de este material en las aproximaciones siguientes para el cálculo respectivo. La ecuación (21) muestra el cálculo para el peso del elemento en cuestión.

$$W_R = (m_{Acero} + m_{Nylon}) g \cdot \frac{1 kg}{1000 g} * 9.8 \frac{m}{s^2} \quad (21)$$

$$W_R = (115.85 + 71.82)g \cdot \frac{1 kg}{1000 g} * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$W_R = 1.84 N$$

El resultado de la ecuación (21) se reemplaza en la sumatoria de fuerzas (20) y se tiene la ecuación (22):

$$R_{xy1} + R_{xy2} = 32.64 N + 1.84 N$$

$$R_{xy1} + R_{xy2} = 34.48 \text{ N} \quad (22)$$

Se realiza la sumatoria de momentos en el plano XY, se calcula la reacción  $R_{xy2}$  en la ecuación (23):

$$\begin{aligned} \cup + \sum M_1 &= 0 \\ -F_{AP} * 85 \text{ mm} - W_R * 97.5 \text{ mm} + R_{xy2} * 195 \text{ mm} &= 0 \\ R_{xy2} &= \frac{32.64 \text{ N} * 0.085 \text{ m} + 1.84 \text{ N} * 0.0975 \text{ m}}{0.195 \text{ m}} \\ R_{xy2} &= 15.15 \text{ N} \end{aligned} \quad (23)$$

Se reemplaza la ecuación (23) en (22):

$$\begin{aligned} R_{xy1} &= 34.48 \text{ N} - 15.15 \text{ N} \\ R_{xy1} &= 19.33 \text{ N} \end{aligned}$$

Lo mismo en el plano XZ, con la sumatoria de fuerzas:

$$\begin{aligned} \uparrow (+) \sum F_y &= 0 \\ R_{xz1} - F_{ARR} + R_{xz2} &= 0 \\ R_{xz1} + R_{xz2} &= 8.16 \text{ N} \end{aligned} \quad (24)$$

Se realiza el cálculo de Momentos en el apoyo 1:

$$\begin{aligned} \cup + \sum M_1 &= 0 \\ -F_{ARR} * 0.085 \text{ m} + R_{xz2} * 0.195 \text{ m} &= 0 \\ R_{xz2} &= \frac{8.16 \text{ N} * 0.085 \text{ m}}{0.195 \text{ m}} \\ R_{xz2} &= 3.56 \text{ N} \end{aligned} \quad (25)$$

Se reemplaza (25) en (24) para obtener el apoyo 1:

$$\begin{aligned} R_{xz1} &= 8.16 \text{ N} - 3.56 \text{ N} \\ R_{xz1} &= 4.6 \text{ N} \end{aligned}$$

Con los datos de las reacciones completos, empiezan los diagramas de cortante y momentos para determinar si el cálculo está bien hecho y cuál es el momento máximo para el cálculo del diámetro del eje mediante fatiga.

Se tiene primero para el plano XY:

Diagrama del cuerpo libre

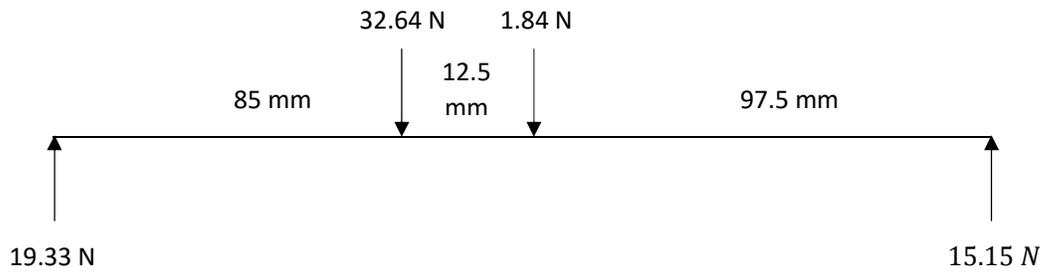


Figura 3.76. DCL plano XY con fuerzas completas en rodillo de mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

Diagrama de cortantes

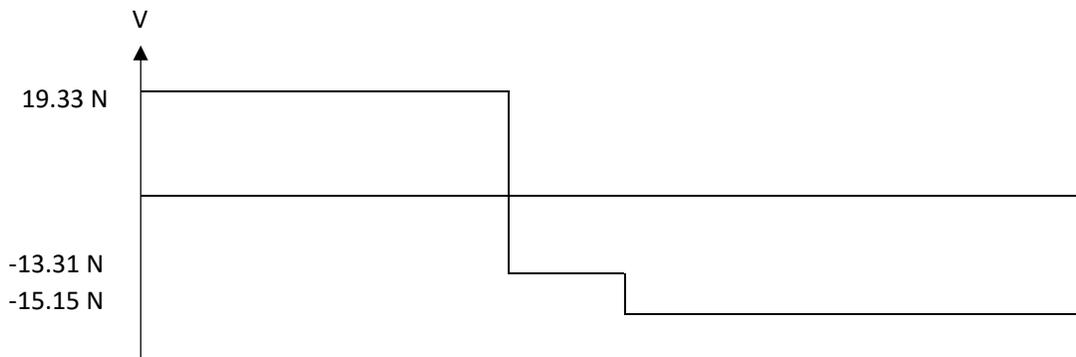


Figura 3.77 Diagrama de cortantes en rodillo de mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

Diagrama de momentos

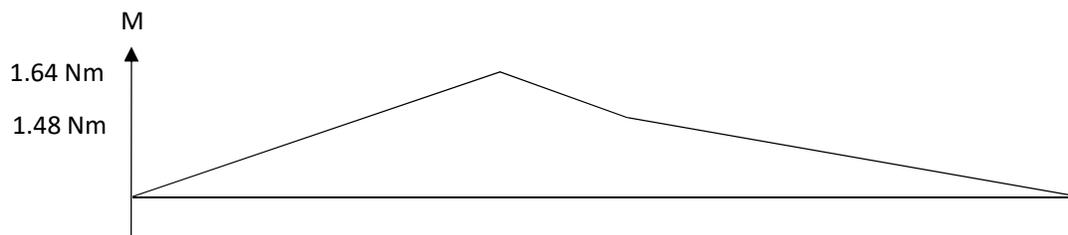


Figura 3.78 Diagrama de momentos en rodillo de mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

Para el plano XZ se tiene:

Diagrama del cuerpo Libre

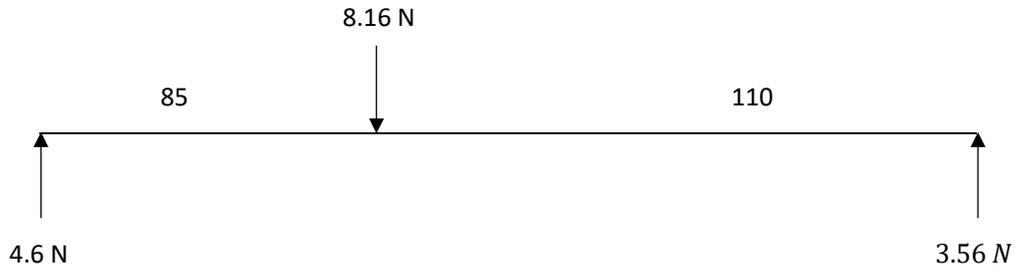


Figura 3.79. DCL plano XZ con fuerzas completas en rodillo de mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

Diagrama de cortantes

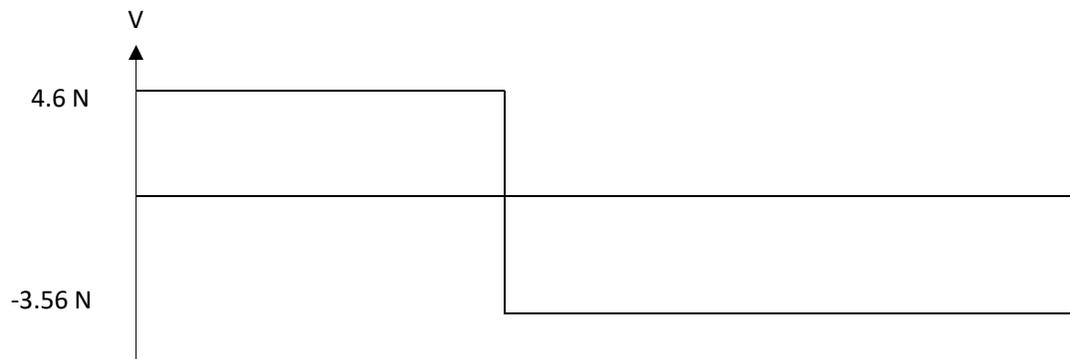


Figura 3.80. Diagrama de cortantes en rodillo de mecanismo de alimentación (plano XZ)

Fuente: Propia

Diagrama de momentos

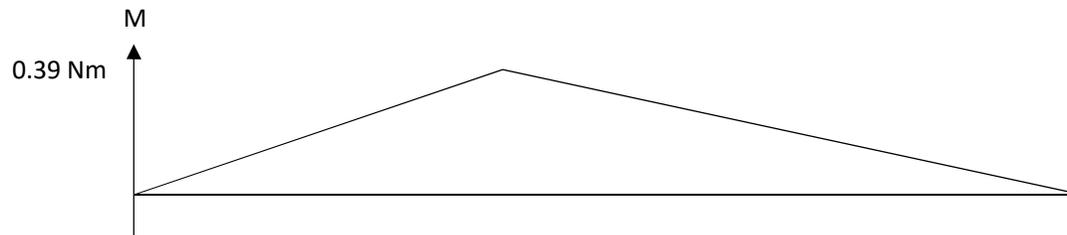


Figura 3.81 Diagrama de momentos en rodillo de mecanismo de alimentación (plano XZ)

Fuente: Propia

El momento resultante de ambos planos se calcula con el teorema de Pitágoras tomando en cuenta que ambos planos son perpendiculares entre sí, con la ecuación (25):

$$M_R = \sqrt{M_{XY}^2 + M_{XZ}^2} \quad (25)$$

$$M_R = \sqrt{1.64^2 + 0.39^2} \text{ Nm}$$

$$M_R = 1.69 \text{ Nm}$$

Calculando los esfuerzos para un rodillo mecanizado en nylon, cuyo máximo esfuerzo a la tracción es de 12.4 KSI según los ensayos con NORMA ASTM D638, se obtiene el diámetro del rodillo a partir de un diseño a fatiga con la fórmula de límite de resistencia (26):

$$S_{ut} = 12.4 * 10^3 \frac{\text{lb}f}{\text{in}^2} \cdot \frac{9.8 \text{ N}}{2.2 \text{ lb}f} \cdot \frac{1 \text{ in}^2}{0.0254^2 \text{ m}^2} = 85.61 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S_e' \quad (26)$$

En donde:

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

$S_e'$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$k_a$ : Factor de modificación de la condición superficial

$k_b$ : Factor de modificación de tamaño

$k_c$ : Factor de modificación de la carga

$k_d$ : Factor de modificación de la temperatura

$k_e$ : Factor de modificación de efectos varios

En el cálculo del límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria se toma en consideración el criterio expuesto en la Figura 3.82.

En la primera iteración del cálculo se toma un valor arbitrario de  $k = 0.3$ , siendo  $k$  la resultante de la multiplicación de todos los factores, esto para llegar a un diámetro de inicio y calcular a partir de esta aproximación el diámetro final incluyendo el cálculo

verídico de cada factor. La resistencia a la fatiga ( $S_f$ ) se calcula a partir de la ecuación (27).

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

**Figura 3.82 Criterio de cálculo del límite de resistencia a la fatiga**

**Fuente:** Límite de resistencia a la fatiga, Shigley [8]

$$S_f = a * N^b \quad (27)$$

$$a = \frac{(0.9 * S_{ut})^2}{S_e} \quad (28)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * S_{ut}}{S_e}\right) \quad (29)$$

En donde:

$S_f$ : Resistencia a la fatiga

$N$ : Número de Ciclos

Se tiene:

$$\begin{aligned} S_{ut} < 1400 \text{ MPa} \therefore S_e' &= 0.506 \cdot S_{ut} \\ S_e' &= 43.32 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (30)$$

Reemplazando (30) en (26):

$$\begin{aligned} S_e &= k * S_e' \\ S_e &= 12.99 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (31)$$

Reemplazando (31) en (28) y (29):

$$\begin{aligned} a &= \frac{(0.9 * 85.62 \text{ MPa})^2}{12.99 \text{ MPa}} \\ a &= 457.12 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} b &= -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * 85.62 \text{ MPa}}{12.99 \text{ MPa}}\right) \\ b &= -0.2577 \end{aligned} \quad (33)$$

Según el Proyecto *Actualización Normativa Bienes de Larga Duración* [33] la vida útil de maquinaria en la industria ecuatoriana está avaluada en 10 años, con un porcentaje de depreciación del 10% anual, para lo cual se calcula el uso de la maquinaria por 10 años, a un ritmo de trabajo diario durante todo el año en jornadas de 8 horas.

$$N = 88 \frac{rev}{min} \cdot \frac{60 min}{1 h} \cdot \frac{8 h}{1 día} \cdot \frac{365 días}{1 año} * 10 años$$

$$N = 613 * 10^6 rev \quad (34)$$

Reemplazando (32), (33) y (34) en (27):

$$S_f = 457.12 MPa * (613 * 10^6)^{-0.2577}$$

$$S_f = 2.49 MPa \quad (35)$$

Para el diseño general de la máquina se toma un factor mínimo de diseño ( $n$ ) de 2 usando la ecuación (36), tomando en cuenta que pueden aplicarse cargas fuera de consideración al momento del diseño inicial. Se utilizará dicho valor para los cálculos en todos los ejes, guías y elementos mecánicos.

$$n = 2$$

$$n = \frac{S_f}{\sigma} \quad (36)$$

$$\sigma = 2 * 2.49 MPa$$

$$\sigma = 4.97 MPa \quad (37)$$

Este es el esfuerzo que provoca la carga puntual sobre el rodillo, se calcula el esfuerzo por flexión sobre un elemento mecánico de área circular con la ecuación (38).

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi \cdot \phi^3}$$

En donde:

$M$ : Momento calculado

$\phi$ : Diámetro

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * M}{\pi \cdot \sigma}} \quad (38)$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * 1.69 \text{ Nm}}{\pi * 4.97 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

$$\phi = 0.015 \text{ m} = 15.13 \text{ mm}.$$

El diseño geométrico propuesto en el bosquejo tiene como diámetro en el punto de aplicación de la fuerza una medida de 26 mm, se observa que el diámetro es mayor que el diámetro mínimo aceptado por el cálculo de fatiga, ahora se calculan los factores de modificación límite de resistencia para corroborar el dato.

Para calcular el factor de condición superficial se toman los parámetros de la Figura 3.83, obtenida del mismo capítulo de Shigley, y se la calcula mediante la ecuación (39).

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (39)$$

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ kpsi	$S_{ut}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

**Figura 3.83. Parámetros de cálculo para factor de modificación por condición superficial**

**Fuente:** Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, Shigley [8]

El material será maquinado mediante torno, por lo que se toma el factor de 4.51 para (a) y el exponente (b) de -0.265 en unidades del SI y se tiene:

$$k_a = 4.51 * 85.61^{-0.265}$$

$$k_a = 1.39 \quad (40)$$

El cálculo del factor de tamaño se sigue con las consideraciones tomadas en la Figura 3.84, depende del diámetro del elemento por lo que se toma el diámetro del diseño geométrico expuesto previamente de 26 mm.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

**Figura 3.84.** Parámetros de cálculo para factor de modificación por tamaño

**Fuente:** Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, Shigley [8]

$$k_b = 1.24 * 26^{-0.107}$$

$$k_b = 0.8866 \quad (41)$$

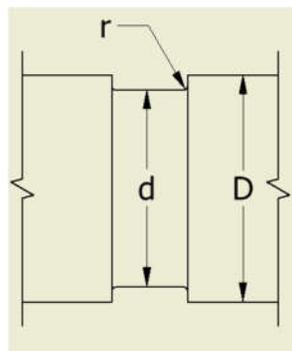
El factor de carga  $k_c$  es una variable que puede tomar tres valores, cuando es una carga a flexión toma el valor unitario, si la carga es axial al elemento de diseño toma un valor de 0.85 y para una carga torsional un valor de 0.59, el elemento a diseñar se encuentra bajo la acción de una carga a flexión, por lo que el factor  $k_c$  toma el valor unitario.

$$k_c = 1 \quad (42)$$

La temperatura de operación se considera de ambiente, debido a que no está encapsulado el eje y sometido a grandes temperaturas, por lo que el factor de temperatura toma el valor unitario.

$$k_d = 1 \quad (43)$$

En el cálculo del factor de efectos diversos, es necesario tener los valores del diámetro de la muesca, diámetro del rodillo y radio de curvatura entre ambos diámetros, estos parámetros se visualizan en la Figura 3.85.

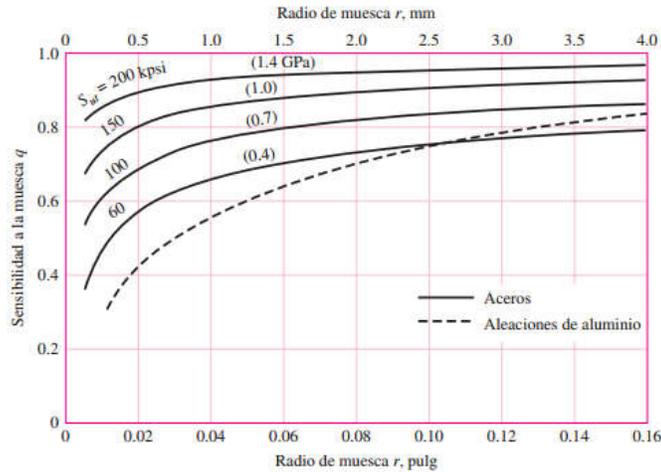


**Figura 3.85.** Visualización de parámetros en factor de modificación por efectos diversos

**Fuente:** Propia

La ecuación de cálculo asocia el factor  $q$  que es la Sensibilidad de la muesca que se obtiene de la Figura 3.86 con respecto al radio en la muesca, también asocia un factor  $k_t$  que se obtiene de la Figura 3.87 para un eje redondo con filete en flexión. Ya con estos valores identificados la ecuación (44) queda:

$$k_e = \frac{1}{q * (k_t - 1) + 1} \tag{44}$$

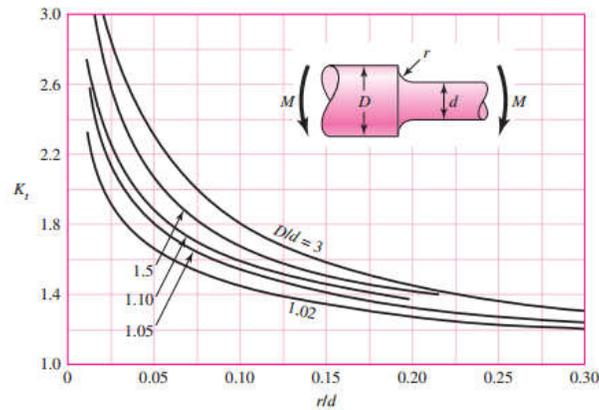


**Figura 3.86. Sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio.**

**Fuente:** Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, Shigley [8]

Se toma la curva de *acero* para la identificación del factor  $q$ , si el radio  $r$  es de 2 mm entre ambos diámetros, siendo la curva la más cercana al valor del  $S_{ut}$  del material la de (0.4 GPa), se tiene un factor  $q$  de 0.7

$$q = 0.7 \tag{45}$$



**Figura 3.87. Factor  $k_t$  para modificación por efectos diversos**

**Fuente:** Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, Shigley [8]

El factor  $k_t$  se encuentra dividiendo los diámetros entre sí para visualizar la curva en la figura, obteniendo un valor de 1.15, el valor más aproximado es de 1.10; si el radio de la muesca entre diámetros era de 2 mm, esto dividido entre el diámetro menor da un valor de 0.077, el valor más aproximado es 0.10. Con estos valores se puede buscar en la tabla la intersección entre la curva y el eje de las ordenadas que da un valor en el eje de las abscisas de 1.6, siendo este  $k_t$ .

$$k_t = 1.6 \quad (46)$$

Reemplazando (45) y (46) en (44):

$$k_e = \frac{1}{0.7 * (1.6 - 1) + 1}$$

$$k_e = 0.7042 \quad (47)$$

Y se vuelve a calcular:

$$Se = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * 0.506 * S_{ut}$$

$$Se = 1.39 * 0.8866 * 1 * 1 * 0.7042 * 0.506 * 85.62 \text{ MPa}$$

$$Se = 37.59 \text{ MPa} \quad (48)$$

Reemplazando (48) en (28) y (29):

$$a = \frac{(0.9 * 85.62 \text{ MPa})^2}{37.59 \text{ MPa}}$$

$$a = 157.97 \text{ MPa} \quad (49)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * 85.62 \text{ MPa}}{37.59 \text{ MPa}}\right)$$

$$b = -0.1039 \quad (50)$$

Reemplazando (49), (50) y (34) en (27):

$$S_f = 157.97 \text{ MPa} * (613 * 10^6)^{-0.1039}$$

$$S_f = 19.3 \text{ MPa} \quad (51)$$

Reemplazando (51) en (36):

$$\sigma = 19.3 \text{ MPa} * 2$$

$$\sigma = 38.6 \text{ MPa} \quad (52)$$

Reemplazando (52) en (38):

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * M}{\pi * \sigma}}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * 1.69 Nm}{\pi * 38.6 * 10^6 \frac{N}{m^2}}}$$

$$\phi = 0.007 m = 7.64 mm.$$

El diseño por fatiga arroja un diámetro mínimo de 7.64 mm, para asegurar este diseño se hacen los cálculos para un diseño a rigidez, verificando dicho diámetro con el material especificado con la finalidad de asegurar la menor cantidad de vibraciones sobre la máquina.

Según Mott [34], el diseño de una parte general de máquina tiene un rango admisible de deflexión que se observa en la Tabla 3.21.

**Tabla 3.21. Criterio de deflexión de Mott**

Fuente: Rigidez y deflexión [34]

Rango de aceptación	Caracterización de elemento mecánico
$\frac{L}{333} > y_{max} > \frac{L}{2000}$	Parte general de una Máquina
$\frac{L}{2000} > y_{max} > \frac{L}{100000}$	Elemento mecánico de mediana precisión
$\frac{L}{100000} > y_{max} > \frac{L}{1000000}$	Elemento mecánico de alta precisión

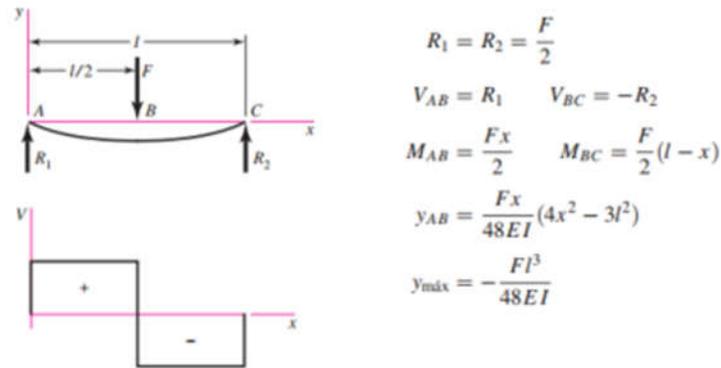
Shigley calcula mediante la ecuación (54), mostrada en la Figura 3.88, la ecuación para la deflexión máxima, comparándola con los rangos permitidos para una *parte general de máquina*.

$$y_{max} = \frac{-Fl^3}{48EI} \quad (54)$$

Donde:

- $y_{max}$  Deflexión máxima
- $F$  Carga central, en N
- $l$  Longitud de la viga o elemento en análisis
- $E$  Módulo de Young o elasticidad

I Inercia de la sección transversal de la viga o elemento en análisis



**Figura 3.88. Rigidez y deflexión**

Fuente: Rigidez y deflexión, Shigley [8]

Se tienen los siguientes valores según los cálculos realizados previamente:

$$E = 2 \text{ GPa}$$

$$l = 195 \text{ mm}$$

$$F = \sqrt{32.64^2 + 8.16^2} \text{ N}$$

$$F = 33.42 \text{ N}$$

(55)

$$I = \frac{\pi r^4}{4}$$

$$I = \frac{\pi * \left(\frac{0.00764}{2}\right)^4 \text{ m}}{4}$$

$$I = 1.67 * 10^{-10} \text{ m}^4$$

(56)

Reemplazando (55) y (56) en (54):

$$y_{\max} = \frac{33.42 \text{ N} * 0.195^3 \text{ m}^3}{48 * 2 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 1.67 * 10^{-10} \text{ m}^4}$$

$$y_{\max} = 0.015 \text{ m}$$

(57)

Esta deflexión es inaceptable para el diseño, por lo que se procede a cambiar el diámetro del eje con un material más resistente y usado normalmente en maquinaria, AISI 1018 con norma ASTM A108, como describe el catálogo de Sumitec [35].

$$E = 205 \text{ GPa}$$

$$y_{\max} = \frac{33.42 \text{ N} * 0.195^3 \text{ m}^3}{48 * 205 * 10^9 * 1.67 * 10^{-10} \text{ m}^4}$$

$$y_{max} = 0.1508 \text{ mm}$$

$$\frac{195}{333} \text{ mm} > 0.1508 \text{ mm} > \frac{195}{2000} \text{ mm}$$

$$0.5856 \text{ mm} > 0.1508 \text{ mm} > 0.0975 \text{ mm}$$

Esta condición es verdadera y cumple el diseño en rigidez del elemento de análisis, se agrega un factor de seguridad al eje por diferencias entre proveedores y características físicas del material:

$$7.64 \text{ mm} * 1.2 = 9.17 \text{ mm}$$

Por facilidad de diseño se aproxima al inmediato superior, con un diámetro en acero AISI 1018 de 9.52 mm, el recubrimiento se lo realizará en nylon para economizar el diseño, teniendo que calcular un ajuste entre el eje y el rodillo de Nylon.

El diámetro del nylon se ajusta al diseño geométrico y se comprueba su rigidez, tal que:

$$I = \frac{\pi r^4}{4}$$

$$I = \frac{\pi * \left(\frac{0.025}{2}\right)^4 \text{ m}}{4}$$

$$I = 1.92 * 10^{-8} \text{ m}^4 \quad (58)$$

Reemplazando (58) en (54):

$$y_{max} = \frac{33.42 \text{ N} * 0.195^3 \text{ m}^3}{48 * 2 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 1.92 * 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$y_{max} = 0.135 \text{ mm.}$$

$$\frac{195}{333} \text{ mm} > 0.135 \text{ mm} > \frac{195}{2000} \text{ mm}$$

$$0.5856 \text{ mm} > 0.135 \text{ mm} > 0.0975 \text{ mm}$$

Esta condición muestra que el diámetro geométrico del rodillo de 25 mm es suficiente para soportar por rigidez las cargas a las que se somete dicho elemento mecánico, usando el factor de seguridad común se tiene:

$$\phi_R = 25 \text{ mm} * 1.2$$

$$\phi_R = 30 \text{ mm}$$

Incluyendo el ajuste:

$$\phi_R = 30 H7$$

### 3.3.1.2. Diseño del pasador entre rodillo de nylon y eje de acero

“Las cuñas y los pasadores se utilizan sobre ejes para fijar elementos rotatorios, como engranes, poleas o ruedas”, según Shigley [8]. El par de torsión es transmitido desde el eje hacia el rodillo mecanizado en Nylon gracias al ajuste entre ambos y el pasador que viene a ser el seguro de que se transmita esta torsión. Los elementos acoplados cumplen una norma de ajuste y juego, especificada en la NORMA ISO 286 que permite tener un criterio técnico del apriete entre el eje y su correspondiente alojamiento o agujero, este apriete será forzado si el eje queda fijado al agujero mediante una fuerza adicional en el montaje, por prensas, presión continua, etc. para que esto ocurra el diámetro del eje debe ser mayor al eje del agujero, este tipo de aprietes se utilizan entre elementos de máquina.

Para los diferentes grados de precisión en diseño de elementos de máquina se toman las normas ISO para definir la calidad del ajuste en base a las recomendaciones para fabricación continua y usos normalizados por esta entidad, de esta forma se establece que para piezas acopladas entre sí con rectificación normal se toma la calidad 7, según el grupo de tecnología mecánica de la Universidad nacional de Mar del Plata en Argentina [36]. Siendo el ajuste recomendado por la norma el de H7 j6, las posiciones de ajuste se visualizan en la Figura 3.89.

El pasador soportará una carga cortante máxima en su área de contacto, para la cual se calcula con la ecuación (18), el esfuerzo cortante máximo. Para esto se requiere seleccionar el motor para tener como dato el torque de detención, y asegurar que soporte solo hasta dicho torque para que se rompa en caso de una traba, no afecte al motor sino al pasador.

El torque del motor se calcula con la ecuación (59):

$$T = F_{ARR} \cdot r_{rodillo} \quad (59)$$

$$T = 8.16 N \cdot 0.015 m$$

$$T = 0.1224 Nm \cdot \frac{100 cm}{1 m} \cdot \frac{1000 gf}{9.8 N}$$

$$T = 1248.98 gf \cdot cm \quad (60)$$

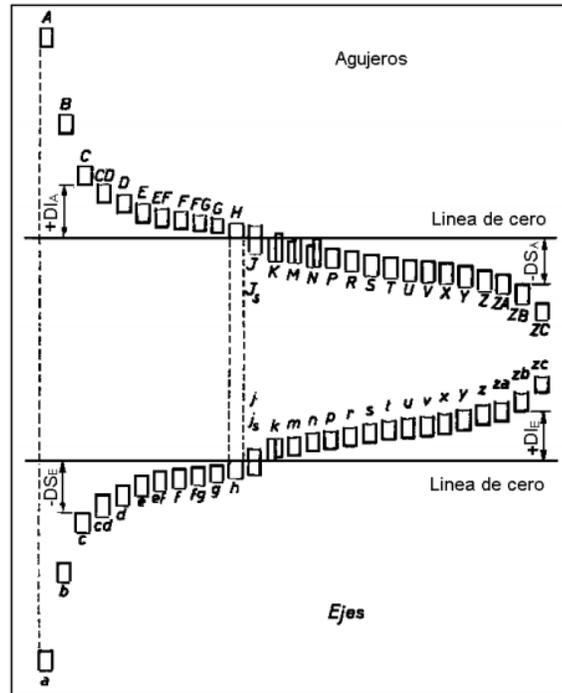


Figura 3.89. Posiciones ISO de ajuste

Fuente: Ajustes y tolerancias [38]

El motor a utilizarse es un **MINEBEA 23 LM-K005-P4** mostrado en la Figura 3.90, cuya hoja técnica [37] asegura un torque de retención de  $2400 \text{ gf} \cdot \text{cm}$ , con lo que se tiene un factor de seguridad tal que se reemplaza el valor obtenido en (60) para el cálculo del factor de seguridad:

$$n = \frac{2400}{1248.98} = 1.92$$



Figura 3.90. Motor a pasos 23LM-K005-P4

Fuente: Propia

El motor soporta una carga de  $2400 \text{ gf} \cdot \text{cm}$ , traducida en un cálculo inverso a la Fuerza máxima de arrastre que soporta tal que:

$$T = 2400 \text{ gf} \cdot \text{cm} \cdot \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \cdot \frac{9.8 \text{ N}}{1000 \text{ gf}} = 0.2352 \text{ Nm}$$

$$F = \frac{T}{r_{\text{Rodillo}}}$$

$$F = \frac{0.2352 \text{ Nm}}{0.015 \text{ m}}$$

$$F = 15.68 \text{ N} \quad (61)$$

La fuerza cortante máxima que se transmite al pasador es de  $F = 15.68 \text{ N}$ , con lo que se reemplaza en la ecuación (18) del esfuerzo cortante máximo, con las dimensiones del diseño geométrico para el área del pasador. Reemplazando (61) en (18):

$$\tau = \frac{4V}{3A}$$

$$A = \pi * r_{\text{pasador}}^2$$

$$A = \pi * 0.0015^2 \text{ m}^2$$

$$A = 7.07 * 10^{-6} \text{ m}^2.$$

$$\tau = \frac{4 * 15.68 \text{ N}}{3 * 7.07 * 10^{-6} \text{ m}^2}$$

$$\tau = 2.96 \text{ MPa}. \quad (62)$$

Tomando la ecuación (17) para encontrar el esfuerzo a la fluencia del perno que se requiere como pasador se reemplaza (62):

$$\tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}}$$

$$S_y = \sqrt{3} \cdot \tau_{xy}$$

$$S_y = 51.23 \text{ MPa}$$

No se cuenta con un perno de acero que se rompa con estas características, por lo que se deja sin pasador, en el escenario en que el motor se trabe el rodillo deberá ceder gracias al ajuste.

### 3.3.1.3. Cálculo de los tornillos que sujetan el motor y el rodamiento

El motor según su ficha técnica pesa 540 gramos ( $W_M$ ), sumada la reacción en este apoyo se debe calcular el diámetro necesario para que los tornillos no cedan, de esta forma la ecuación (63) queda:

$$w_R = W_M + R_{xy2} \quad (63)$$

$$w_R = 0.54 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 15.15 \text{ N}$$

$$w_R = 20.44 \text{ N} \quad (64)$$

En la Figura 3.91 se observa la disposición de tornillos según ficha técnica del motor

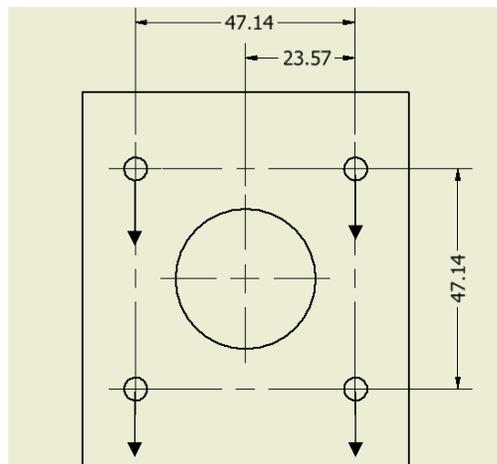


Figura 3.91. Mediciones para ajuste de motor

Fuente: Propia

Como se observa en la Figura 3.91, la fuerza total obtenida con la suma del peso y la reacción, se divide el total en 4, para distribuir la fuerza por cada tornillo, tal que se reemplaza (64) en la división:

$$w_{R1} = \frac{w_R}{4} \quad (65)$$

$$w_{R1} = \frac{20.44}{4} \text{ N}$$

$$w_{R1} = 5.11 \text{ N} \quad (66)$$

Esta carga es una carga directa, que se calcula como fuerza cortante para la sección del tornillo y determinación de diámetros. Esto se calcula de igual forma con la ecuación del cortante máximo en una sección circular (18).

Para el material de los tornillos hechos en A36 como disponen los catálogos de IVAN BOHMAN se tiene un Esfuerzo a la fluencia de 250 MPa, con la ecuación (17) se obtiene el esfuerzo cortante máximo con relación al esfuerzo de fluencia encontrado en catálogo.

$$\tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} \quad (17)$$

$$\tau_{xy} = \frac{250}{\sqrt{3}} \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = 144.34 \text{ MPa} \quad (67)$$

Se reemplazan los valores (67) y (66) en (18)

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad (18)$$

$$144.34 \text{ MPa} = \frac{4 * 5.11 \text{ N}}{3 * \pi * r^2}$$

$$r = \sqrt{\frac{4 * 5.11 \text{ N}}{144.34 \text{ MPa} * 3 * \pi}}$$

$$r = 0.1226 \text{ mm}$$

Tomando un tornillo de 3 mm de diámetro se tiene un factor de seguridad de:

$$n = \frac{3}{0.1226} = 25$$

La selección del rodamiento se la realiza por el diámetro del eje calculado previamente, recordando que dicho eje es de 10 mm de diámetro, con una vida útil de 10 años para obtener un total de 613 millones de revoluciones. En el mercado se encuentran chumaceras de bajo costo bajo la serie KFL000, que se muestra en la Figura 3.92, con un diámetro interno de 10 mm y una carga dinámica de 4606 N, como se especifica en la hoja de datos [38]. La ecuación (68) se la obtiene de los cálculos de Rodamientos del catálogo de Rodamientos de FAG [39], que se utiliza como método de selección general normalizado por la ISO 281:

$$\frac{L_2}{L_{10}} = \left(\frac{C}{P}\right)^k \quad (68)$$

En donde:

$L_2$           Número de Ciclos del elemento rotativo



**Figura 3.92. Chumacera KFL000**

**Fuente:** Bearing units [40]

$L_{10}$           Número de ciclos base para cálculo de rodamientos ( $10^6$ ), vida nominal

$C$               Capacidad de carga dinámica

$P$               Carga dinámica equivalente

$k$               Exponente de vida, para rodamientos de bolas ( $k = 3$ )

$$C = 4606 \text{ N} \quad (69)$$

$$P = R_{xy1}$$

$$P = 19.33 \text{ N} \quad (70)$$

$$L_2 = 613 * 10^6 \quad (71)$$

$$k = 3 \quad (72)$$

Reemplazando (69), (71) y (72) en (68) para obtener la carga equivalente máxima que soporta y compararlo con la carga equivalente del sistema:

$$\frac{613 * 10^6}{10^6} = \left(\frac{4606 \text{ N}}{P_c}\right)^3$$

$$P_c = \frac{4606 \text{ N}}{\sqrt[3]{613}}$$

$$P_c = 542.21 \text{ N}$$

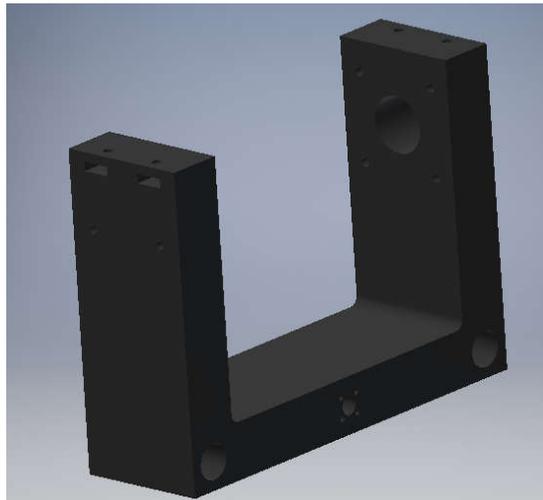
$$542.21 \text{ N} \gg 19.33 \text{ N}$$

Se observa que la carga equivalente que soporta el rodamiento para una vida útil de 10 años es mucho mayor a la carga presente en el sistema, tomando un factor de seguridad tal que:

$$n = \frac{542.21}{19.33} = 28.05$$

### 3.3.1.4. Diseño del cajetín de desplazamiento horizontal en rodillo de alimentación

El diseño del cajetín de desplazamiento horizontal o sobre el eje X (ver Figura 61) asocia las fuerzas transmitidas hacia el rodillo de alimentación en los apoyos, indispensables en la selección del material a utilizarse y definir la geometría del mismo. En la Figura 3.93 se muestra el diseño geométrico del cajetín y bajo el cual se incluyen las fuerzas que actúan en el sistema, así como consideraciones de tiempo de vida útil y ajustes para los rodillos lineales.



**Figura 3.93. Cajetín de avance horizontal (eje X) en rodillo de alimentación**

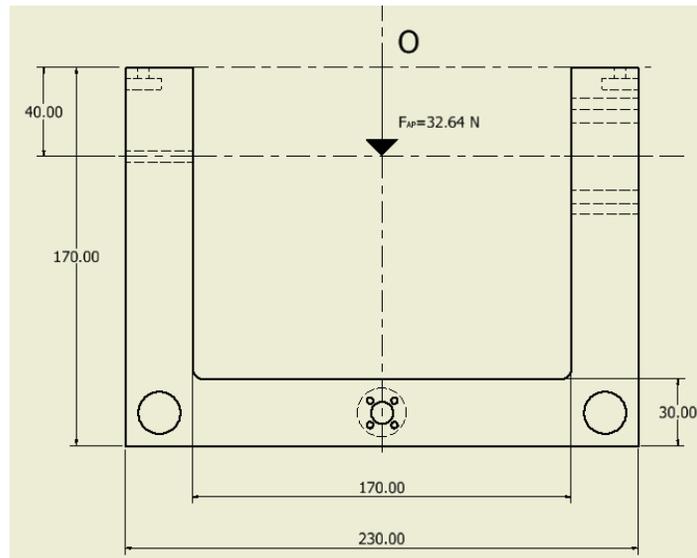
**Fuente:** Propia

Las fuerzas que se transmiten a esta pieza se evidencian en la Figura 3.94, para la cual se calcula el segundo momento de Inercia mediante el Teorema de Steiner de la ecuación (73), separando la figura en otras cuyas ecuaciones de cálculo sean más conocidas, como la del rectángulo con la ecuación (74), esto permite calcular el

esfuerzo de flexión que soporta dicha pieza y según este valor decidir el material de diseño.

$$I_{X_i} = I_{XX_i} + A_i \cdot d_i^2 \quad (73)$$

$$I_{XX_i} = \frac{bh^3}{12} \quad (74)$$



**Figura 3.94. Dimensiones para selección de material en cajetín rodillo de alimentación**

**Fuente:** Propia

Se toma el rectángulo más exterior como (a), y el rectángulo hueco como (b), para la cual se daría que la inercia de la figura sea la inercia de la parte (a) menos la parte (b), cabe resaltar que los agujeros de los extremos inferiores ni los del centro se toman en cuenta porque se rellenan con rodamientos lineales y tornillos respectivamente. El punto de origen se toma en el extremo izquierdo inferior (sigla O), desde el cual se tomarán todas las medidas incluidas en el cálculo de la Tabla 3.22.

Calculando las inercias con las dimensiones visualizadas en la Figura 3.94 se tiene que:

$$I_{XX_1} = \frac{230 \cdot 170^3}{12} \text{ mm}^4$$

$$I_{XX_1} = 94.17 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{XX_2} = \frac{170 \cdot 140^3}{12} \text{ mm}^4$$

$$I_{XX_2} = 38.87 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{YY_1} = \frac{170 * 230^3}{12} mm^4$$

$$I_{YY_1} = 172.37 * 10^6 mm^4$$

$$I_{YY_2} = \frac{230 * 170^3}{12} mm^4$$

$$I_{YY_2} = 57.32 * 10^6 mm^4$$

**Tabla 3.22. Valores para el cálculo de la inercia en cajetín de alimentación**

Fuente: Propia

Figura	$A_i(mm^2)$	$X_i(mm)$	$Y_i(mm)$	$I_{XX_i}(mm^4)$	$I_{YY_i}(mm^4)$
<b>A</b>	39100	0	85	$94.17 * 10^6$	$172.37 * 10^6$
<b>B</b>	23800	0	70	$38.87 * 10^6$	$57.32 * 10^6$

El teorema de Steiner incluye en sus variables la distancia del eje neutro de la figura con respecto al eje de cada figura mediante la cual se calcule la inercia parcial, tal que el eje neutro para cada eje se calcula mediante la ecuación (74) y (75) respectivamente:

$$\bar{x} = \frac{\sum A_i \cdot x_i}{\sum A_i} \quad (74)$$

$$\bar{y} = \frac{\sum A_i \cdot y_i}{\sum A_i} \quad (75)$$

Reemplazando los valores de la Tabla 3.22 en (74) dará como resultado cero ya que las distancias entre ejes neutros de cada figura parcial con respecto al origen tomado como referencia son netamente cero, tal que:

$$\bar{x} = 0$$

Para el eje neutro de Y se tienen valores distintos de cero, se reemplaza en (75) y se tiene:

$$\bar{y} = \frac{39100 * 85 - 23800 * 70}{39100 - 23800} mm$$

$$\bar{y} = 108.33 mm \quad (76)$$

El centro de Gravedad será, para el eje neutro con respecto al origen tomado en un inicio:

$$CG = (0; 108.33) \text{ mm}$$

Se reemplaza (76) en la (73) junto a los valores de las inercias parciales detallados en la Tabla 3.22, tal que:

$$I_{X_1} = 94.17 * 10^6 \text{ mm}^4 + 39100 * (108.33 - 85)^2 \text{ mm}^4$$

$$I_{X_1} = 115.45 * 10^6 \text{ mm}^4 \quad (77)$$

$$I_{X_2} = 38.87 * 10^6 \text{ mm}^4 + 23800 * (108.33 - 70)^2 \text{ mm}^4$$

$$I_{X_1} = 73.84 * 10^6 \text{ mm}^4 \quad (78)$$

Para la inercia total se resta la inercia parcial de la figura (b), (78), de la inercia parcial de la figura (a), (77), tal que:

$$I_X = (115.45 - 73.84) * 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_X = 41.62 * 10^6 \text{ mm}^4 \quad (79)$$

Según el Criterio de Deflexión Máxima (Tabla 3.21) este elemento puede tener un rango de valores tales que:

$$\frac{L}{333} < y_{max} < \frac{L}{2000}$$

$$\frac{230}{333} < y_{max} < \frac{230}{2000}$$

$$0.6907 \text{ mm} < y_{max} < 0.115 \text{ mm}$$

Se toma el valor medio del rango para el cálculo del módulo de Young del material a seleccionar, reemplazándolo junto a (79) en la ecuación (54). La fuerza con la que se calcula es la fuerza de aplastamiento de las máquinas ya existentes ( $F=50 \text{ N}$ ), para asegurar que la pieza no falle en caso de que la fuerza de aplastamiento deba aumentarse en la ejecución del proceso por factores fuera de análisis:

$$y_{max} = \frac{-Fl^3}{48EI} \quad (54)$$

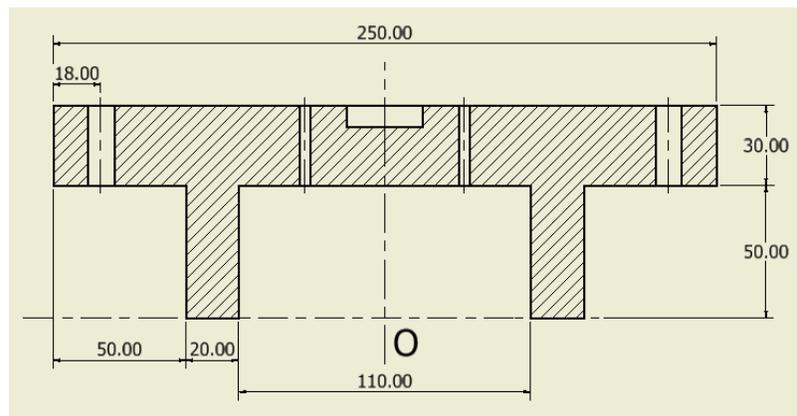
$$0.4029 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = \frac{50 \text{ N} * 0.230^3 \text{ m}^3}{48 * E * 41.62 * 10^6 \text{ mm}^4 \cdot \frac{1 \text{ m}^4}{1000^4 \text{ mm}^4}}$$

$$E = 755.81 \text{ KPa} \ll 3.5 \text{ GPa (Módulo de Young del PLA)}$$

Se selecciona de esta forma el material de PLA para el cajetín de desplazamiento horizontal del mecanismo de alimentación.

### 3.3.1.5. Diseño del cajetín de desplazamiento vertical en rodillo de alimentación

El rodillo presor del mecanismo de alimentación de antenas se aloja en un cajetín cuyo desplazamiento se da sobre el eje Y, este cajetín soporta también las fuerzas de aplastamiento ejercida por el tornillo de ajuste. En la Figura 3.95 se visualiza la sección del cajetín sobre la cual se retoma el cálculo mediante el segundo momento de inercia, utilizando la ecuación (73) y sus continuas, con los valores de la Tabla 3.23.



**Figura 3.95. Dimensiones para selección de material en cajetín rodillo presor 1**

Fuente: Propia

La figura (a) se toma como el rectángulo superior cerrado con dimensiones de 250\*30, la figura (b) y (c) de igual dimensión de 20\*50, que son los rectángulos cuya base es de mayor longitud (50 mm).

Calculando las inercias con las dimensiones visualizadas en la Figura 96 se tiene que:

$$I_{XX_1} = \frac{250 * 30^3}{12} \text{ mm}^4$$

$$I_{XX_1} = 562.5 * 10^3 \text{ mm}^4$$

$$I_{XX_2} = I_{XX_3} = \frac{20 * 50^3}{12} \text{ mm}^4$$

$$I_{XX_2} = I_{XX_3} = 208.33 * 10^3 \text{ mm}^4$$

$$I_{YY_1} = \frac{30 * 250^3}{12} \text{ mm}^4$$

$$I_{YY_1} = 39.06 * 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{YY_2} = I_{YY_3} = \frac{50 * 20^3}{12} \text{ mm}^4$$

$$I_{YY_2} = I_{YY_3} = 33.33 * 10^3 \text{ mm}^4$$

**Tabla 3.23. Valores para el cálculo de la inercia en cajetín de rodillo presor 1**

Fuente: Propia

Figura	$A_i(\text{mm}^2)$	$X_i(\text{mm})$	$Y_i(\text{mm})$	$I_{XX_i}(\text{mm}^4)$	$I_{YY_i}(\text{mm}^4)$
<b>A</b>	4500	0	65	$562.5 * 10^3$	$39.063 * 10^6$
<b>B</b>	1000	65	25	$208.33 * 10^3$	$33.33 * 10^3$
<b>C</b>	1000	65	25	$208.33 * 10^3$	$33.33 * 10^3$

Utilizando las ecuaciones (74) y (75) para determinar la distancia del eje neutro de la pieza, en relación a la referencia señalada con la letra O, se tiene:

$$\bar{x} = \frac{\sum A_i \cdot x_i}{\sum A_i} \quad (74)$$

$$\bar{y} = \frac{\sum A_i \cdot y_i}{\sum A_i} \quad (75)$$

$$\bar{x} = \frac{4500 * 0 + 1000 * (65) + 1000 * (-65)}{4500 + 1000 + 1000} \text{ mm}$$

$$\bar{x} = 0.$$

Para el eje neutro de Y se reemplazan los valores de la tabla en (75) y se tiene:

$$\bar{y} = \frac{4500 * 65 + 2 * 1000 * 25}{4500 + 1000 + 1000} \text{ mm}$$

$$\bar{y} = 52.69 \text{ mm} \quad (80)$$

El centro de Gravedad será, para el eje neutro con respecto al origen tomado en un inicio:

$$CG = (0; 52.69) \text{ mm}$$

Se reemplaza (80) en la (73) junto a los valores de las inercias parciales detallados en la Tabla 3.23, tal que:

$$I_{X_1} = 562.5 * 10^3 \text{ mm}^4 + 4500 * (65 - 52.69)^2 \text{ mm}^4$$

$$I_{X_1} = 1.24 * 10^6 \text{ mm}^4 \quad (77)$$

$$I_{X_2} = I_{X_3} = 208.33 * 10^3 \text{ mm}^4 + 1000 * (52.69 - 25)^2 \text{ mm}^4$$

$$I_{X_2} = I_{X_3} = 975.07 * 10^3 \text{ mm}^4 \quad (78)$$

Para la inercia total se suman las inercias parciales, tales que:

$$I_X = 1.24 * 10^6 + 2 * 975.07 * 10^3 \text{ mm}^4$$

$$I_X = 3.19 * 10^6 \text{ mm}^4 \quad (81)$$

Según el criterio de deflexión máxima (Tabla 3.21) este elemento puede tener un rango de valores tales que:

$$\frac{L}{333} < y_{max} < \frac{L}{2000}$$

$$\frac{250}{333} < y_{max} < \frac{250}{2000}$$

$$0.7508 \text{ mm} < y_{max} < 0.125 \text{ mm}$$

Se toma el valor medio del rango para el cálculo del módulo de Young del material a seleccionar, reemplazándolo junto a (81) en la ecuación (54). La fuerza con la que se calcula es la Fuerza de Aplastamiento de las máquinas ya existentes ( $F=50 \text{ N}$ ), para asegurar que la pieza no falle en caso de que la fuerza de aplastamiento deba aumentarse en la ejecución del proceso por factores fuera de análisis:

$$y_{max} = \frac{-Fl^3}{48EI} \quad (54)$$

$$0.4379 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = \frac{50 \text{ N} * 0.250^3 \text{ m}^3}{48 * E * 3.19 * 10^6 \text{ mm}^4 \cdot \frac{1 \text{ m}^4}{1000^4 \text{ mm}^4}}$$

$$E = 11.65 \text{ MPa} \ll 2 \text{ GPa} \text{ (Módulo de Young del PLA)}$$

Se selecciona de esta forma el material de PLA para el cajetín de desplazamiento vertical del mecanismo de alimentación.

### 3.3.1.6. Diseño del rodillo presor en mecanismo de alimentación

El rodillo presor realiza la fuerza de aplastamiento sobre el cable que se está encintando, esta fuerza se distribuye de la misma forma en que se distribuye sobre el rodillo de alimentación previamente calculado, se toma el mismo criterio de diseño por fatiga para determinar el diámetro mínimo y si este cumple con el diámetro del diseño geométrico propuesto en el prototipo.

Se dibuja el DCL del eje, para este rodillo se consideran también las fuerzas de aplastamiento y de arrastre, recordando que dichas fuerzas no se encuentran en el mismo plano, el DCL para el plano XY se evidencia en la Figura 3.96, en donde van representados el peso y la fuerza de aplastamiento, mientras que en el plano XZ representado en la Figura 3.98 se manifiesta la fuerza de arrastre. Cabe resaltar que a diferencia del anterior rodillo, la fuerza de aplastamiento en el plano XY y el peso se encuentran en la mitad de su longitud.

Plano XY

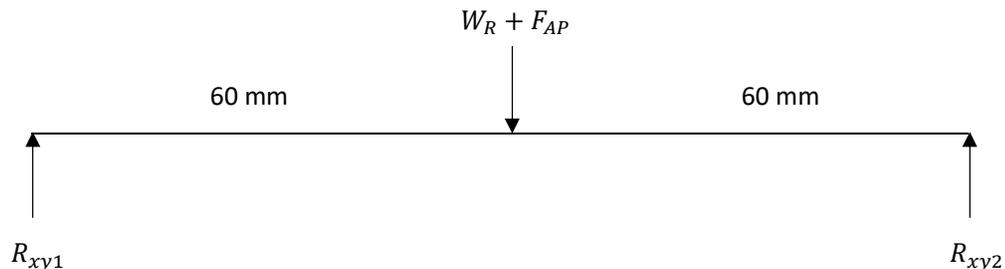


Figura 3.96. DCL Plano XY para rodillo presor en mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

Plano XZ

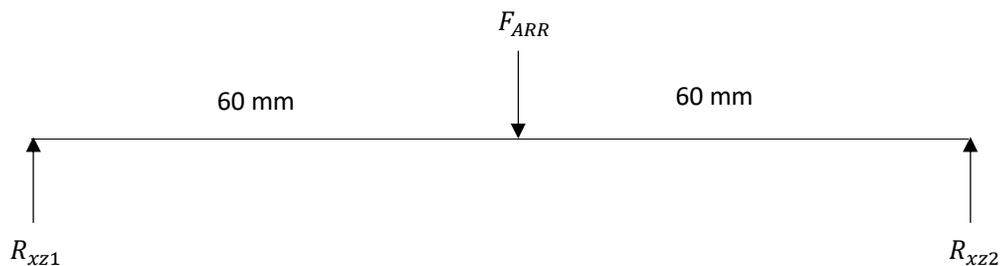
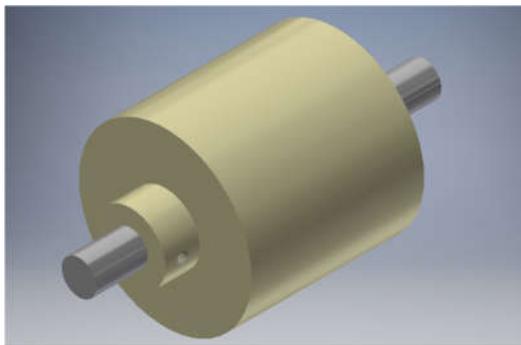


Figura 3.97. DCL Plano XZ para rodillo presor en mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

En la Figura 3.98 se observa el rodillo en diseño geométrico, se toma en cuenta el cálculo previo para la rigidez del rodillo de alimentación, para el cual se calculó para el diámetro crítico con ACERO AISI 1018.



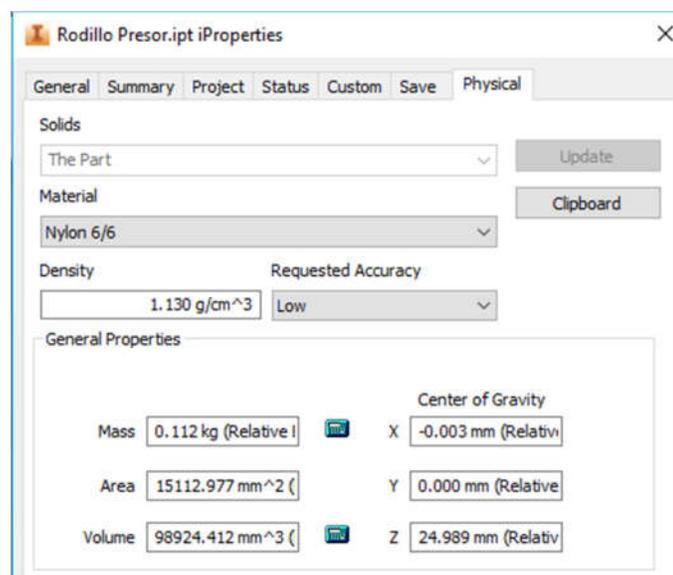
**Figura 3.98. Rodillo presor en mecanismo de alimentación**

Fuente: Propia

Se realiza la sumatoria de fuerzas y momentos para despejar las variables en las reacciones en la ecuación (82).

$$\begin{aligned} \uparrow (+)\sum F_y &= 0 \\ R_{xy1} - (F_{AP} + mg) + R_{xy2} &= 0 \end{aligned} \quad (82)$$

En la Figura 3.99 se visualizan las propiedades de sistema para el rodillo presor, con la finalidad de aproximar la masa del mismo sumada a la masa del eje (Figura 3.100) y obtener de la misma forma las fuerzas que actúan sobre el sistema.



**Figura 3.99. Propiedades en el sistema para rodillo presor en el mecanismo de alimentación**

Fuente: Propia

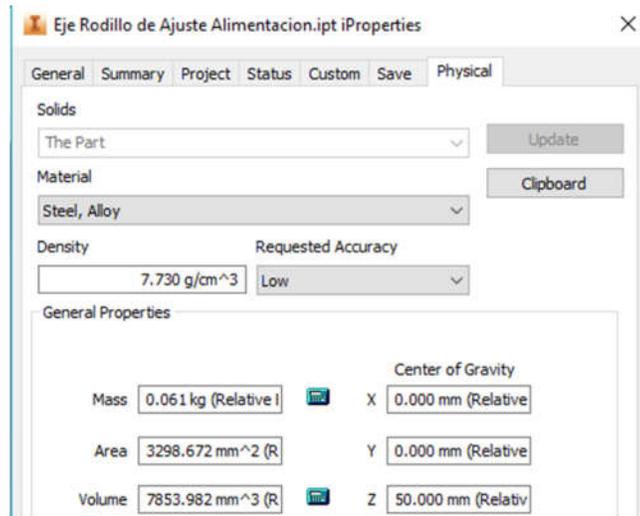


Figura 3.100. Propiedades en el sistema para eje de rodillo en el mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

Los valores que arroja el sistema, como se comprobó previamente, son aproximados a los valores por cálculo de masa a partir de la densidad del material y el volumen de la pieza, por lo que se toman estos valores para el cálculo del peso del rodillo, tal que:

$$W_R = (m_{Acero} + m_{Nylon}) g \cdot \frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_R = (61 + 112)g \cdot \frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_R = 1.69 \text{ N} \quad (83)$$

El resultado de la ecuación (83) se reemplaza en la sumatoria de fuerzas (82) y se tiene la ecuación (84):

$$R_{xy1} + R_{xy2} = 32.64 \text{ N} + 1.69 \text{ N}$$

$$R_{xy1} + R_{xy2} = 34.30 \text{ N} \quad (85)$$

Se realiza la sumatoria de momentos en el plano XY, se calcula la reacción  $R_{xy2}$ :

$$\zeta + \sum M_1 = 0$$

$$-(F_{AP} + W_R) * 60 \text{ mm} + R_{xy2} * 120 \text{ mm} = 0$$

$$R_{xy2} = \frac{34.3 \text{ N} * 0.06 \text{ m}}{0.12 \text{ m}}$$

$$R_{xy2} = 17.15 \text{ N} \quad (86)$$

Se reemplaza la ecuación (86) en (85):

$$R_{xy1} = 34.30 \text{ N} - 17.15 \text{ N}$$

$$R_{xy1} = 17.15 \text{ N} \quad (87)$$

Lo mismo en el plano XZ, con la sumatoria de fuerzas para la cual se toma el valor de 50 N en la fuerza de arrastre, para simular la prueba con una mayor tracción en la antena:

$$\uparrow (+) \sum F_y = 0$$

$$R_{xz1} - F_{ARR} + R_{xz2} = 0$$

$$R_{xz1} + R_{xz2} = 50 \text{ N} \quad (88)$$

Se realiza el cálculo de momentos en el apoyo 1:

$$\curvearrowright + \sum M_1 = 0$$

$$-F_{ARR} * 0.06 \text{ m} + R_{xz2} * 0.120 \text{ m} = 0$$

$$R_{xz2} = \frac{50 \text{ N} * 0.06 \text{ m}}{0.12 \text{ m}}$$

$$R_{xz2} = 25 \text{ N} \quad (89)$$

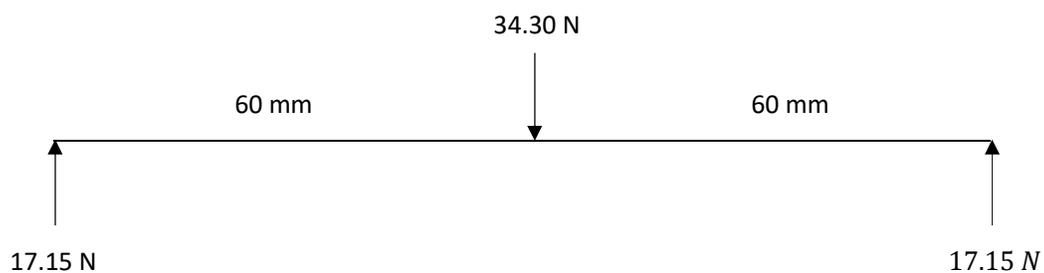
Se reemplaza (25) en (24) para obtener el apoyo 1:

$$R_{xz1} = 50 \text{ N} - 25 \text{ N}$$

$$R_{xz1} = 25 \text{ N} \quad (90)$$

Se obtienen los diagramas de momentos y cortantes, tal que se tiene primero para el plano XY:

Diagrama del cuerpo Libre



**Figura 3.101. DCL Plano XY con fuerzas completas rodillo presor en alimentación**

Fuente: Propia

Diagrama de cortantes

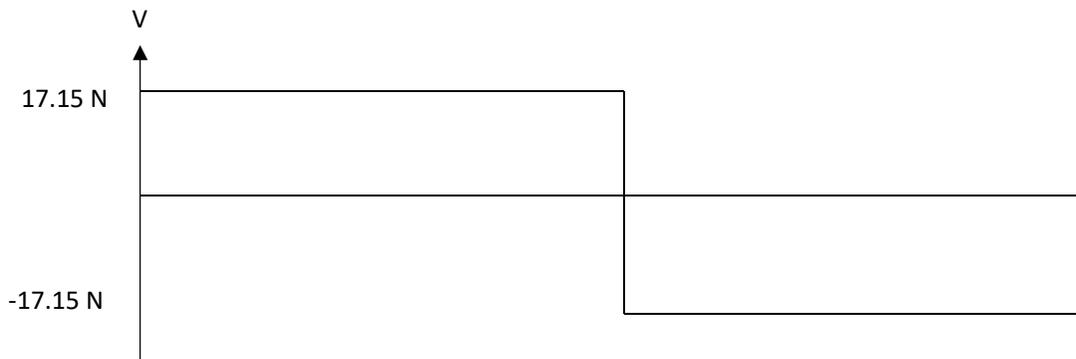


Figura 3.102. Diagrama de cortantes rodillo presor en mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

Diagrama de momentos

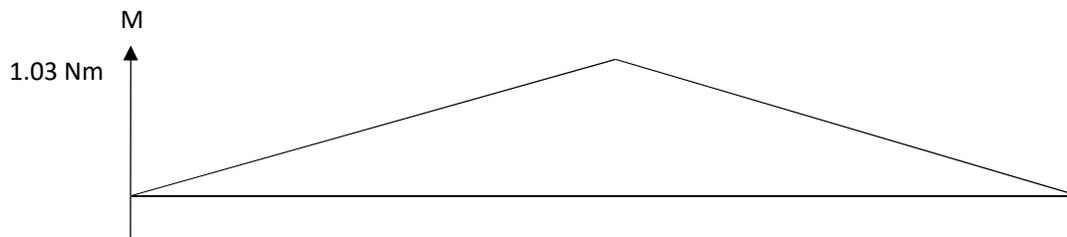


Figura 3.103. Diagrama de momentos rodillo presor en mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

Para el plano XZ se tiene:

Diagrama del cuerpo Libre

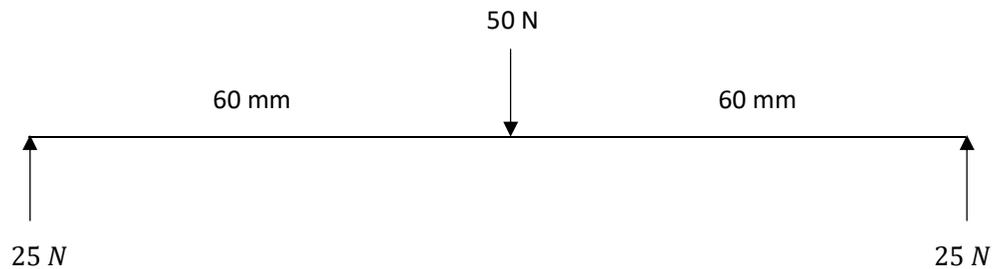


Figura 3.104. DCL plano XZ con fuerzas completas rodillo presor en mecanismo de alimentación

Fuente: Propia

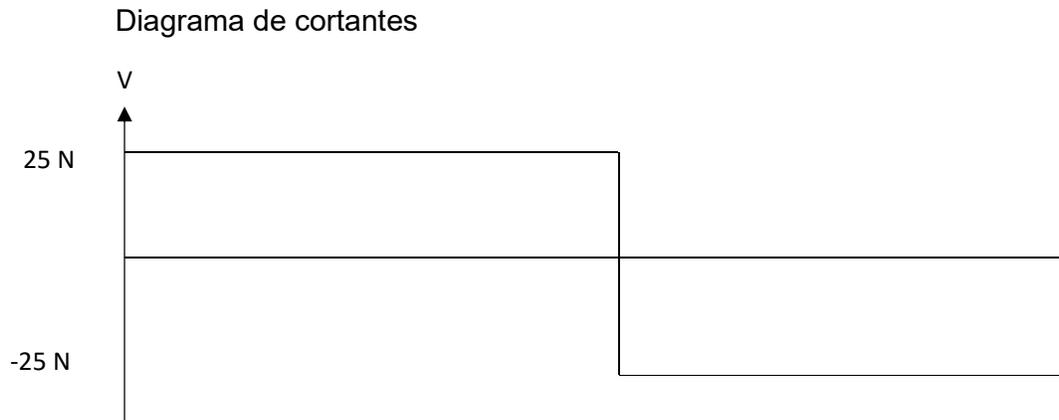


Figura 3.105. Diagrama de cortantes rodillo presor en mecanismo de alimentación (plano XZ)

Fuente: Propia

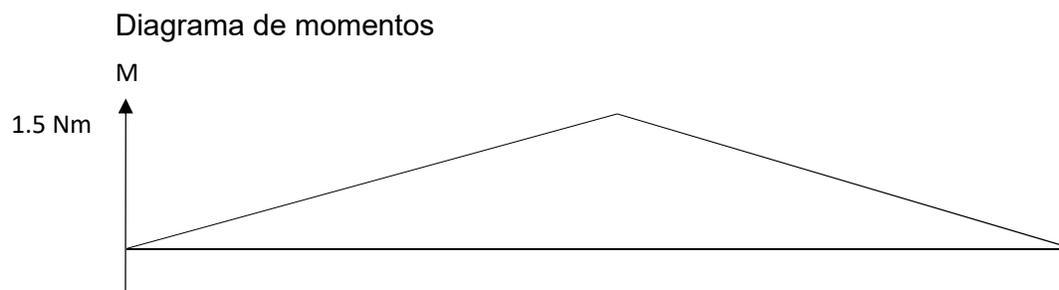


Figura 3.106. Diagrama de momentos rodillo presor en mecanismo de alimentación (plano XZ)

Fuente: Propia

El momento resultante de ambos planos se calcula con el teorema de Pitágoras tomando en cuenta que ambos planos son perpendiculares entre sí, con la ecuación (25):

$$M_{R1} = \sqrt{M_{XY}^2 + M_{XZ}^2} \quad (25)$$

$$M_R = \sqrt{1.03^2 + 1.5^2} \text{ Nm}$$

$$M_R = 1.82 \text{ Nm} \quad (91)$$

Recordando el dato del *último esfuerzo a la tracción* del nylon se tiene y la fórmula aplicar (26) para el cálculo a fatiga del diámetro crítico en el rodillo presor:

$$S_{ut} = 12.4 * 10^3 \frac{\text{lb}f}{\text{in}^2} \cdot \frac{9.8 \text{ N}}{2.2 \text{ lb}f} \cdot \frac{1 \text{ in}^2}{0.0254^2 \text{ m}^2} = 85.61 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S_e' \quad (26)$$

Para la resistencia a la fatiga ( $S_f$ ) se calcula a partir de la ecuación (27) con un valor de  $k = 0.3$ , de la misma forma que se calculó el otro rodillo, se incluyen las ecuaciones (28) y (29) para recordar.

$$S_f = a * N^b \quad (27)$$

$$a = \frac{(0.9 * S_{ut})^2}{S_e} \quad (28)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * S_{ut}}{S_e}\right) \quad (29)$$

Se tiene:

$$S_{ut} < 1400 \text{ MPa} \therefore S_e' = 0.506 \cdot S_{ut} \\ S_e' = 43.32 \text{ MPa} \quad (92)$$

Reemplazando (30) en (26):

$$S_e = k * S_e' \\ S_e = 12.99 \text{ MPa} \quad (93)$$

Reemplazando (93) en (28) y (29):

$$a = \frac{(0.9 * 85.62 \text{ MPa})^2}{12.99 \text{ MPa}} \\ a = 457.12 \text{ MPa} \quad (94)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * 85.62 \text{ MPa}}{12.99 \text{ MPa}}\right) \\ b = -0.2577 \quad (95)$$

Para un número de ciclos igual al de duración del otro rodillo se tiene:

$$N = 613 * 10^6 \text{ rev} \quad (34)$$

Reemplazando (34), (94) y (95) en (27):

$$S_f = 457.12 \text{ MPa} * (613 * 10^6)^{-0.2577} \\ S_f = 2.49 \text{ MPa} \quad (96)$$

Para el diseño del rodillo se tomó un factor de diseño ( $n$ ) de 2 usando la ecuación (36), tal que:

$$n = 2$$

$$n = \frac{S_f}{\sigma} \quad (36)$$

$$\sigma = 2 * 2.49 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 4.97 \text{ MPa} \quad (97)$$

Este es el esfuerzo que provoca la carga puntual sobre el rodillo, se calcula el esfuerzo por flexión sobre un elemento mecánico de área circular con la ecuación (38).

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * M}{\pi * \sigma}} \quad (38)$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * 1.82 \text{ Nm}}{\pi * 4.97 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

$$\phi = 0.015 \text{ m} = 15.13 \text{ mm.}$$

El diseño geométrico propuesto en el bosquejo tiene como diámetro en el punto de aplicación de la fuerza un diámetro de 50 mm debido a la geometría del cajetín de desplazamiento vertical, se observa que el diámetro es mayor que el diámetro mínimo aceptado por el cálculo de fatiga, para verificar se calculan los factores que modifican la resistencia a la fatiga del elemento.

El factor de condición superficial no cambia porque el tratamiento es el mismo, mecanizado:

$$k_a = 1.39 \quad (98)$$

El cálculo del factor de tamaño sigue siendo el mismo ya que el diámetro a calcular es de 50 mm, que se encuentra dentro del rango con el que se calculó el factor para el otro rodillo:

$$k_b = 1.24 * 26^{-0.107}$$

$$k_b = 0.8866 \quad (99)$$

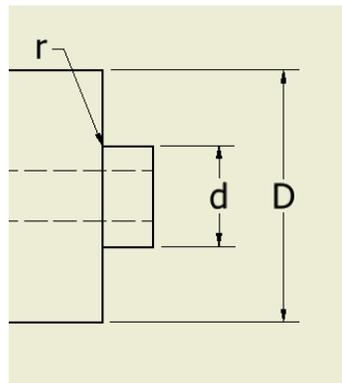
Se calcula para un momento a flexión, por lo que el factor de carga mantiene su valor unitario:

$$k_c = 1 \quad (100)$$

La temperatura de operación se considera de ambiente igualmente por lo que el factor sigue teniendo el valor unitario:

$$k_d = 1 \quad (101)$$

En el cálculo del factor de efectos diversos, es necesario tener los valores del diámetro de la muesca, diámetro del rodillo y radio de curvatura entre ambos diámetros, estos parámetros se visualizan en la Figura 3.107.



**Figura 3.107. Visualización de parámetros en factor de modificación por efectos diversos en rodillo presor**

Fuente: Propia

Se obtiene el factor de efectos diversos de la Figura 3.87 con respecto al radio en la muesca, así como también el factor  $k_t$  que se obtiene de la Figura 88 para un eje redondo con filete en flexión. Se calcula para un acero AISI 1018, para asemejar el diseño al otro rodillo, para una muesca de 2 mm de radio en la curvatura:

$$k_e = \frac{1}{q * (k_t - 1) + 1} \quad (44)$$

$$q = 0.7 \quad (102)$$

La relación entre ambos diámetros ( $D/d = 2.5$ ), se acerca a la curva de relación 3, la relación entre el radio de la muesca y el diámetro menor ( $r/d = 0.1$ ) junta ambos parámetros con un factor de 1.8, tal que:

$$k_t = 1.8 \quad (103)$$

Reemplazando (102) y (103) en (44):

$$k_e = \frac{1}{0.7 * (1.8 - 1) + 1}$$

$$k_e = 0.6410 \quad (104)$$

Con estos factores se calcula:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * 0.506 * S_{ut}$$

$$S_e = 1.39 * 0.8866 * 1 * 1 * 0.6410 * 0.506 * 85.62 \text{ MPa}$$

$$S_e = 34.22 \text{ MPa} \quad (105)$$

Reemplazando (105) en (28) y (29):

$$a = \frac{(0.9 * 85.62 \text{ MPa})^2}{34.22 \text{ MPa}}$$

$$a = 173.52 \text{ MPa} \quad (106)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * 85.62 \text{ MPa}}{34.22 \text{ MPa}}\right)$$

$$b = -0.1175 \quad (107)$$

Reemplazando (106), (107) y (34) en (27):

$$S_f = 173.52 \text{ MPa} * (613 * 10^6)^{-0.1175}$$

$$S_f = 16.1 \text{ MPa} \quad (108)$$

Reemplazando (108) en (36):

$$\sigma = 16.1 \text{ MPa} * 2$$

$$\sigma = 32.2 \text{ MPa} \quad (109)$$

Reemplazando (109) en (38):

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * 1.82 \text{ Nm}}{\pi * 32.2 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

$$\phi = 0.0083 \text{ m} = 8.31 \text{ mm}.$$

El diseño por fatiga arroja un diámetro mínimo de 8.31 mm, para asegurar este diseño se hacen los cálculos para un diseño a rigidez, verificando dicho diámetro con el material especificado con la finalidad de asegurar la menor cantidad de vibraciones sobre la máquina.

Según el criterio de deflexión máxima se tiene la ecuación (54), tal que:

$$y_{max} = \frac{-Fl^3}{48EI} \quad (54)$$

$$E = 2 \text{ GPa}$$

$$l = 120 \text{ mm}$$

$$F = \sqrt{32.64^2 + 50^2} \text{ N}$$

$$F = 59.71 \text{ N} \quad (110)$$

$$I = \frac{\pi r^4}{4}$$

$$I = \frac{\pi * \left(\frac{0.00831}{2}\right)^4}{4} \text{ m}$$

$$I = 2.34 * 10^{-10} \text{ m}^4 \quad (111)$$

Reemplazando (110) y (111) en (54):

$$y_{max} = \frac{59.71 \text{ N} * 0.120^3 \text{ m}^3}{48 * 2 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 2.34 * 10^{-10} \text{ m}^4}$$

$$y_{max} = 0.0046 \text{ m} \quad (112)$$

Esta deflexión es inaceptable para el diseño, por lo que se procede a cambiar el diámetro del eje con un material más resistente y usado normalmente en maquinaria, AISI 1018 con norma ASTM A108:

$$E = 205 \text{ GPa}$$

$$y_{max} = \frac{59.71 \text{ N} * 0.120^3 \text{ m}^3}{48 * 205 * 10^9 * 2.34 * 10^{-10} \text{ m}^4}$$

$$y_{max} = 0.045 \text{ mm}$$

$$\frac{120}{333} \text{ mm} \gg 0.045 \text{ mm}$$

$$0.3604 \text{ mm} \gg 0.045 \text{ mm}$$

Esta condición es verdadera y cumple el diseño en rigidez del elemento de análisis, se agrega un factor de seguridad al eje por diferencias entre proveedores y características físicas del material:

$$8.31 \text{ mm} * 1.2 = 9.97 \text{ mm}$$

Por facilidad de diseño se aproxima al inmediato superior, con un diámetro en acero AISI 1018 de 10 mm, el recubrimiento se lo realizará en nylon para economizar el diseño, teniendo que calcular un ajuste entre el eje y el rodillo de nylon.

El diámetro del nylon se ajusta al diseño geométrico y se comprueba su rigidez, tal que:

$$I = \frac{\pi r^4}{4}$$

$$I = \frac{\pi * \left(\frac{0.050}{2}\right)^4 \text{ m}}{4}$$

$$I = 3.06 * 10^{-7} \text{ m}^4 \quad (113)$$

Reemplazando (113) en (54):

$$y_{max} = \frac{59.71 \text{ N} * 0.120^3 \text{ m}^3}{48 * 2 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 3.06 * 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$y_{max} = 0.0035 \text{ mm.}$$

$$\frac{120}{333} \text{ mm} \gg 0.0035 \text{ mm}$$

$$0.3604 \text{ mm} \gg 0.0035 \text{ mm}$$

Esta condición muestra que el diámetro geométrico del rodillo de 50 mm es suficiente para soportar por rigidez las cargas a las que se somete dicho elemento mecánico, incluyendo ajuste se tiene:

$$\phi_R = 50 H7$$

La selección del rodamiento se la realiza por el diámetro del eje calculado previamente, recordando que dicho eje es de 10 mm de diámetro, con una vida útil de 10 años para obtener un total de 613 millones de revoluciones. Se toman los datos

del rodamiento utilizado para el otro rodillo, KFL000. Recordando la ecuación de cálculo (68):

$$\frac{L_2}{L_{10}} = \left(\frac{C}{P}\right)^k \quad (68)$$

$$C = 4606 \text{ N} \quad (69)$$

$$P = R_{xy1}$$

$$P = 25 \text{ N} \quad (114)$$

$$L_2 = 613 * 10^6 \quad (71)$$

$$k = 3 \quad (72)$$

Reemplazando (69), (71) y (72) en (68) para obtener la carga equivalente máxima que soporta y compararlo con la carga equivalente del sistema:

$$\frac{613 * 10^6}{10^6} = \left(\frac{4606 \text{ N}}{P_c}\right)^3$$

$$P_c = \frac{4606 \text{ N}}{\sqrt[3]{613}}$$

$$P_c = 542.21 \text{ N}$$

$$542.21 \text{ N} \gg 25 \text{ N}$$

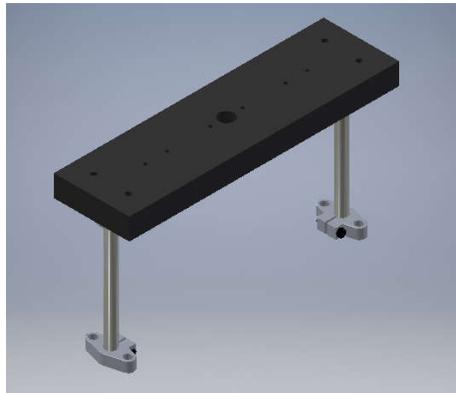
Se observa que la carga equivalente que soporta el rodamiento para una vida útil de 10 años es mucho mayor a la carga presente en el sistema, tomando un factor de seguridad tal que:

$$n = \frac{542.21}{25} = 21.69$$

### 3.3.1.7. Diseño de la estructura de ajuste en mecanismo de alimentación

En la Figura 3.108 se observa la estructura sobre la cual se desplazará el cajetín de rodillo presor, el cual cuenta con un tornillo que ajusta el sistema manualmente. Este mecanismo cuenta con dos guías cilíndricas que se calculan con acero plata AISI 01 debido a la baja rugosidad del material, recomendado específicamente para utilizarse de guía por sus características de rozamiento mínimo. Los soportes fijos en los extremos brindan rigidez a la estructura y son de fácil montaje/desmontaje. El

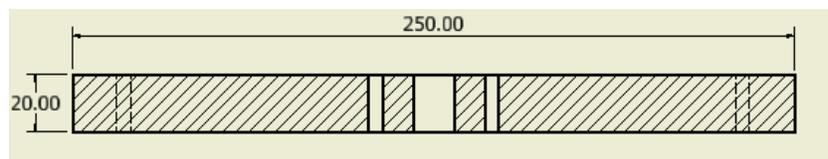
techo del mecanismo se debe calcular a flexión igualmente y con rigidez, mientras que el tornillo se selecciona según el paso requerido asociado al tiempo de ejecución del proceso.



**Figura 3.108. Estructura para cajetín de desplazamiento vertical en rodillo presor para mecanismo de alimentación**

**Fuente:** Propia

En referencia a los momentos flectores calculados en rodillos, se empieza este proceso de selección de materiales y dimensiones tomando en cuenta que ambos cajetines impresos en PLA soportan las cargas presentes, se supone un material de PLA para el techo del sistema. La Figura 3.109 muestra la sección en la que se calcula la inercia:



**Figura 3.109. Sección del techo en sistema presor mecanismo de alimentación**

**Fuente:** Propia

$$\bar{x} = 125 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = 10 \text{ mm}$$

$$CG (125,10) \text{ mm}$$

$$A = 250 * 20 \text{ mm}^2$$

$$A = 5000 \text{ mm}^2$$

$$I_x = \frac{250 * 20^3}{12}$$

$$I_X = 166.67 * 10^3 \text{ mm}^4$$

$$F = 32.64 \text{ N}$$

$$R_{XY_1} = 16.32 \text{ N}$$

$$R_{XY_2} = 16.32 \text{ N}$$

$$l = 250 \text{ mm}$$

$$E = 2 \text{ GPa.}$$

$$y_{max} = \frac{32.64 \text{ N} * 0.250^3 \text{ m}^3}{48 * 2 * 10^9 * 166.67 * 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$y_{max} = 0.032 \text{ mm}$$

$$\frac{250}{333} \text{ mm} \gg 0.032 \text{ mm}$$

$$0.7508 \text{ mm} \gg 0.032 \text{ mm}$$

El espesor del diseño geométrico permite que la pieza por rigidez tenga una deflexión que coloque la pieza en un diseño de precisión, por lo que se disminuye el espesor de la plancha a 10 mm, tal que:

$$\bar{x} = 125 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = 5 \text{ mm}$$

$$CG (125,5) \text{ mm}$$

$$A = 250 * 10 \text{ mm}^2$$

$$A = 2500 \text{ mm}^2$$

$$I_X = \frac{250 * 10^3}{12}$$

$$I_X = 20.83 * 10^3 \text{ mm}^4$$

$$y_{max} = \frac{32.64 \text{ N} * 0.250^3 \text{ m}^3}{48 * 2 * 10^9 * 2.08 * 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$y_{max} = 0.25 \text{ mm}$$

$$\frac{250}{333} \text{ mm} > 0.255 \text{ mm} > \frac{250}{2000}$$

$$0.7508 \text{ mm} > 0.255 \text{ mm} > 0.125 \text{ mm}$$

Se agrega el factor de seguridad utilizado para las demás piezas, de esta forma:

$$e = 10 \text{ mm} * 1.2$$

$$e = 12 \text{ mm}$$

Ambas guías soportan una fuerza de compresión en su sección circular debido a las reacciones  $R_{XY_1}$  y  $R_{XY_2}$ , esta se asienta sobre dicha sección y provoca un esfuerzo normal a compresión, la tracción es más crítica por lo que el cálculo pretende asegurar un diámetro de la guía:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (115)$$

$$F = 16.32 \text{ N} \quad (116)$$

$$A = \pi * 0.01^2 \text{ m}^2$$

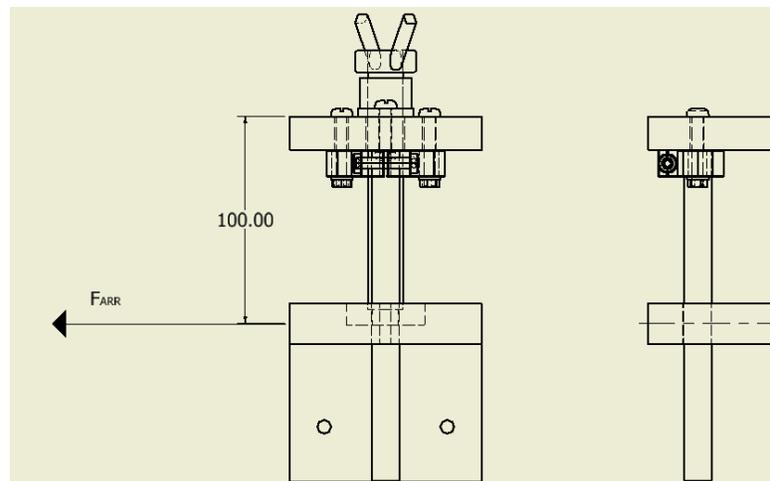
$$A = 3.14 * 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (117)$$

Reemplazando (116) y (117) en (115):

$$\sigma = \frac{16.32 \text{ N}}{3.14 * 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 51.95 \text{ KPa}$$

El último esfuerzo a la tracción del acero plata (AISI 01) es de 205 MPa, que es mucho mayor al esfuerzo que ejerce la fuerza de reacción en cada apoyo, también es necesario tomar en cuenta la deflexión que causa la fuerza de arrastre en su distancia máxima, que según el diseño geométrico es de 100 mm debajo del techo, como se observa en la Figura 3.110, con la fuerza partida en dos debido a que son dos guías.

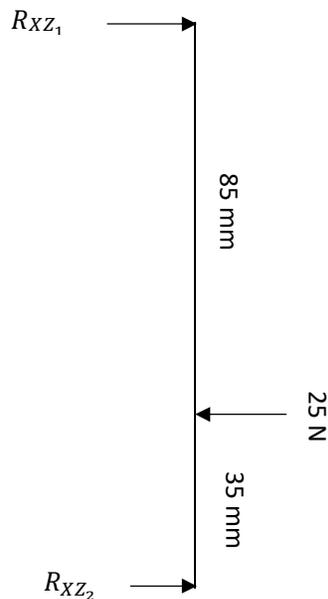


**Figura 3.110. Visualización de fuerza de arrastre en sistema presor**

Fuente: Propia

Para el plano XZ se tiene:

Diagrama del cuerpo Libre



**Figura 3.111. DCL plano XZ con fuerzas completas guía de desplazamiento vertical en cajetín mecanismo de alimentación**

Fuente: Propia

Se realiza la sumatoria de fuerzas, con la que se toma el valor de 25 N en la Fuerza de Arrastre en cada guía, tal que:

$$\uparrow (+)\sum F_y = 0$$

$$R_{xz1} - F_{ARR} + R_{xz2} = 0$$

$$R_{xz1} + R_{xz2} = 25 \text{ N} \quad (118)$$

Se realiza el cálculo de Momentos en el apoyo 1:

$$\curvearrowright + \sum M_1 = 0$$

$$-25 \text{ N} * 0.085 \text{ m} + R_{xz2} * 0.120 \text{ m} = 0$$

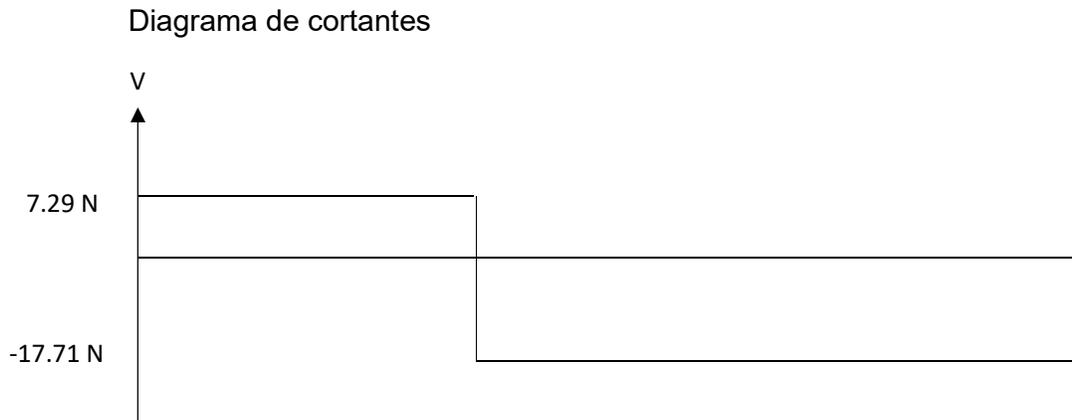
$$R_{xz2} = \frac{25 \text{ N} * 0.085 \text{ m}}{0.12 \text{ m}}$$

$$R_{xz2} = 17.70 \text{ N} \quad (119)$$

Se reemplaza (119) en (118) para obtener el apoyo 1:

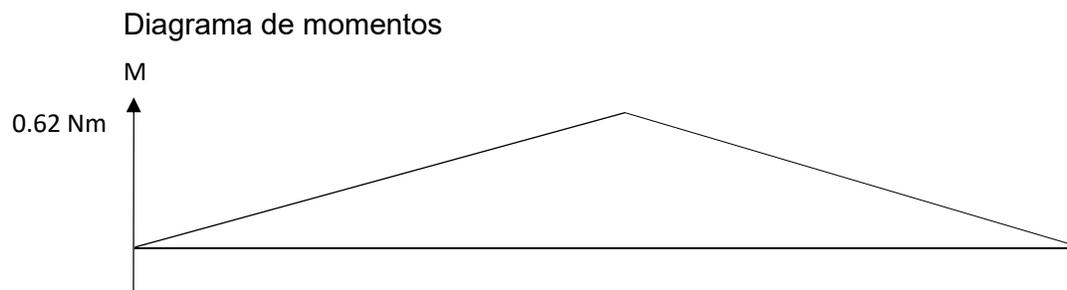
$$R_{xz1} = 25 \text{ N} - 17.71 \text{ N}$$

$$R_{xz1} = 7.29 \text{ N} \quad (120)$$



**Figura 3.112. Diagrama de cortantes guía en mecanismo de alimentación (Plano XZ)**

Fuente: Propia



**Figura 3.113. Diagrama de momentos guía en mecanismo de alimentación (Plano XZ)**

Fuente: Propia

El momento será:

$$M_R = 0.62 \text{ Nm} \quad (121)$$

El esfuerzo de flexión que soporta esta guía se calcula a partir de la ecuación (38):

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * \phi^3} \quad (38)$$

Recordando las ecuaciones y cálculo para un diseño a fatiga, se tiene:

$$.Se = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * Se' \quad (26)$$

Para la resistencia a la fatiga ( $S_f$ ) se calcula a partir de la ecuación (27) con un valor de  $k = 0.3$ , de la misma forma que se calcularon los rodillos, se incluyen las ecuaciones (28) y (29) para recordar.

$$S_f = a * N^b \quad (27)$$

$$a = \frac{(0.9 * S_{ut})^2}{Se} \quad (28)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * S_{ut}}{Se}\right) \quad (29)$$

Se tiene:

$$S_{ut} < 1400 \text{ MPa} \therefore Se' = 0.506 \cdot S_{ut}$$

$$Se' = 108.79 \text{ MPa} \quad (122)$$

Reemplazando (122) en (26) con  $k = 0.3$ :

$$Se = k * Se'$$

$$Se = 32.64 \text{ MPa} \quad (123)$$

Reemplazando (123) en (28) y (29):

$$a = \frac{(0.9 * 215 \text{ MPa})^2}{32.64 \text{ MPa}}$$

$$a = 1147.13 \text{ MPa} \quad (124)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * 215 \text{ MPa}}{32.64 \text{ MPa}}\right)$$

$$b = -0.2576 \quad (125)$$

Este elemento no se encuentra en constante rotación, por lo que el número de ciclos no se incluye en este cálculo mediante revoluciones, sino por golpes, ya que cuando arranca la máquina y el rodillo arrastra el cable constantemente, también provoca un esfuerzo de flexión constante sobre la columna, por eso se calcula mediante el número de antenas que se producirían con velocidad nominal en 10 años, tal que:

$$N = 910 \frac{\text{antenas}}{\text{día}} \cdot \frac{365 \text{ días}}{1 \text{ año}} \cdot 10 \text{ años}$$

$$N = 3.32 * 10^6 \text{ golpes} \quad (126)$$

Reemplazando (124), (125) y (126) en (27):

$$S_f = 1147.13 \text{ MPa} * (3.32 * 10^6)^{-0.2576}$$

$$S_f = 23.97 \text{ MPa} \quad (127)$$

Se continúa calculando con un factor de diseño de 2 para la columna, tal que:

$$n = 2$$

$$n = \frac{S_f}{\sigma} \quad (36)$$

$$\sigma = 2 * 2.49 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 47.94 \text{ MPa} \quad (128)$$

Este es el esfuerzo que provoca la carga puntual sobre la guía, se calcula el esfuerzo por flexión sobre un elemento mecánico de área circular, con la ecuación (38) reemplazando (128) y (121).

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * M}{\pi * \sigma}} \quad (38)$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * 0.62 \text{ Nm}}{\pi * 47.94 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

$$\phi = 0.0051 \text{ m} = 5.08 \text{ mm.}$$

El factor de condición superficial no cambia porque el tratamiento es el mismo, mecanizado:

$$k_a = 4.51 * 215^{-0.265}$$

$$k_a = 1.08 \quad (129)$$

El cálculo del factor de tamaño sigue siendo el mismo ya que el diámetro a calcular es de 50 mm, que se encuentra dentro del rango con el que se calculó el factor para los rodillos:

$$k_b = 1.24 * 10^{-0.107}$$

$$k_b = 0.9692 \quad (130)$$

Se calcula para un momento a flexión, por lo que el factor de carga mantiene su valor unitario:

$$k_c = 1 \quad (131)$$

La temperatura de operación se considera de ambiente igualmente por lo que el factor sigue teniendo el valor unitario:

$$k_d = 1 \quad (132)$$

En el cálculo del factor de efectos diversos, se utiliza la unidad ya que no tiene filetes ni modificaciones por mecanizados extras como prisioneros o cuñas.

$$k_e = 1 \quad (133)$$

Estos factores teóricamente muestran que los tratamientos térmicos y efectos de tamaño no afectan a la resistencia del material, tal que:

$$\begin{aligned} S_e &= k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * 0.506 * S_{ut} \\ S_e &= 1 * 0.506 * 215 \text{ MPa} \\ S_e &= 108.79 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (134)$$

Reemplazando (134) en (28) y (29):

$$\begin{aligned} a &= \frac{(0.9 * 215 \text{ MPa})^2}{108.79 \text{ MPa}} \\ a &= 344.17 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (135)$$

$$\begin{aligned} b &= -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * 215 \text{ MPa}}{108.79 \text{ MPa}}\right) \\ b &= -0.0834 \end{aligned} \quad (136)$$

Reemplazando (134), (135) y (136) en (27):

$$\begin{aligned} S_f &= 344.17 \text{ MPa} * (3.32 * 10^6)^{-0.0834} \\ S_f &= 98.38 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (137)$$

Reemplazando (137) en (36):

$$\begin{aligned} \sigma &= 98.38 \text{ MPa} * 2 \\ \sigma &= 196.76 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (138)$$

Reemplazando (138) en (38):

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * M}{\pi * \sigma}} \quad (38)$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * 0.62 \text{ Nm}}{\pi * 196.76 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

$$\phi = 0.0032 \text{ m} = 3.178 \text{ mm}.$$

El segundo momento del área de la guía se calcula a partir del diámetro encontrado por el cálculo de fatiga, tal que:

$$I_G = \frac{\pi * r^4}{4}$$

$$I_G = \frac{\pi * (0.00159)^4}{4} \text{ m}^4$$

$$I_G = 5.01 * 10^{-12} \text{ m}^4$$

$$F = 50 \text{ N}$$

$$l = 120 \text{ mm}$$

$$E = 190 \text{ GPa}.$$

$$y_{max} = \frac{50 \text{ N} * 0.120^3 \text{ m}^3}{48 * 190 * 10^9 * 5.01 * 10^{-12} \text{ m}^4}$$

$$y_{max} = 1.89 \text{ mm}$$

$$\frac{120}{333} \text{ mm} > 1.89 \text{ mm} > \frac{120}{2000}$$

$$0.3604 \text{ mm} > 1.89 \text{ mm}$$

La condición de rigidez no se cumple para un elemento con segundo momento de inercia basado en un diámetro de 3 mm, se aumenta el diámetro en una primera iteración al doble:

$$I_G = \frac{\pi * r^4}{4}$$

$$I_G = \frac{\pi * (0.003)^4}{4} \text{ m}^4$$

$$I_G = 6.36 * 10^{-11} \text{ m}^4$$

$$F = 50 \text{ N}$$

$$l = 120 \text{ mm}$$

$$E = 190 \text{ GPa.}$$

$$y_{max} = \frac{50 \text{ N} * 0.120^3 \text{ m}^3}{48 * 190 * 10^9 * 6.36 * 10^{-11} \text{ m}^4}$$

$$y_{max} = 0.149 \text{ mm}$$

$$\frac{120}{333} \text{ mm} > 0.149 \text{ mm} > \frac{120}{2000}$$

$$0.3604 \text{ mm} > 0.149 \text{ mm} > 0.06 \text{ mm}$$

Con un diámetro de 6 mm si cumple la condición de rigidez, se utiliza un factor de 1.5 para el diámetro final por ambigüedades en el dato de elasticidad del material, ya que lo comparan con un ACERO 304 (Acero Inoxidable), con esta consideración:

$$\phi = 6 \text{ mm} * 1.5$$

$$\phi = 9 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

Estos cálculos y materiales permiten obtener un peso aproximado del mecanismo completo, con lo que se obtiene el torque requerido por el motor ubicado para brindar el movimiento circular que se transforma en lineal mediante el bocín roscado. Se exponen los pesos aproximados del mecanismo de alimentación junto al sistema de ajuste en la Tabla 3.24.

**Tabla 3.24. Tabla de pesos en mecanismo de alimentación**

Fuente: Propia

Elemento o Pieza	Material	Cantidad	Peso (g)
<b>SISTEMA DE AJUSTE</b>			
<b>Guías Lineales</b>	AISI 01	2	148.8
<b>Rodillo Presor</b>	NYLON	1	112
<b>Eje Rodillo Presor</b>	AISI 1018	1	80
<b>Chumaceras</b>	N/A	2	106
<b>Varilla Roscada</b>	N/A	1	90
<b>Platina</b>	HIERRO	1	40
<b>Rosca 1/2"</b>	N/A	1	12.21
<b>Soporte Guías Lineales</b>	N/A	2	100
<b>Rosca Mariposa 1/2"</b>	N/A	1	20
<b>Techo de Sistema de Ajuste</b>	PLA	1	186

<b>Tapa para Rodamiento 3/8"</b>	PLA	1	10
<b>Cajetín de Ajuste</b>	PLA	1	355
<b>Prisionero</b>	N/A	1	5
<b>Tornillos</b>	N/A	6	60
<b>Tornillos</b>	N/A	2	20
<b>Tornillos</b>	N/A	4	40
<b>Tuercas</b>	N/A	12	60
<b>Arandelas</b>	N/A	12	60
<b>Rodamiento de Bola</b>	N/A	1	180
<b>Rodamiento Lineal LM10LUU</b>	N/A	2	100
<b>TOTAL</b>			<b>1785.01</b>
<b>MECANISMO DE ALIMENTACIÓN</b>			
<b>Chumacera</b>	N/A	1	53
<b>Eje De Rodillo</b>	AISI 1018	1	114
<b>Rodillo De Alimentación</b>	NYLON	1	71
<b>Cajetín</b>	PLA	1	1120
<b>Motor</b>	N/A	1	380
<b>Tornillo</b>	N/A	6	60
<b>Tuerca</b>	N/A	6	30
<b>Arandela</b>	N/A	6	30
<b>Prisionero</b>	N/A	1	5
<b>Soporte Guías Lineales</b>	N/A	2	100
<b>TOTAL</b>			<b>1963</b>

La suma de los elementos de ambos mecanismos da un total de 3648 g (3.65 Kg), el cual se multiplica por un factor de seguridad de 1.2 para disminuir el riesgo de que la estructura falle por un peso que no es el real.

### 3.3.2. DISEÑO DEL SOPORTE PARA COLOCACIÓN DE AMARRA

El soporte para colocación de amarras es un tablero independiente de la máquina, ya que la colocación del primer punto de cinta está ajustado al pie del rodillo de alimentación, y las amarras deben colocarse sobre la parte encintada.

Este soporte está diseñado para las cargas de tensión que ejerce la antena, la altura del mismo está calculada según el criterio de deflexión de Mott:

$$\frac{l}{333} mm > y_{max} > \frac{l}{2000}$$

$$I_G = \frac{b * h^3}{12}$$

El material en que se fabrican estos soportes actualmente es acero A36, cuyo módulo de Young es de 200 GPa, las medidas comerciales en el mercado ecuatoriano tienen espesores de hasta 15 mm; usualmente se trabaja con 10 mm, este diseño utiliza el mismo material para reducir costos y utilizar los soportes que ya se han fabricado. Este proceso de cálculo verifica la altura a la que deben estar para evitar una deflexión significativa, se tiene:

$$I_G = \frac{0.01 m * h^3}{12}$$

$$I_G = 8.33h^3 * 10^{-4} m^4$$

$$F = 50 N$$

Si la altura del soporte actualmente es de 150 mm, se calcula para ese mismo parámetro:

$$l = 150 mm$$

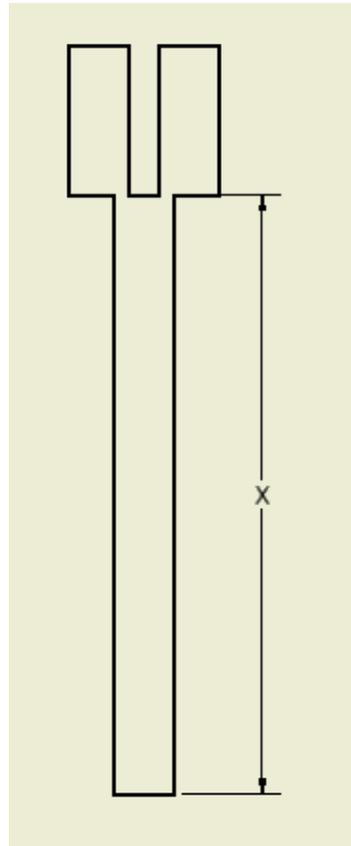
$$E = 200 GPa$$

$$I = 2.81x10^{-6}m^4.$$

$$y_{max} = \frac{50 N * 0.150^3 m^3}{48 * 200 * 10^9 * 2.81x10^{-6}m^4}$$

$$y_{max} = 6.25 * 10^{-6} mm$$

La deflexión causada por la tensión no es significativa, se utiliza esta misma altura visualizada en la Figura 3.114.



**Figura 3.114. Diseño del soporte para colocación de amarros**

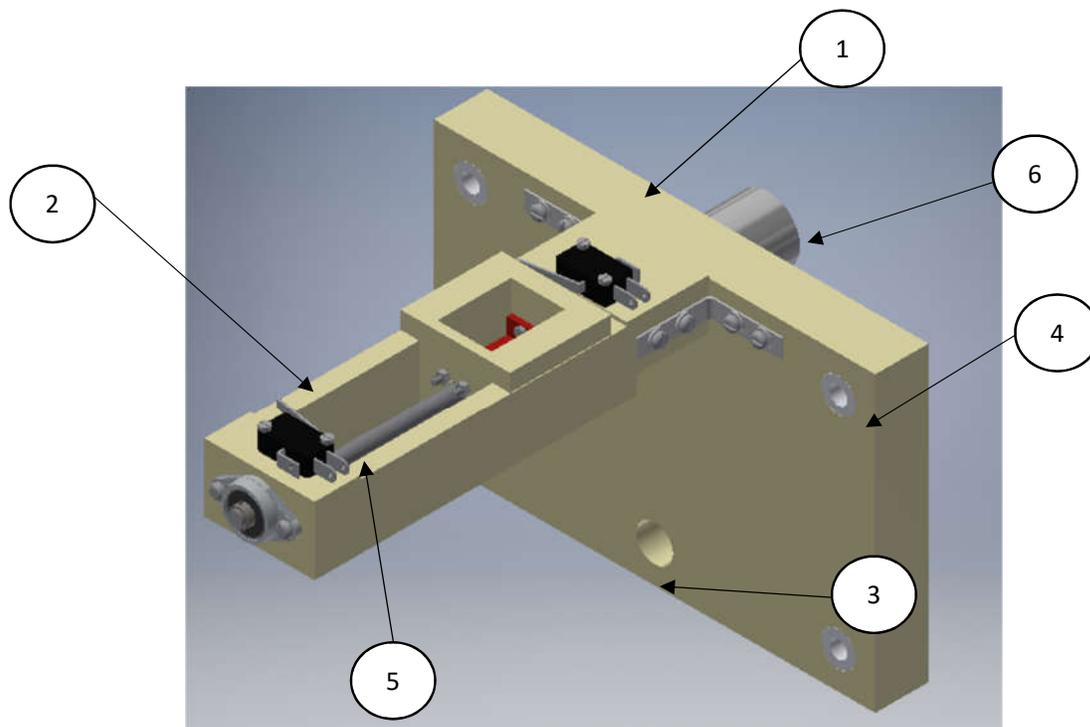
Fuente: Propia

### 3.3.3. DISEÑO DEL TRANSPORTADOR DE CABLE

Es indispensable la facilidad de manejo en maquinaria para el operador y evitar incumplir las normas de seguridad industrial, es por esto que se diseña un transportador de cable por medio de un cajetín de avance horizontal que atraviesa el agujero por donde pasa el cable. Este cajetín está compuesto por dos piezas de base, que son la plancha que sostiene los rodamientos lineales y a la que está acoplado el bocín roscado que transmite el movimiento lineal por el giro del tornillo de potencia, para este cálculo se dimensionan los siguientes elementos, a observarse en la Figura 3.115:

1. Plancha con rodamientos (cajetín)
2. Transportador
3. Tornillo de potencia en transportador
4. Rodamientos lineales

5. Tornillo de potencia en cajetín (este tornillo de potencia también se acopla al mecanismo de alimentación, bajo la misma finalidad, permitir que el operador tenga mayor comodidad para operar la máquina)
6. Torque y velocidad angular del motor



**Figura 3.115. Visualización de elementos mecánicos en transportador de cable**

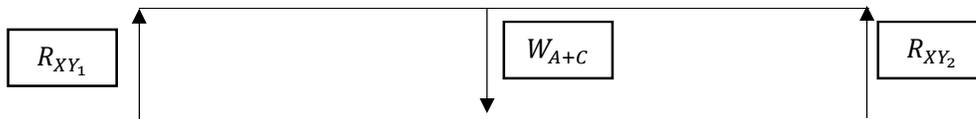
Fuente: Propia

### 3.3.3.1. Transportador

Según los datos obtenidos en las mediciones de materia prima, los extremos de cada antena dual pesa alrededor de cinco gramos (5 g) cada uno, con un total de 10 g entre el peso. Dentro de este cajetín no debería entrar ningún otro elemento, para extender el diseño a un acople próximo se aproxima una carga de 100 g en el extremo del cable (en caso de que se cambie de conector o especificación), el punto crítico de este movimiento es en el centro de la longitud total del transportador, sin embargo, es necesario determinar primero las reacciones que aparecen en la chumacera. Por lo que se realiza primero el cálculo y determinación del tornillo de avance en el cajetín secundario (Número 5 en Figura 3.115), para el cual se muestra en la Figura 3.116 el DCL.

En el plano XY.

DCL



**Figura 3.116. DCL del tornillo de avance en cajetín secundario**

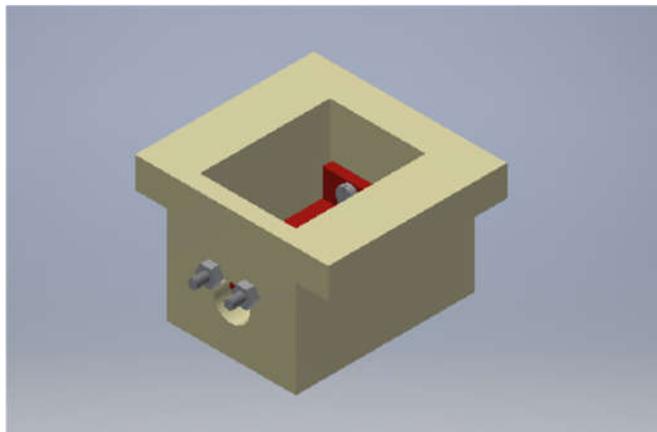
Fuente: Propia

En donde:

$R_{XY_1}$	Reacción en la Chumacera
$W_{A+C}$	Peso del Cajetín más el peso de los conectores
$R_{XY_2}$	Reacción sobre el eje del motor

El cajetín secundario en el transportador se visualiza en la Figura 3.117, este elemento viene compuesto de varios subelementos, que son:

- Tornillos y tuercas de ajuste
- Pieza para recubrimiento de tornillo (para que no se enrede sobre el tornillo la antena cuando se encuentra en desplazamiento)
- Acople roscado (tornillo-tuerca)

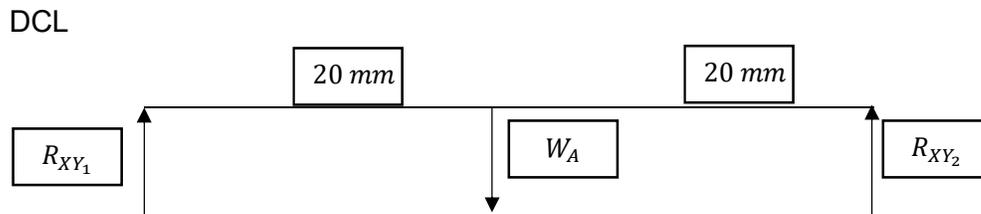


**Figura 3.117. Cajetín secundario en transportador**

Fuente: Propia

Para determinar si el cajetín cumple con las características necesarias planteadas en el diseño geométrico se calculan los componentes de dicho cajetín, empezando por el recubrimiento del tornillo en donde actúa directamente la carga, teniendo el DCL del recubrimiento en la Figura 3.118.

En el plano XY.



**Figura 3.118. DCL del recubrimiento del tornillo en cajetín secundario**

Fuente: Propia

Se realiza la sumatoria de fuerzas, con la que se toma el valor de 100 g en la masa de los extremos de la antena, tal que:

$$\begin{aligned} \uparrow (+)\Sigma F_y &= 0 \\ R_{xy1} - W_A + R_{xy2} &= 0 \\ R_{xz1} + R_{xz2} &= 0.1 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \\ R_{xz1} + R_{xz2} &= 0.98 \text{ N} \end{aligned} \quad (139)$$

Se realiza el cálculo de Momentos en el apoyo 1:

$$\begin{aligned} \curvearrowright +\Sigma M_1 &= 0 \\ -0.98 \text{ N} * 0.02 \text{ m} + R_{xz2} * 0.04 \text{ m} &= 0 \\ R_{xz2} &= \frac{0.98 \text{ N} * 0.02 \text{ m}}{0.04 \text{ m}} \\ R_{xz2} &= 0.49 \text{ N} \end{aligned} \quad (140)$$

Se reemplaza (140) en (139) para obtener el apoyo 1:

$$\begin{aligned} R_{xz1} &= 0.98 \text{ N} - 0.49 \text{ N} \\ R_{xz1} &= 0.49 \text{ N} \end{aligned} \quad (141)$$

Diagrama de cortantes

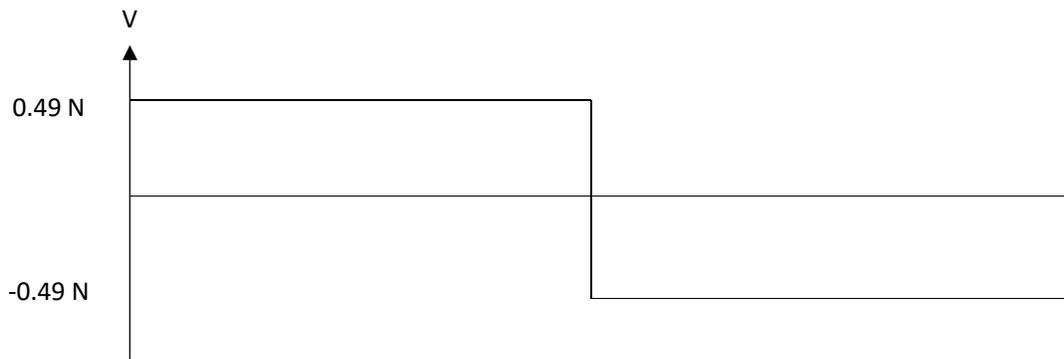


Figura 3.119. Diagrama de cortantes recubrimiento de tornillo en cajetín secundario

Fuente: Propia

Diagrama de momentos

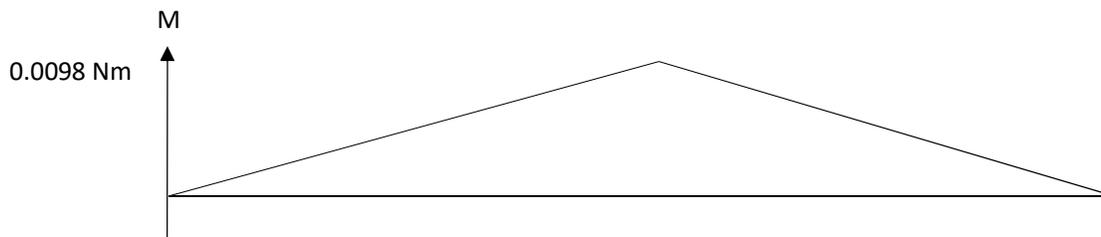


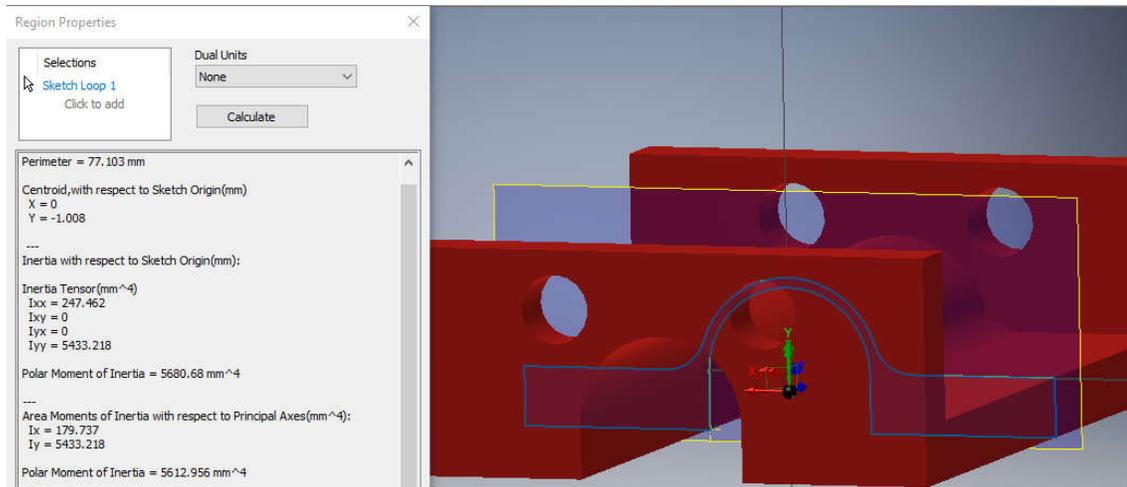
Figura 3.120. Diagrama de momentos recubrimiento de tornillo en cajetín secundario

Fuente: Propia

El momento será:

$$M_R = 0.0098 \text{ Nm} \quad (142)$$

Para sacar el segundo momento de inercia se utiliza el Software Inventor, como se muestra en la Figura 3.121, sobre el área de aplicación del mayor momento (0.009 Nm).



**Figura 3.121. Segundo momento de inercia en recubrimiento**

Fuente: Propia

El punto de aplicación se encuentra a una distancia de 5.25 mm desde el centro de gravedad, con lo que se toma la ecuación (143):

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (143)$$

Reemplazando (142) y la distancia de 5.25 mm en (143):

$$\sigma = \frac{0.0098 \text{ Nm} \cdot 0.00525 \text{ m}}{179.74 \text{ mm}^4 \cdot \frac{1 \text{ m}^4}{1000^4 \text{ mm}^4}}$$

$$\sigma = 286.25 \text{ KPa.}$$

Se continúa calculando con un factor de diseño de 2, tal que:

$$n = 2$$

$$n = \frac{S_f}{\sigma} \quad (36)$$

$$\sigma = 2 * 286.25 \text{ KPa}$$

$$\sigma = 572.49 \text{ KPa} \quad (144)$$

La resistencia a la fluencia es 60.9 MPA en el PLA, que es mucho mayor al esfuerzo que provoca la carga puntual, por lo que se considera condición de construcción suficiente la impresión en PLA.

Una vez determinado el material y dimensión de la pieza de recubrimiento, se calcula el esfuerzo al que se somete el cajetín, con los esfuerzos cortantes que provocan las reacciones en los tornillos. El DCL del cajetín se muestra en la Figura 3.122.

En el plano XY.

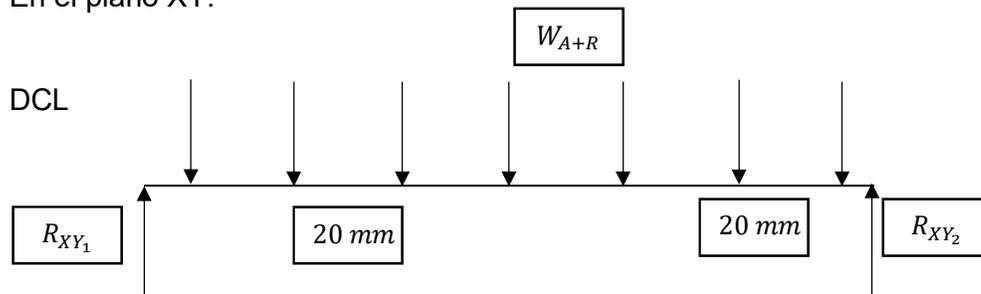


Figura 3.122. DCL del cajetín secundario en transportador

Fuente: Propia

Se reemplaza el peso del recubrimiento en una carga puntual en el centro del cajetín, con lo que se calculan las reacciones en los apoyos, siendo la masa del recubrimiento de 6 gramos.

$$\uparrow (+)\sum F_y = 0$$

$$R_{xy1} - W_{A+R} + R_{xy2} = 0$$

$$R_{xz1} + R_{xz2} = 0.16 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$R_{xz1} + R_{xz2} = 1.57 \text{ N} \quad (145)$$

Se realiza el cálculo de momentos en el apoyo 1:

$$\curvearrowright + \sum M_1 = 0$$

$$-1.57 \text{ N} * 0.02 \text{ m} + R_{xz2} * 0.04 \text{ m} = 0$$

$$R_{xz2} = \frac{1.57 \text{ N} * 0.02 \text{ m}}{0.04 \text{ m}}$$

$$R_{xz2} = 0.78 \text{ N} \quad (146)$$

Se reemplaza (140) en 139) para obtener el apoyo 1:

$$R_{xz1} = 1.57 \text{ N} - 0.78 \text{ N}$$

$$R_{xz1} = 0.78 \text{ N} \quad (147)$$

Diagrama de cortantes

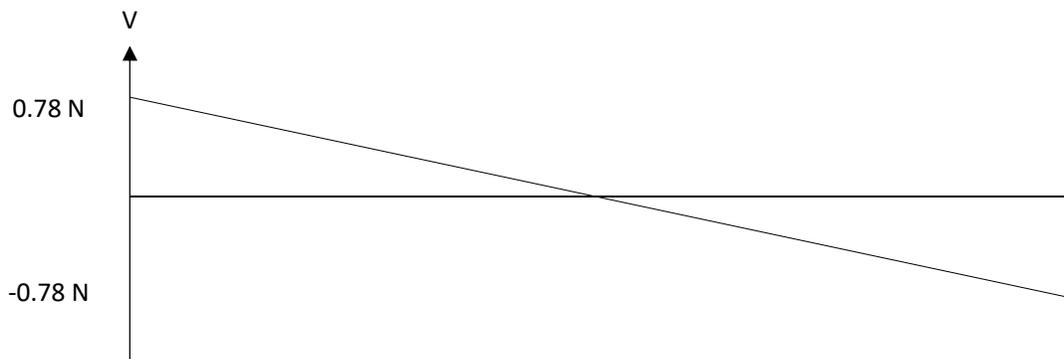


Figura 3.123. Diagrama de cortantes cajetín secundario en transportador

Fuente: Propia

Diagrama de momentos

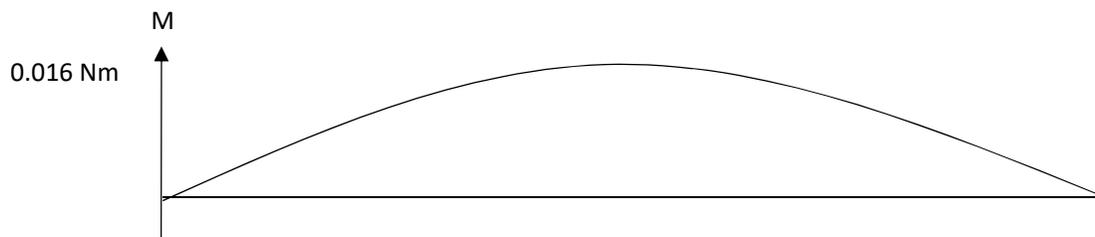


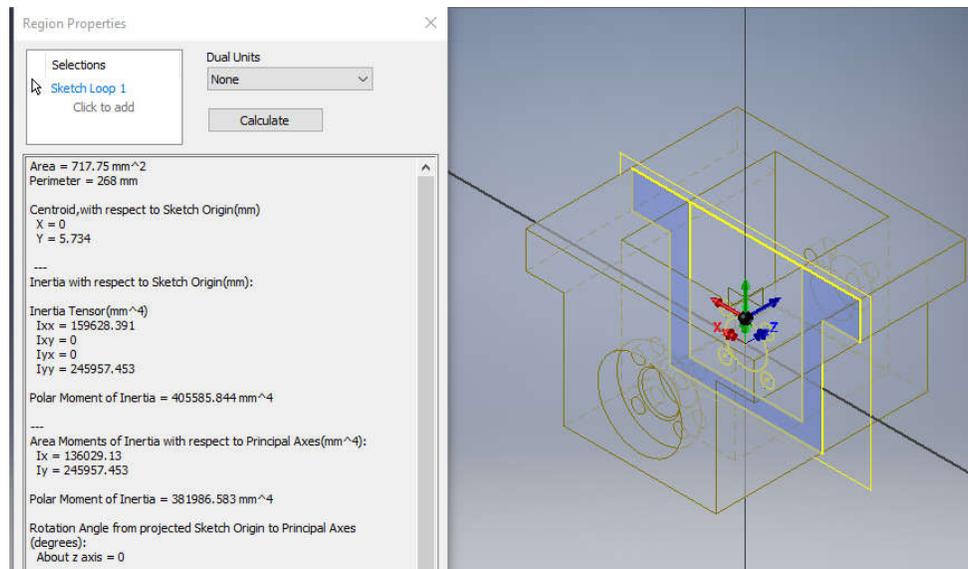
Figura 3.124. Diagrama de momentos cajetín secundario en transportador

Fuente: Propia

El momento será:

$$M_R = 0.016 \text{ Nm} \quad (148)$$

Para sacar el segundo momento de inercia se utiliza el software Inventor, como se muestra en la Figura 3.125, sobre el área de aplicación del mayor momento ( $0.016 \text{ Nm}$ ).



**Figura 3.125. Segundo momento de inercia en cajetín secundario**

Fuente: Propia

El punto de aplicación se encuentra a una distancia de 6 mm desde el centro de gravedad, con lo que se toma la ecuación (143):

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (143)$$

Reemplazando (148) y la distancia de 5.25 mm en (143):

$$\sigma = \frac{0.016 \text{ Nm} \cdot 0.006 \text{ m}}{136029.13 \text{ mm}^4 \cdot \frac{1 \text{ m}^4}{1000^4 \text{ mm}^4}}$$

$$\sigma = 705.73 \text{ Pa.}$$

Se continúa calculando con un factor de diseño de 2, tal que:

$$n = 2$$

$$n = \frac{S_f}{\sigma} \quad (36)$$

$$\sigma = 2 * 705.73 \text{ Pa}$$

$$\sigma = 1.41 \text{ KPa} \quad (149)$$

La inercia del cajetín por sus dimensiones geométricas es mucho mayor a la del recubrimiento, y soporta una carga similar, por lo que se escoge una impresión en

PLA ya que su esfuerzo a la rotura es mucho mayor al esfuerzo que percibe por la carga.

Las reacciones provocan un esfuerzo cortante sobre los tornillos, por lo que se calcula el área mínima para que no cedan ante dicho esfuerzo, tomando las ecuaciones (17) y (18) vistas previamente.

$$\tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577 * S_y \quad (17)$$

$$\tau_{xy} = \frac{4V}{3A} \quad (18)$$

Reemplazando la resistencia a la fluencia del acero con que se fabrican los tornillos (A36) en (17) se tiene:

$$\tau_{xy} = \frac{250 \text{ MPa}}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{xy} = 144.34 \text{ MPa} \quad (150)$$

Reemplazando (150) y (147) en (18) se tiene:

$$144.34 \text{ MPa} = \frac{4 * 0.79 \text{ N}}{3A}$$

$$r = \sqrt{\frac{4 * 0.79 \text{ N}}{3 * 144.34 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \pi}}$$

$$r = 0.05 \text{ mm}$$

Las fuerzas que actúan sobre este elemento mecánico no son grandes, por lo que no provocan esfuerzos que sobrepasen los esfuerzos que permiten los tornillos de 3 mm en A36.

Se tiene la lista de materiales y pesos expuesta en la Tabla 3.25 para el cajetín secundario:

**Tabla 3.25. Tabla de pesos cajetín secundario en transportador**

Fuente: Propia

Elemento o Pieza	Material	Cantidad	Peso (g)
<b>SISTEMA DE AJUSTE</b>			
Cajetín	PLA	1	59

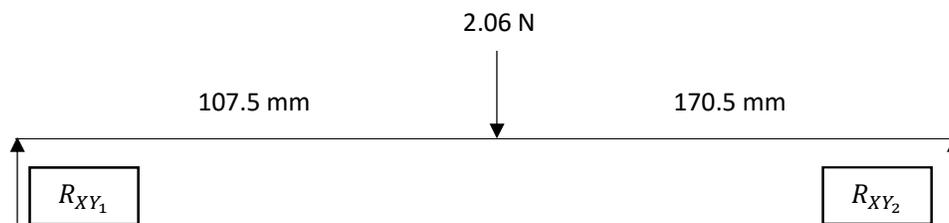
<b>Recubrimiento de Tornillo</b>	PLA	1	4
<b>Acople Tornillo-Tuerca</b>	BRONCE	1	12
<b>Tornillos</b>	A36	6	12
<b>Tuercas</b>	A36	6	12
<b>Arandelas</b>	A36	6	12
<b>TOTAL</b>			<b>111</b>

Con estos datos se calcula el tornillo de avance requerido para empujar la carga, se suma la masa del cajetín incluyendo sus demás partes (recubrimiento, acople, tornillos, tuercas y arandelas) más la masa de los extremos de los cables, primero se calcula el diámetro del tornillo requerido para que la deflexión se encuentre dentro del rango de operación según el criterio de Mott:

$$\frac{l}{333} mm > y_{max} > \frac{l}{2000}$$

Se obtienen los diagramas de momentos y cortantes, tal que se tiene primero para el plano XY tomando en cuenta que el mayor esfuerzo de flexión se da cuando el cajetín se encuentra en la mitad de su recorrido (Figura 3.126):

DCL



**Figura 3.126. DCL plano XY en tornillo de avance cajetín secundario**

Fuente: Propia

Se calculan las reacciones mediante la sumatoria de fuerzas en Y:

$$\uparrow (+) \sum F_y = 0$$

$$R_{xy1} - W_{A+C} + R_{xy2} = 0$$

$$R_{xy1} + R_{xy2} = 0.21 \text{ kg} * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$R_{xy1} + R_{xy2} = 2.06 \text{ N} \quad (151)$$

Se realiza el cálculo de momentos en el apoyo 1:

$$\begin{aligned} \sum M_1 &= 0 \\ -2.06 \text{ N} * 0.1075 \text{ m} + R_{xy2} * 0.215 \text{ m} &= 0 \end{aligned}$$

$$R_{xy2} = \frac{2.06 \text{ N} * 0.1075 \text{ m}}{0.215 \text{ m}}$$

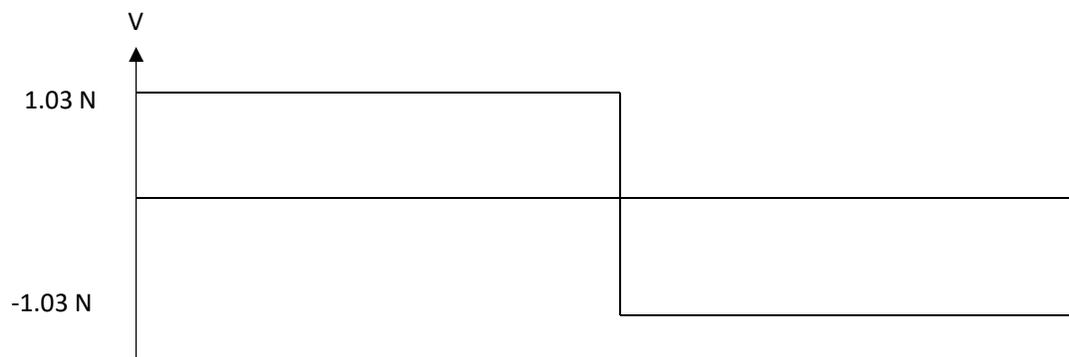
$$R_{xy2} = 1.03 \text{ N} \quad (152)$$

Se reemplaza (152) en (151) para obtener el apoyo 1:

$$R_{xy1} = 2.05 \text{ N} - 1.03 \text{ N}$$

$$R_{xy1} = 1.03 \text{ N} \quad (153)$$

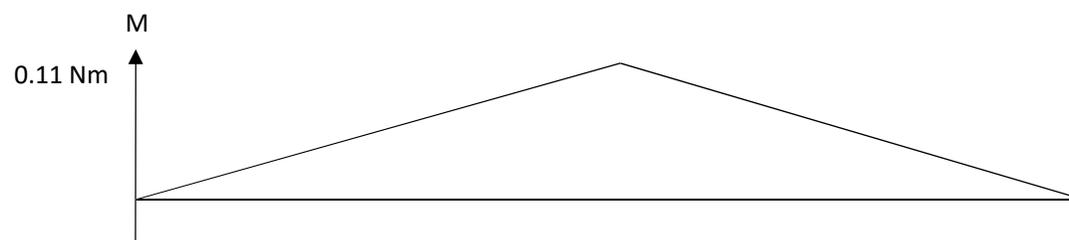
Diagrama de cortantes



**Figura 3.127. Diagrama de cortantes tornillo de avance cajetín secundario**

Fuente: Propia

Diagrama de momentos



**Figura 3.128. Diagrama de momentos rodillo presor en mecanismo de alimentación**

Fuente: Propia

$$M_R = 0.11 Nm \quad (154)$$

Recordando el dato del *último esfuerzo a la tracción* del acero inoxidable (AISI 304), debido a que los tornillos CNC se fabrican en este material para disminuir el rozamiento, al igual que la aproximación que se hizo con acero AISI 01, se tiene y la fórmula aplicar (26) para el cálculo a fatiga del diámetro crítico en el rodillo presor:

$$S_{ut} = 215 MPa$$

$$Se = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * Se' \quad (26)$$

Para la resistencia a la fatiga ( $S_f$ ) se calcula a partir de la ecuación (27) con un valor de  $k = 0.3$ , se incluyen las ecuaciones (28) y (29) para recordar.

$$S_f = a * N^b \quad (27)$$

$$a = \frac{(0.9 * S_{ut})^2}{Se} \quad (28)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * S_{ut}}{Se}\right) \quad (29)$$

Se tiene:

$$S_{ut} < 1400 MPa \therefore Se' = 0.506 * S_{ut}$$

$$Se' = 108.79 MPa \quad (155)$$

Reemplazando (155) en (26):

$$Se = k * Se'$$

$$Se = 32.64 MPa \quad (156)$$

Reemplazando (156) en (28) y (29):

$$a = \frac{(0.9 * 215 MPa)^2}{32.64 MPa}$$

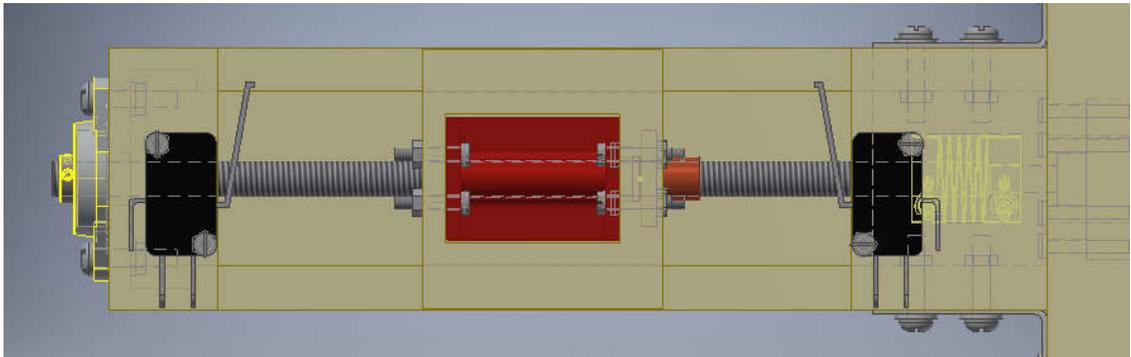
$$a = 1147.13 MPa \quad (157)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * 215 MPa}{32.64 MPa}\right)$$

$$b = -0.2576 \quad (158)$$

El número de ciclos se lo toma con el paso y el recorrido total que hace el tornillo por cada antena, tomando en cuenta un paso  $p = 2 mm$  y de cuatro entradas, el

recorrido del cajetín está limitado a las posiciones de los fines de carrera, como se observa en la Figura 3.129, por cada antena este recorrido se cumple en ida y vuelta, tal que:



**Figura 3.129. Recorrido limitado por posición de fines de carrera**

Fuente: Propia

$$l = 130 \text{ mm}$$

$$p = 8 \text{ mm}$$

$$rev = \frac{130 \text{ mm}}{8 \text{ mm}}$$

$$rev = 16.25$$

$$\# \frac{rev}{antena} = 32.5 \text{ rev}$$

Recordando que se producen 915 antenas diarias, se tiene:

$$\frac{\# \text{ ciclos}}{\text{día}} = 32.5 \text{ rev} \cdot 915 \text{ antenas}$$

$$\frac{\# \text{ ciclos}}{\text{día}} = 29737.5 \cdot \frac{365 \text{ días}}{1 \text{ año}} * 10 \text{ años} = 108.54 * 10^6 \text{ rev}$$

$$N = 109 * 10^6 \text{ rev} \quad (159)$$

Reemplazando (157), (158) y (159) en (27):

$$S_f = 1147.13 \text{ MPa} * (109 * 10^6)^{-0.2576}$$

$$S_f = 9.75 \text{ MPa} \quad (160)$$

Para el diseño del rodillo se tomó un factor de diseño ( $n$ ) de 2 usando la ecuación (36), tal que:

$$n = 2$$

$$n = \frac{S_f}{\sigma} \quad (36)$$

$$\sigma = 2 * 9.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 19.51 \text{ MPa} \quad (161)$$

Este es el esfuerzo que provoca la carga puntual sobre el tornillo, se calcula el esfuerzo por flexión sobre un elemento mecánico de área circular con la ecuación (38).

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * M}{\pi * \sigma}} \quad (38)$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * 0.11 \text{ Nm}}{\pi * 19.51 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

$$\phi = 0.004 = 4 \text{ mm}$$

El factor de condición superficial es mecanizado en frío, y se incluye el esfuerzo último a la tracción del material:

$$k_a = 4.51 * 215^{-0.265}$$

$$k_a = 1.08 \quad (162)$$

El diámetro del tornillo es menor a 50 mm por lo que se tiene:

$$k_b = 1.24 * 10^{-0.107}$$

$$k_b = 0.9692 \quad (163)$$

Se calcula para un momento a flexión, por lo que el factor de carga mantiene su valor unitario:

$$k_c = 1 \quad (164)$$

La temperatura de operación se considera de ambiente igualmente por lo que el factor sigue teniendo el valor unitario:

$$k_d = 1 \quad (165)$$

En el cálculo del factor de efectos diversos, se utiliza la unidad ya que no tiene filetes ni modificaciones por mecanizados extras como prisioneros o cuñas.

$$k_e = 1 \quad (166)$$

Estos factores teóricamente muestran que los tratamientos térmicos y efectos de tamaño no afectan a la resistencia del material, tal que:

$$\begin{aligned} S_e &= k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * 0.506 * S_{ut} \\ S_e &= 1 * 0.506 * 215 \text{ MPa} \\ S_e &= 108.79 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (167)$$

Reemplazando (167) en (28) y (29):

$$\begin{aligned} a &= \frac{(0.9 * 215 \text{ MPa})^2}{108.79 \text{ MPa}} \\ a &= 344.17 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (168)$$

$$\begin{aligned} b &= -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * 215 \text{ MPa}}{108.79 \text{ MPa}}\right) \\ b &= -0.0834 \end{aligned} \quad (169)$$

Reemplazando (168), (169) y (159) en (27):

$$\begin{aligned} S_f &= 344.17 \text{ MPa} * (109 * 10^6)^{-0.0834} \\ S_f &= 73.53 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (170)$$

Reemplazando (170) en (36):

$$\begin{aligned} \sigma &= 73.53 \text{ MPa} * 2 \\ \sigma &= 147.05 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (171)$$

Reemplazando (171) en (38):

$$\begin{aligned} \phi &= \sqrt[3]{\frac{32 * M}{\pi * \sigma}} \\ \phi &= \sqrt[3]{\frac{32 * 0.11 \text{ Nm}}{\pi * 147.05 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}} \\ \phi &= 0.002 \text{ m} = 2 \text{ mm}. \end{aligned} \quad (38)$$

El segundo momento del área de la guía se calcula a partir del diámetro encontrado por el cálculo de fatiga, tal que:

$$I_G = \frac{\pi * r^4}{4}$$

$$I_G = \frac{\pi * (0.001)^4}{4} m^4$$

$$I_G = 7.85 * 10^{-13} m^4$$

$$F = 2.06 N$$

$$l = 215 mm$$

$$E = 190 GPa.$$

$$y_{max} = \frac{2.06 N * 0.215^3 m^3}{48 * 190 * 10^9 * 7.85 * 10^{-13} m^4}$$

$$y_{max} = 2.86 mm$$

$$\frac{215}{333} mm > 2.86 mm > \frac{215}{2000}$$

$$0.65 mm > 2.86 mm$$

La condición de rigidez no se cumple para un elemento con segundo momento de inercia basado en un diámetro de 2 mm, se aumenta el diámetro en una primera iteración a 6 mm:

$$I_G = \frac{\pi * r^4}{4}$$

$$I_G = \frac{\pi * (0.0025)^4}{4} m^4$$

$$I_G = 6.36 * 10^{-11} m^4$$

$$F = 2.06 N$$

$$l = 215 mm$$

$$E = 190 GPa.$$

$$y_{max} = \frac{2.06 N * 0.215^3 m^3}{48 * 190 * 10^9 * 6.36 * 10^{-11} m^4}$$

$$y_{max} = 0.035 mm$$

$$\frac{215}{333} mm > 0.035 mm > \frac{215}{2000}$$

$$0.65 mm > 0.035 mm$$

El diámetro de 6 mm cumple las condiciones de rigidez, con un factor de seguridad de 1.2 se tiene:

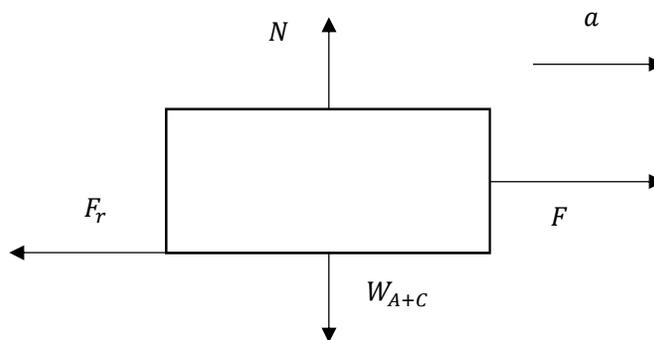
$$\phi = 1.2 * 6 \text{ mm}$$

$$\phi \approx 8 \text{ mm}$$

Una vez calculado el diámetro del tornillo, se tienen las siguientes especificaciones:

- Diámetro nominal  $\rightarrow \phi = 8 \text{ mm}$
- Paso  $\rightarrow p = 2 \text{ mm}$
- Número de entradas  $\rightarrow 4$

En donde se reemplazan las características del tornillo para determinar el torque del motor que va a empujar, para esto se hace un DCL del cajetín tal que:



**Figura 3.130. DCL cajetín secundario para cálculo de fuerza de empuje**

Fuente: Propia

$$(\rightarrow +) \sum F_x = 0$$

$$F = F_r$$

$$F = N * f$$

En dónde  $f$  es el coeficiente de fricción entre el acople roscado y el tornillo. Estos tornillos tienen la característica de ser lisos en su superficie por la calidad del acero con el que están hechos y por lo tanto su coeficiente de fricción es menor en relación a otros materiales.

$$(+\uparrow) \sum F_y = 0$$

$$W_{A+C} = N$$

$$N = (0.11 + 0.1) \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$N = 2.06 \text{ N}$$

$$F_r = 2.06 \text{ N} * 0.25$$

$$F_r = 0.51 \text{ N}$$

$$F = 0.51 \text{ N} \quad (172)$$

$$d_m = \phi - \frac{p}{2}$$

$$d_m = 7.5 \text{ mm} \quad (173)$$

$$l = 4 * 2 \text{ mm}$$

$$l = 8 \text{ mm} \quad (174)$$

Se reemplazan los valores encontrados en (172), (173) y (174) en (10):

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\pi f d_m - 1}{\pi d_m - f l} \right) \quad (10).$$

$$T_L = \frac{0.51 \text{ N} * 7.5 \text{ mm}}{2} \cdot \left( \frac{\pi * 0.3 * 7.5 \text{ mm} - 1}{\pi * 7.5 \text{ mm} - 0.3 * 8 \text{ mm}} \right)$$

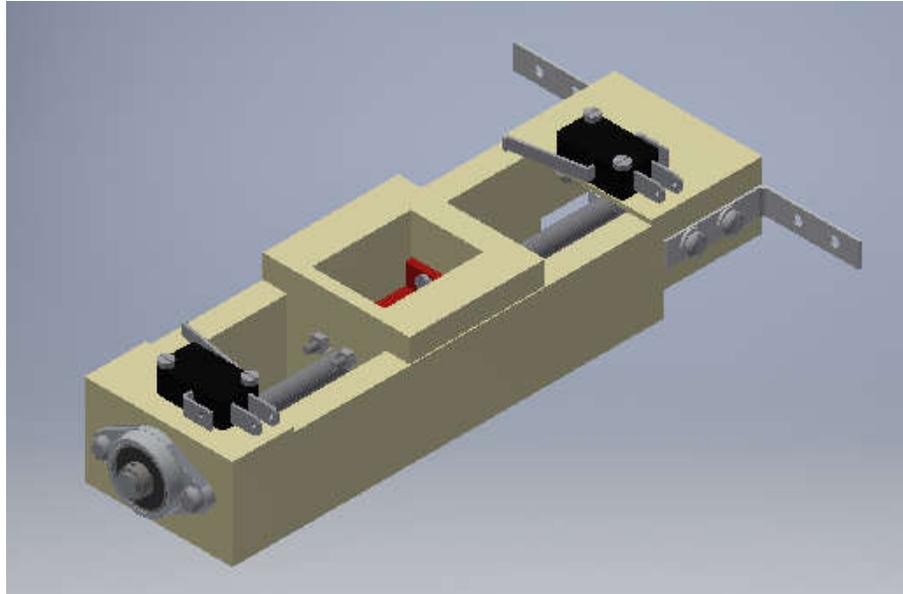
$$T_L = 0.54 \text{ Nmm}$$

Para un factor de seguridad de 1.2 se tiene:

$$T_L = 0.65 \text{ Nmm}$$

Para este fin se contará con el motor DC Pololu con transmisión de 19:1, que sobrepasa el torque del motor requerido pero por facilidad de construcción y adquisición en tiendas locales se utiliza dicho motor [40].

La Figura 3.131 muestra el ensamble del transportador.



**Figura 3.131. Transportador**

Fuente: Propia

En la Tabla 3.26 se describen los elementos a utilizarse en el transportador.

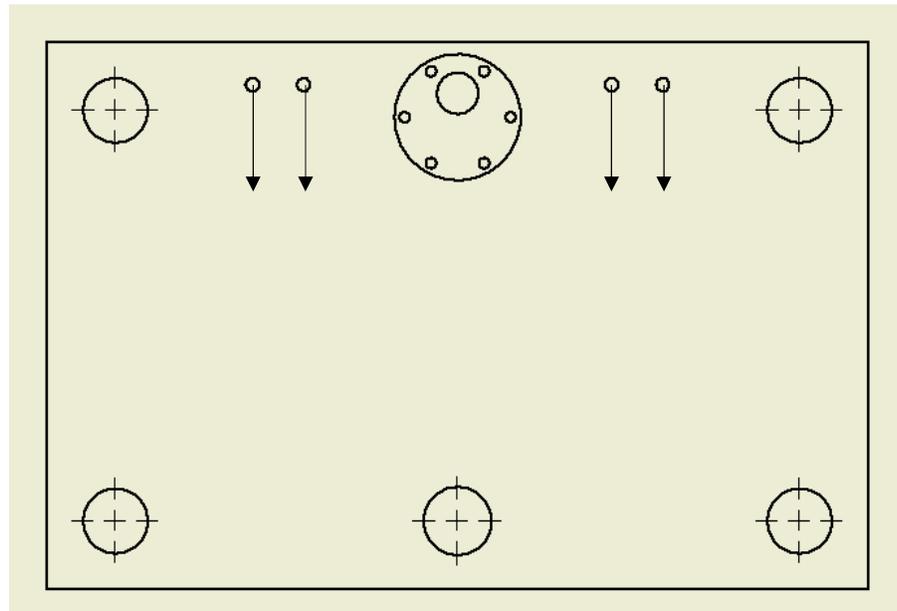
**Tabla 3.26. Tabla de pesos transportador**

Fuente: Propia

Elemento o Pieza	Material	Cantidad	Peso (g)
<b>TRANSPORTADOR</b>			
<b>CHUMACERA 8 mm</b>	N/A	1	80
<b>FIN DE CARRERA</b>	N/A	2	80
<b>CAJETÍN SECUNDARIO</b>	PLA	1	111
<b>HUSILLO 8 MM</b>	AISI 304	1	86.46
<b>ACOPLE DE BRONCE</b>	BRONCE	1	12
<b>ÁNGULO 90°</b>	GALVANIZADO	2	20
<b>TORNILLOS M3</b>	A36	4	8
<b>TUERCAS M3</b>	A36	4	8
<b>ARANDELAS M3</b>	A36	4	8
<b>TORNILLOS 5.32</b>	A36	6	12
<b>TUERCAS 5.32</b>	A36	6	12
<b>ARANDELAS 5.32</b>	A36	12	12

	TOTAL	450
--	-------	-----

El peso del transportador se traslada a la superficie del cajetín, a los apoyos en los tornillos, como fuerza cortante y como momento flector. En la Figura 3.132 se observa cómo se distribuyen las fuerzas en los tornillos.



**Figura 3.132. Distribución de fuerzas en tornillos de acople**

Fuente: Propia

$$W = 0.450 \text{ g} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W = 4.41 \text{ N}$$

$$\frac{W}{4} = 1.1 \text{ N} \quad (175)$$

$$\tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577 * S_y \quad (17)$$

$$\tau_{xy} = \frac{4V}{3A} \quad (18)$$

Reemplazando la resistencia a la fluencia del acero con que se fabrican los tornillos (A36) en (17) se tiene:

$$\tau_{xy} = \frac{250 \text{ MPa}}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{xy} = 144.34 \text{ MPa} \quad (176)$$

Reemplazando (175) y (176) en (18) se tiene:

$$144.34 \text{ MPa} = \frac{4 * 1.1 \text{ N}}{3A}$$

$$r = \sqrt{\frac{4 * 1.1 \text{ N}}{3 * 144.34 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \pi}}$$

$$r = 0.06 \text{ mm}$$

Las fuerzas aplicadas no representan un esfuerzo mayor sobre la superficie de los tornillos, se utilizará tornillos de 5/32" de la longitud del espesor de la plancha donde van alojados los rodamientos lineales.

En la Tabla 3.27 se muestran los elementos a usarse en el ensamble del cajetín completo, incluyendo los ensambles de cajetín secundario y transportador.

**Tabla 3.27.** Tabla de pesos cajetín de desplazamiento

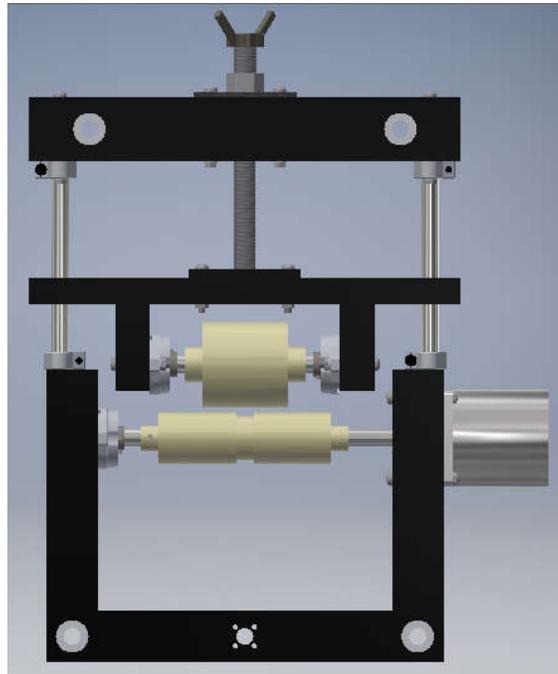
Fuente: Propia

Elemento o Pieza	Material	Cantidad	Peso (g)
<b>TRANSPORTADOR</b>			
<b>TRANSPORTADOR</b>	VARIOS	1	450
<b>MOTOR DC POLOLU</b>	N/A	1	190
<b>CAJETÍN DE DESPLAZAMIENTO</b>	PLA	1	1180
<b>TORNILLOS 5.32</b>	A36	4	8
<b>TUERCAS 5.32</b>	A36	4	8
<b>ARANDELAS</b>	A36	4	8
<b>TOTAL</b>			<b>1844</b>

Como último paso se calculan los diámetros de las guías, con los pesos de ambos mecanismos que están acoplados al mismo tornillo, para resumir, los pesos son:

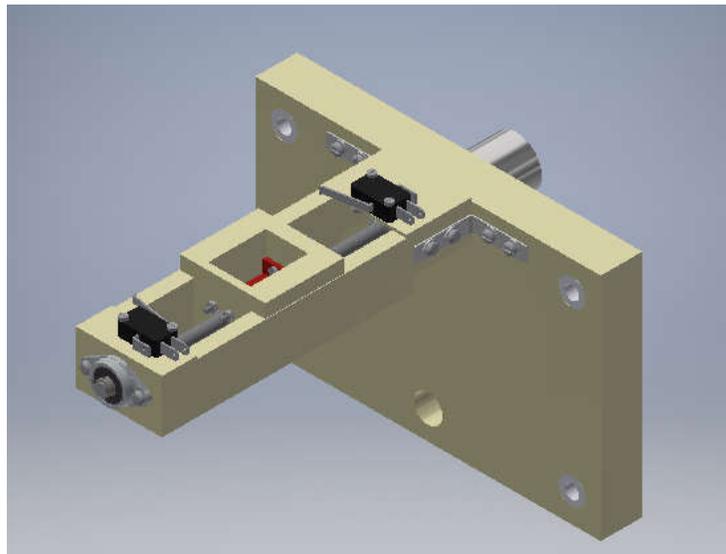
$$W_1 = 3748 \text{ g (Mecanismo de Alimentación con el Sistema de Ajuste) (Figura 132)}$$

$$W_2 = 1844 \text{ g (Cajetín Transportador) (Figura 133)}$$



**Figura 3.133. Mecanismo de alimentación completo**

**Fuente:** Propia



**Figura 3.134. Transportador - ensamble**

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.135 se observa la distribución de las guías que aseguran el movimiento lineal de ambos cajetines y la estabilidad de la máquina, se calcula esfuerzos normales los diámetros requeridos para soportar el peso de los cajetines estáticamente y cuando se encuentran en movimiento.

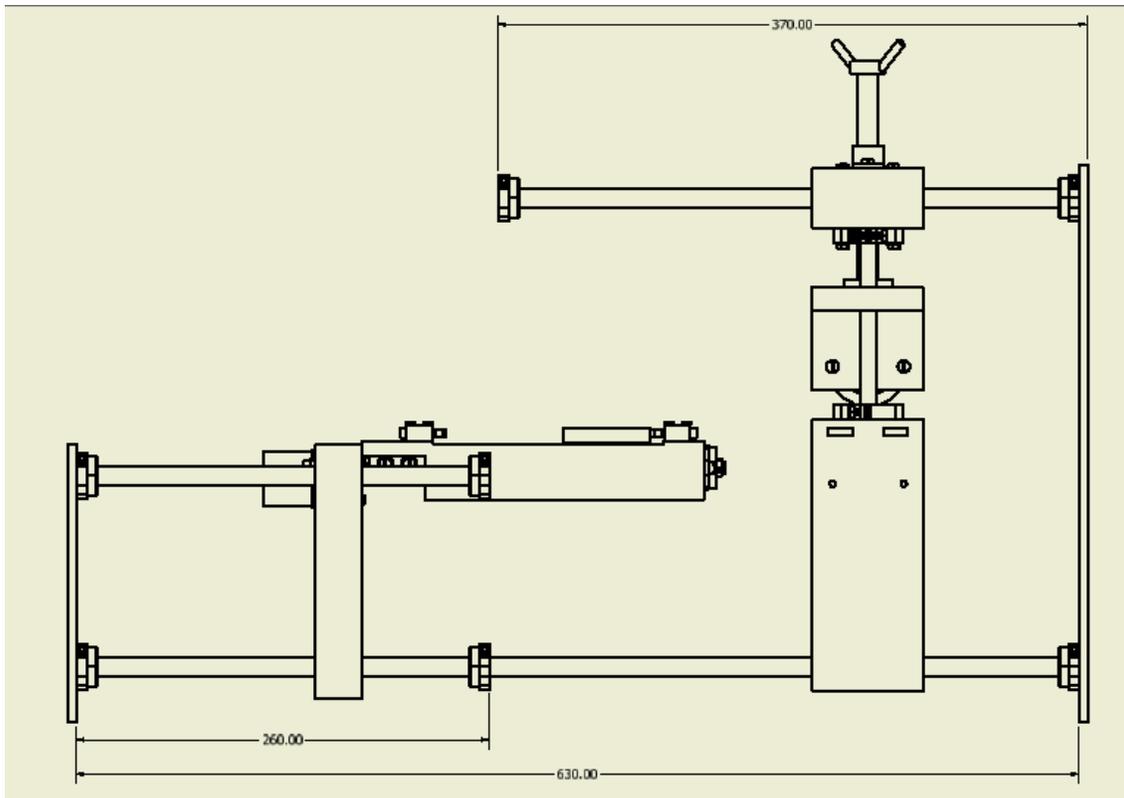


Figura 3.135. Dimensiones para DCL en guías

Fuente: Propia

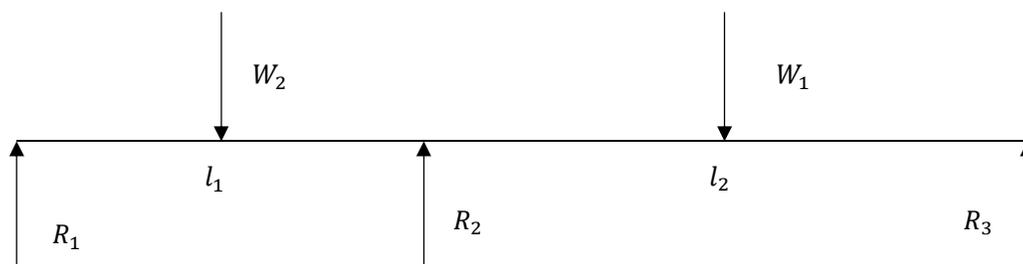


Figura 3.136. DCL para guías

Fuente: Propia

$$(+\uparrow)\sum Fy = 0$$

$$R_1 + R_2 + R_3 = W_2 + W_1$$

Se observa una viga con tres apoyos, que se considera una viga hiperestática, para resolver este sistema se toma el método de los tres momentos en función de fórmula para cargas puntuales, en donde:

$$M_1 * l_1 + 2 * M_2(l_1 + l_2) + M_3 * l_2 = -R - L \quad (177)$$

$$R = L = \frac{3}{8} * P * l^2 \quad (178)$$

En la Figura 3.137 se observa el DCL incluyendo los momentos en los puntos 1, 2 y 3.

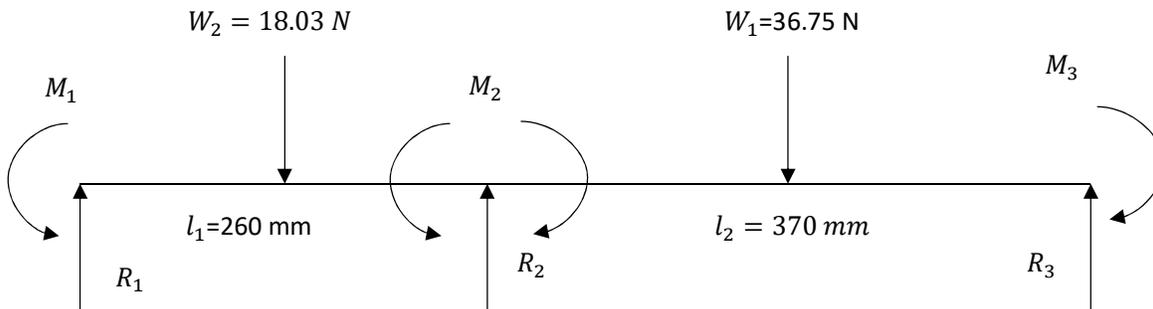


Figura 3.137. DCL para cálculo de momentos en vigas hiperestáticas

Fuente: Propia

$$M_1 = 0$$

$$M_3 = 0$$

$$l_1 = 260 \text{ mm} \quad (179)$$

$$l_2 = 370 \text{ mm} \quad (180)$$

Reemplazando (179) y (180) en (178):

$$R = \frac{3}{8} * 18.03 \text{ N} * 0.26^2 \text{ m}^2$$

$$R = 0.4571 \text{ Nm}^2 \quad (181)$$

$$R = \frac{3}{8} * 36.75 \text{ N} * 0.37^2 \text{ m}^2$$

$$R = 1.89 \text{ Nm}^2 \quad (182)$$

Se reemplazan (181) y (182) en (177), tal que:

$$2 * M_2(0.630) = -0.4571 \text{ Nm}^2 - 1.89 \text{ Nm}^2$$

$$M_2 = -\frac{2.34 \text{ Nm}^2}{2 * 0.63 \text{ m}}$$

$$M_2 = 1.86 \text{ Nm} \quad (183)$$

Se separa por tramos la viga, tomando el primer tramo el correspondiente a la sección (1-2), como se observa en la Figura 3.138.

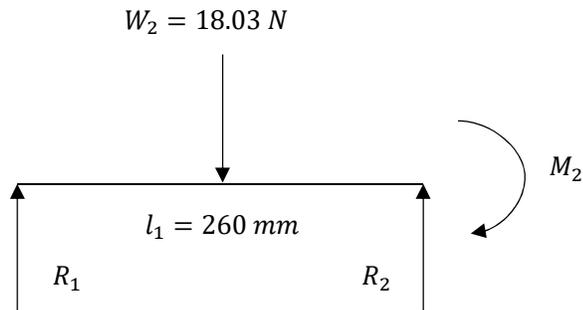


Figura 3.138. DCL para cálculo sección 1-2 en guía hiperestática

Fuente: Propia

$$(+\uparrow)\sum Fy = 0$$

$$R_1 + R_2 = 18.03 \text{ N}$$

$$(+\curvearrowright)\sum M_1 = 0$$

$$R_2 = \frac{18.03 \text{ N} * 130 \text{ mm}}{260 \text{ mm}}$$

$$R_2 = 9.02 \text{ N}$$

$$R_1 = 9.02 \text{ N}$$

El momento encontrado en el punto 2 aporta dos fuerzas a este sistema, una en el punto 1 y otra en el punto 2 de igual magnitud, en sentidos contrarios, este momento (183) se lo divide para la longitud de la sección, así:

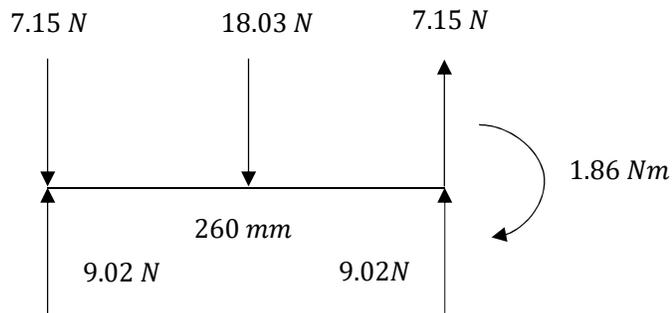
$$F_{A1} = \frac{1.86 \text{ Nm}}{0.26 \text{ m}}$$

$$F_{A1} = -7.15 \text{ N}$$

$$F_{A2} = 7.15 \text{ N}$$

En ambos apoyos se cuenta con dos fuerzas, se hace la operación aritmética (suma o resta) y se obtiene la resultante en cada apoyo, esto se puede hacer directamente solamente en el apoyo 1, ya que en el apoyo 2 se deben obtener las fuerzas que se aplican en la sección 2-3, para la cual se aplica el DCL, se coloca la

Fuerza (peso del mecanismo) en el centro para simular la posición del momento flector máximo.

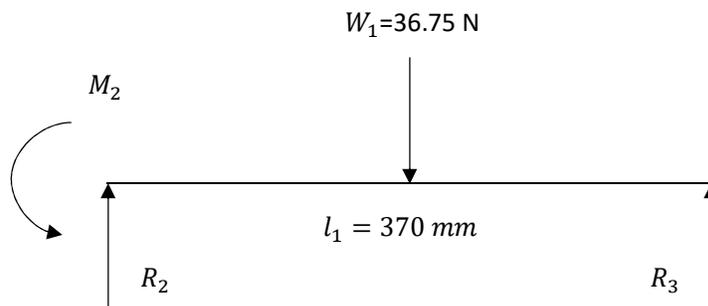


**Figura 3.139. DCL para cálculo sección 1-2 en guía hiperestática con fuerzas causadas por el momento en 2**

Fuente: Propia

$$R_1 = 9.02 \text{ N} - 7.15 \text{ N}$$

$$R_1 = 1.87 \text{ N}$$



**Figura 3.140. DCL para cálculo sección 2-3 en guía hiperestática**

Fuente: Propia

$$(+\uparrow)\sum F_y = 0$$

$$R_2 + R_3 = 36.75 \text{ N}$$

$$(+\curvearrowright)\sum M_3 = 0$$

$$R_2 = \frac{36.75 \text{ N} * 185 \text{ mm}}{370 \text{ mm}}$$

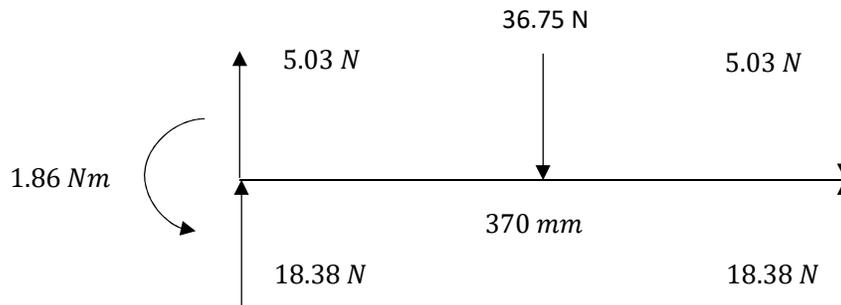
$$R_2 = 18.38 \text{ N}$$

$$R_3 = 18.38 \text{ N}$$

Se hace la misma consideración en cuanto al momento del punto 2, causa dos fuerzas en los apoyos de sentido contrario, se divide ahora para la longitud de  $l_2$ , tal que:

$$F_{A2} = 5.03 \text{ N}$$

$$F_{A3} = -5.03 \text{ N}$$



**Figura 3.141. DCL para cálculo sección 2-3 en guía hiperestática con fuerzas causadas por el momento en 2**

**Fuente:** Propia

$$R_3 = 18.38 \text{ N} - 5.03 \text{ N}$$

$$R_3 = 13.35 \text{ N}$$

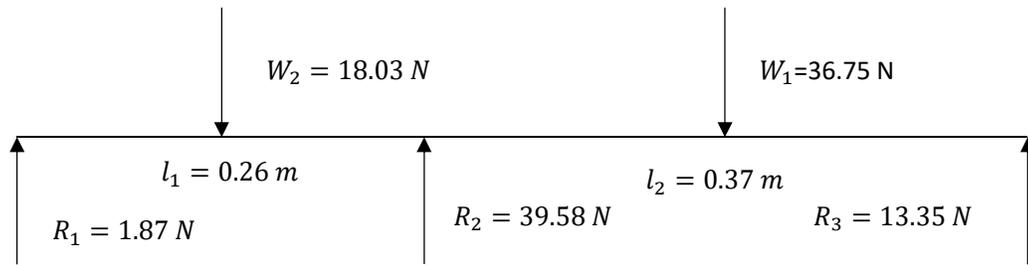
Se han encontrado cuatro fuerzas en el punto 2, se suman todas para encontrar la reacción total en el punto.

$$R_2 = 9.02 \text{ N} + 7.15 \text{ N} + 5.03 \text{ N} + 18.38 \text{ N}$$

$$R_2 = 39.58 \text{ N}$$

Una vez encontradas las reacciones en los tres apoyos de la viga hiperestática se reemplazan los valores de la Figura 3.136, que se evidencia en la Figura 3.142 para luego obtener los diagramas de cortante y momentos, con esto se obtiene el momento de mayor magnitud con el que se calcula con diseño por rigidez el diámetro de las guías, se utilizan 4 guías para brindarle mayor estabilidad a los mecanismos cuando se desplazan horizontalmente y que el mecanismo de alimentación no cause vibraciones en la operación.

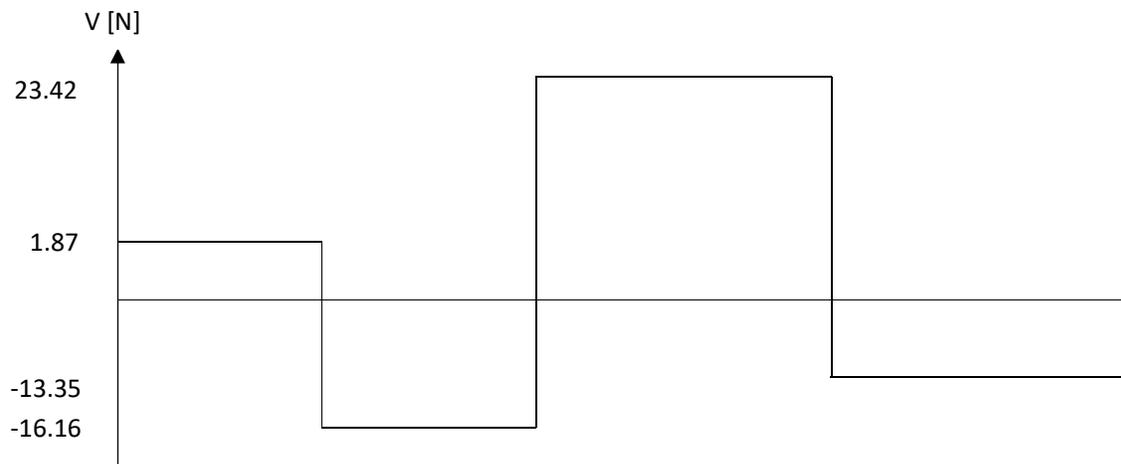
DCL



**Figura 3.142. DCL en guías con fuerzas completas**

Fuente: Propia

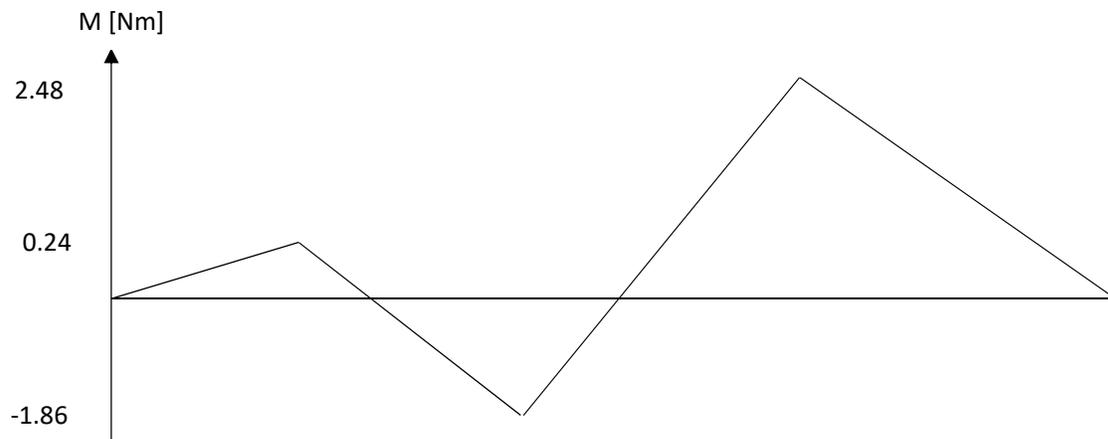
Diagrama de cortantes



**Figura 3.143. Diagrama de cortantes en guías**

Fuente: Propia

Diagrama de momentos



**Figura 3.144. Diagrama de momentos en guías con fuerzas completas**

Fuente: Propia

Se tiene un momento máximo, con el que se calcula el esfuerzo que se ejerce sobre la guía debida a la flexión:

$$M_{max} = 2.08 \text{ Nm} \quad (184)$$

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (185)$$

Para la primera iteración se utiliza un diámetro de 8 mm, tal que:

$$I = \frac{\pi * r^4}{4}$$

$$I = \frac{\pi * (0.004)^4}{4} m^4$$

$$I = 2.01 * 10^{-10} m^4 \quad (186)$$

Se reemplaza (184) y (185) en (186):

$$\sigma = \frac{2.08 \text{ Nm} * 0.004m}{2.01 * 10^{-10} m^4}$$

$$\sigma = 41.38 \text{ MPa}$$

El material a utilizarse en las guías es acero AISI 01 (Acero Plata) por sus bajos coeficientes de rozamiento, recordando su esfuerzo máximo a la tracción se tiene:

$$S_{ut} = 215 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{215 \text{ MPa}}{41.38 \text{ MPa}}$$

$$N = 5.19$$

Según el esfuerzo flector este diámetro cumple con su funcionamiento y con el factor de diseño mínimo, sin embargo, al tener una longitud considerable se calcula la rigidez del mismo, tomando en cuenta el módulo de Young aplicado a las condiciones de mayor criticidad:

$$l = 370 \text{ mm}$$

$$E = 190 \text{ GPa}$$

Se divide la fuerza en 4 porque se utilizan 4 guías, por lo que la fuerza se distribuye en estos 4 puntos por igual.

$$F = \frac{36.75}{4} N$$

$$F = 9.19 N$$

$$y_{max} = \frac{9.19 N * 0.370^3 m^3}{48 * 190 * 10^9 * 2.01 * 10^{-10} m^4}$$

$$y_{max} = 0.2539 mm$$

Las guías deben proporcionar estabilidad a la máquina, por lo que se toma un rango de mediana precisión en el criterio de Mott de la Tabla 3.21, tal que:

$$\frac{370}{2000} mm > 0.2539 mm > \frac{370}{100000}$$

$$0.185 mm < 0.2539 mm$$

No cumple la condición de rigidez, por lo que se aumenta el diámetro a 10 mm.

$$I = \frac{\pi * r^4}{4}$$

$$I = \frac{\pi * (0.005)^4}{4} m^4$$

$$I = 4.91 * 10^{-10} m^4 \quad (187)$$

$$y_{max} = \frac{9.19 N * 0.370^3 m^3}{48 * 190 * 10^9 * 4.91 * 10^{-10} m^4}$$

$$y_{max} = 0.1039 mm$$

Las guías deben proporcionar estabilidad a la máquina, por lo que se toma un rango de mediana precisión en el criterio de Mott de la Tabla 3.21, tal que:

$$\frac{370}{2000} mm > 0.2539 mm > \frac{370}{100000}$$

$$0.185 mm > 0.1039 mm$$

El diámetro calculado cumple las condiciones de mediana precisión, ahora se utiliza un factor de seguridad de 1.2, tal que:

$$\phi = 10 mm * 1.2$$

$$\phi = 12 \text{ mm}$$

Se utilizan guías de 12 mm de diámetro en acero AISI 01 para las guías.

### 3.3.3.2. Diseño del mecanismo para corte de cinta

El corte de cinta o cambio se facilita al operador mediante un mecanismo de desplazamiento para los cajetines, que al torque emitido de un motor DC impulsa una bocín roscado que otorga un movimiento lineal al cajetín del mecanismo de alimentación y da al operador la holgura de ingresar sus manos a su comodidad para realizar el corte manual de la cinta cuando se ha finalizado el proceso.

Se utiliza el mismo diámetro base obtenido en los cálculos de rigidez de las guías para los cajetines de desplazamiento en el cálculo del torque del motor. Por facilidad de construcción y adquisición de materiales se utilizan los datos de una varilla roscada con rosca withworth, elemento que se encuentra en ferreterías y fácilmente maquinable.

La varilla roscada disponible en el mercado es de 12 hilos por pulgada, con lo que se calcula el paso del tornillo:

$$p = \frac{1 \text{ plg}}{12 \text{ Hilos}} \cdot \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ plg}}$$

$$p = 2.12 \text{ mm} \quad (188)$$

$$\phi = 12.7 \text{ mm} \quad (189)$$

Es una rosca con una sola entrada, por lo que:

$$l = p \quad (190)$$

El coeficiente de fricción cambia ya que el material que se utiliza en el tornillo no es de acero inoxidable sino acero galvanizado, se fabrican bocines roscados en bronce para disminuir el coeficiente de fricción que según Serwey [41] de 0.36, tal que:

$$\mu = 0.36 \quad (191)$$

El diámetro medio para una rosca tipo withworth es:

$$d_m = d - 0.64 * p$$

$$d_m = 12.7 \text{ mm} - 0.64 * 2.12 \text{ mm}$$

$$d_m = 11.34 \text{ mm} \quad (192).$$

Se reemplaza (189), (190), (191) y (192) en (10):

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\pi f d_m - 1}{\pi d_m - f l} \right) \quad (10).$$

$$T_L = \frac{(1.844 + 3.748) \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 11.34 \text{ mm}}{2} * \frac{\pi * 0.36 * 11.34 \text{ mm} - 1}{\pi * 11.34 \text{ mm} - 0.36 * 2.12 \text{ mm}}$$

$$T_L = 105.4 \text{ Nmm}$$

Se tiene un motor Pololu de transmisión 19:1 [43] cuyo torque es de 593 Nmm, se utilizará un factor de diseño de 2 ya que el peso calculado no incluye tornillos o próximas modificaciones o correcciones en los cajetines ni fuerzas que en marco teórico no se hayan tomado en cuenta, tal que:

$$T_L = 2 * 105.4 \text{ Nmm}$$

$$T_L = 210.79 \text{ Nmm}$$

$$n = \frac{593}{210.79} = 2.8$$

### 3.3.3.3. Prisionero para bocín de bronce

El torque del tornillo transmite una fuerza en la superficie que provoca un esfuerzo cortante en el prisionero, tal que:

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{210.79 \text{ Nmm}}{\frac{12.7}{2} \text{ mm}}$$

$$F = 33.19 \text{ N} \quad (193)$$

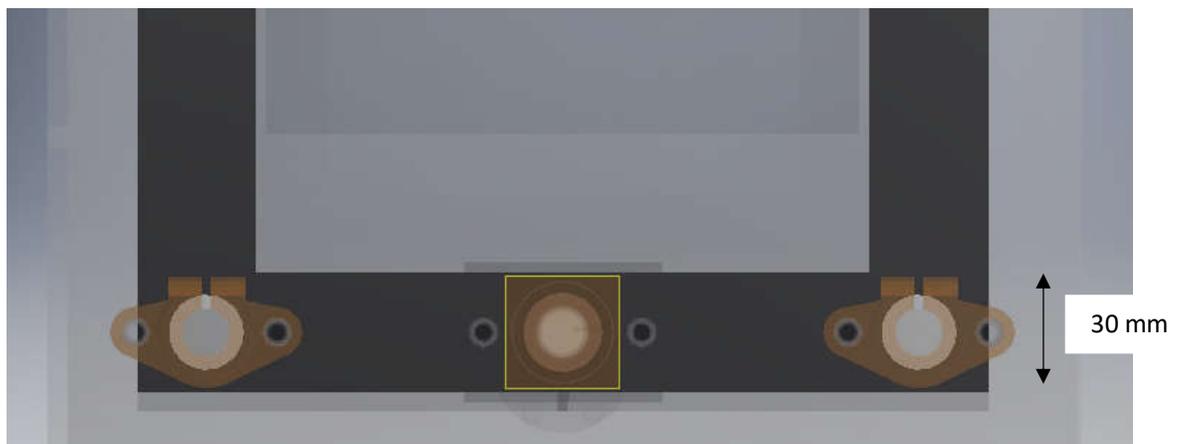
En la Figura 3.145 se muestran los valores recomendados en Shigley [8] para cuñas cuadradas. Se deben diseñar bocines para cada cajetín de desplazamiento, por facilidad de diseño se utilizarán los mismos diámetros utilizando la restricción del

cajetín de alimentación, cuya longitud es limitada. El diámetro exterior quedará restringido a ser menor a la longitud expresada en la Figura 3.146 de 30 mm.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$

**Figura 3.145. Tabla de referencia para tamaño de la cuña**

**Fuente:** Cuñas y pasadores en “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” [8]



**Figura 3.146. Medida restricción para diseño de bocines**

**Fuente:** Propia

La medida restricción de 30 mm limita el diámetro exterior del bocín, que pasa a ser el eje sobre el cual se ajusta el cajetín. Se toma un diámetro de 20 mm, dejando de cada lado 5 mm para ajustar el prisionero. Con esta consideración se busca en la Tabla de la Figura 3.145 las medidas de la cuña.

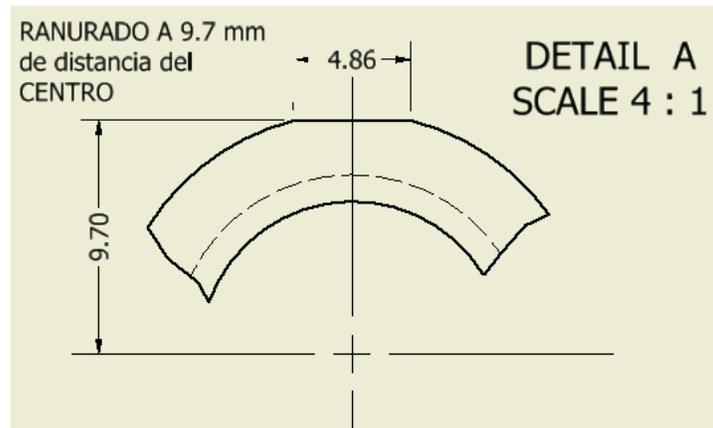
El diámetro corresponde al rango:

$$\frac{9}{16} < d_m < \frac{7}{8}$$

Como el diámetro del eje se encuentra más apegado al límite superior se toman las medidas máximas de la cuña para este rango de diámetros:

$$w = \frac{3}{16} plg; h = \frac{3}{16} plg$$

Se ranura el bocín a una altura desde el centro del eje de 9.70 mm, como se muestra en la Figura 3.147.



**Figura 3.147. Ranura en bocín de desplazamiento**

Fuente: Propia

La fuerza cortante que provoca la torsión viene dada por:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (194)$$

Para un prisionero M3 hecho en A36, con un esfuerzo a la fluencia de 250 MPa reemplazando (193) en (194):

$$\tau = \frac{33.19 N}{\pi * 0.0015^2 m^2}$$

$$\tau = 4.69 MPa$$

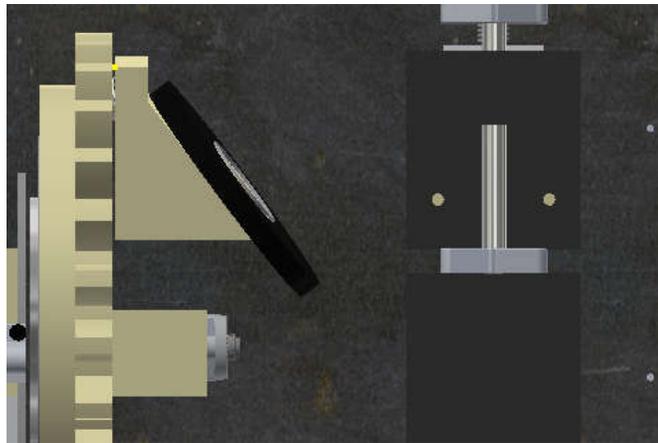
$$\tau = \frac{S_y}{\sqrt{3}}$$

$$S_y = 8.13 MPa$$

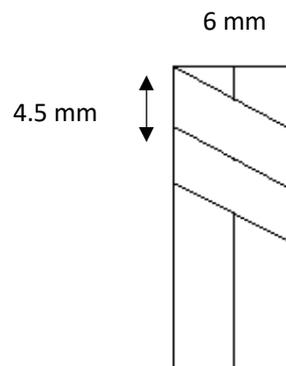
El tornillo debe provocar una fuerza mucho mayor a la aplicada en la máquina, por lo que se ajusta únicamente mediante los prisioneros sobre la ranura.

### 3.4. DISEÑO DEL MECANISMO DE ENCINTADO

Como se explicó en la sección de Diseño Mecánico, en donde se encontraron las fuerzas y velocidades de diseño, la fuerza que se aplica sobre el cable tiene una inclinación que va de acuerdo a la especificación del cliente para el traslape del 50%, como se observa en la Figura 3.148, este ángulo viene dado por un soporte acoplado al piñón para que este gire constantemente alrededor del cable y proporcione el encintado. En la Figura 3.149 se observa las medidas tomadas para el cálculo del ángulo, se recuerda que el ancho de la cinta es de 9 mm, y un cable con diámetro de 3 mm sin recubrimiento, como son dos cables se toma la medida de 6 mm en X y de 4.5 mm en Y, con la tangente del ángulo.



**Figura 3.148. Soporte angular para cinta acoplado en engrane**  
Fuente: Propia



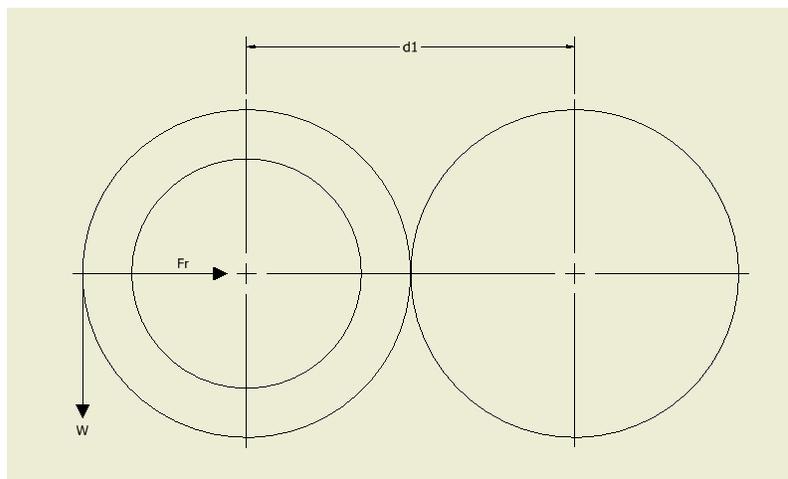
**Figura 3.149. Medidas para cálculo del ángulo de aplicación**  
Fuente: Propia

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{6}{4.5}\right)$$

$$\theta = 53.13^\circ \quad (195)$$

La fuerza de des bobinado según el fabricante es de 4.6 N (Anexo B) que se descompone en sus respectivas fuerzas en X e Y.

La fuerza en Y será una fuerza radial, mientras que la fuerza en X será perpendicular al engrane, que provoca un esfuerzo de flexión sobre el engrane. Se debe tomar en cuenta el peso de la cinta y del soporte que deberá levantar el engrane, con este último se calcula el torque del motor, tal que, se tiene el DCL de los engranes en la Figura 3.150.



**Figura 3.150. DCL en engranes**

Fuente: Propia

La fuerza a vencer gira continuamente a medida que gira el engrane, por lo que va a generar torques de diferente magnitud, sin embargo, los puntos críticos se dan cuando el ángulo entre el vector de distancia y el vector de la fuerza es  $90^\circ$  ya que la ecuación es el producto cruz entre estos vectores, y como se sabe, el producto cruz en su forma escalar contiene la función seno del ángulo, tal que:

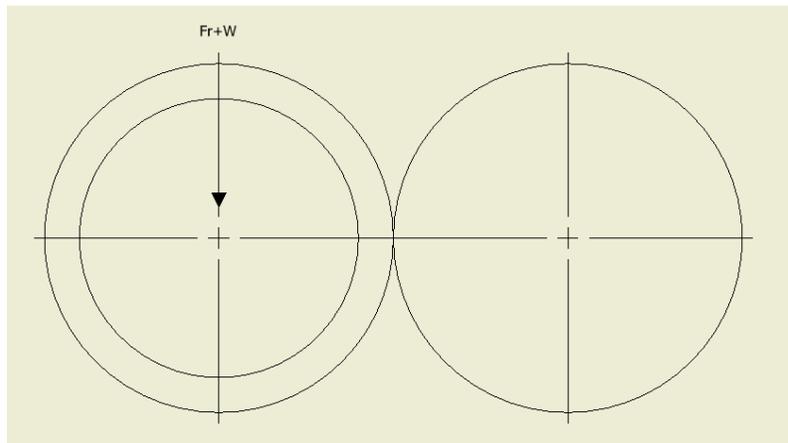
$$\vec{T} = \vec{R} \times \vec{F}$$

$$T = R \cdot F \cdot \sin \theta$$

$$\theta = 90^\circ \therefore \sin \theta = 1$$

Por lo tanto, el torque máximo se dará cuando se encuentre en la posición de la Figura 149 o 180° desplazada de la misma.

Cuando la fuerza se encuentre en la posición de la Figura 3.151, esta fuerza se aumenta al esfuerzo cortante que soporta el eje del engrane.



**Figura 3.151. DCL cuando la fuerza pasa a ser cortante**

Fuente: Propia

### 3.4.1. SOPORTE DE LA CINTA

El soporte para la cinta debe ser ligero para no incrementar el torque que aplicará el motor, y que no intervenga en los movimientos rotacionales de ambos engranajes. En la Figura 3.152 se observa el diseño geométrico del soporte, y su segundo momento de inercia usando el módulo de Young de PLA.

$$I = 356150.13 \text{ mm}^4 \cdot \frac{1 \text{ m}^4}{1000^4 \text{ mm}^4}$$

$$I = 3.56 * 10^{-7} \text{ m}^4.$$

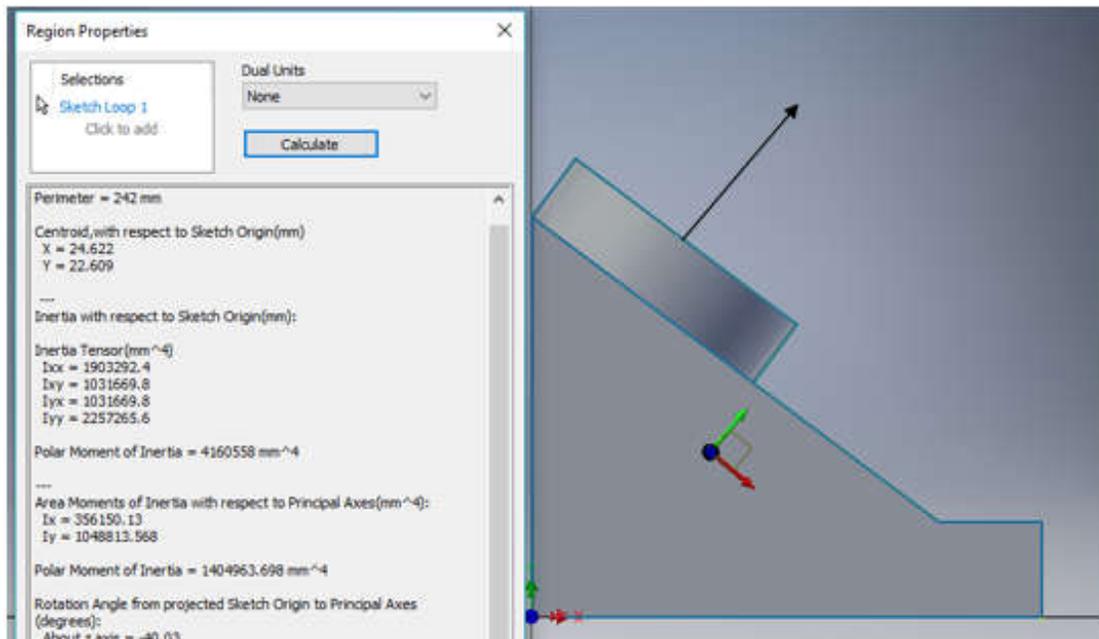
$$y_{max} = \frac{-Fl^3}{48EI} \quad (54)$$

$$y_{max} = - \frac{4.6 \text{ N} * 0.055^3 \text{ m}^3}{48 * 2 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 3.56 * 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$y_{max} = 2.23 * 10^{-5} \text{ mm}$$

La deflexión que causará la carga está dentro de los márgenes para diseño de máquinas de precisión por lo que se toma el PLA en el diseño geométrico para impresión 3D, utilizando el software se tiene un peso aproximado al 40% de relleno:

$$w = 51.6 \text{ g}$$



**Figura 3.152. Soporte angular para cinta**

Fuente: Propia

La cinta pesa aproximadamente 100 g recién para su uso, con lo que se tiene un peso total aproximado:

$$w_t = 51.6 \text{ g} + 100 \text{ g}$$

$$w_t = 151.6 \text{ g}$$

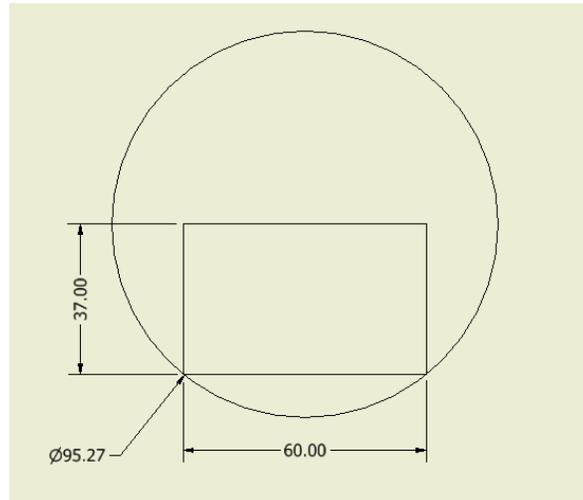
Con un factor de carga de 2 se tiene:

$$w_t = 151.6 \text{ g} * 2$$

$$w_t = 303.2 \approx 300 \text{ g} \quad (196)$$

### 3.4.2. SELECCIÓN DE RODAMIENTO

El transportador tiene de ancho 60 mm, y una altura de 37 mm con la que se calcula el diámetro que impide que el transportador colisione con el rodamiento que se acopla en el engrane (Figura 3.153), con este dato, la carga dinámica y la fuerza aplicada se calcula y selecciona dicho rodamiento de bolas para el engrane.



**Figura 3.153. Diámetro interno mínimo en rodamiento en mecanismo de encintado**

**Fuente:** Propia

Se toma un diámetro interno de 100 mm, en el catálogo de FAG se busca un rodamiento de tales dimensiones y sus características para el cálculo.

Rodamiento FAG 16020 Rígido de Bolas:

$$d = 100 \text{ mm}$$

$$D = 150 \text{ mm}$$

$$C = 44 \text{ kN}$$

$$Vel \text{ max} = 10000 \text{ rpm}$$

$$k = 3$$

Reemplazando (196) en (68):

$$\frac{L_2}{L_{10}} = \left(\frac{C}{P}\right)^k \quad (68)$$

$$L_2 = 10^6 * \left( \frac{44000}{2.94} \right)^3$$

$$L_2 = 3.35 * 10^{18}$$

Sobrepasa la vida útil del equipo, pero se lo toma por el diseño geométrico.

### 3.4.3. DISEÑO DEL TREN DE ENGRANES

El engrane que lleva la cinta no debe tener un diámetro raíz (véase Figura 1.9) menor a 160 mm, ya que se debe acoplar mediante tornillos el soporte de la cinta.

$$d_r = 160 \text{ mm}$$

$$r_r = 80 \text{ mm}$$

Se debe considerar una holgura entre los dientes para evitar concentración de esfuerzos, la ecuación que la resuelve tiene que ver con la altura de la cabeza y de la raíz.

$$c = b - a$$

Donde  $c$  es la holgura,  $b$  es la raíz y  $a$  es la cabeza, de donde se obtienen las ecuaciones necesarias para determinar el paso diametral y su posterior módulo para el diseño del engrane:

$$b = \frac{1.25 * m}{25.4}$$

$$a = \frac{m}{25.4}$$

$$80 + c = r_B$$

Donde  $r_B$  es el radio del diámetro de base.

$$r_p = \frac{r_B}{\cos \theta}$$

Donde  $\theta$  es el ángulo de presión y depende del número de dientes del engrane, en este caso el ángulo de presión es de  $20^\circ$ , este ángulo se observa en la Figura 3.154.

Reemplazando se obtiene:

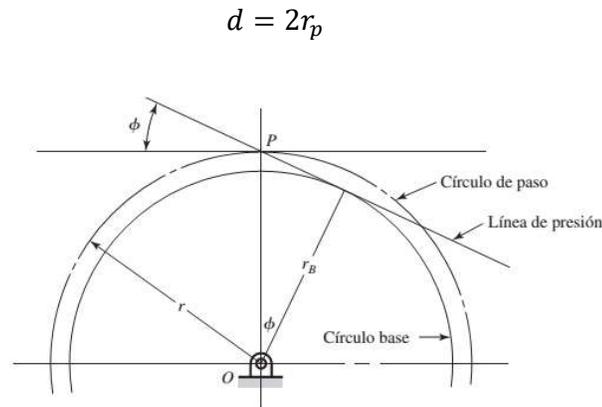


Figura 3.154. Visualización de ángulo de presión, círculo de paso y línea de presión.

Fuente: Engranés rectos [8]

$$r_p = \frac{80 + c}{\cos \theta}$$

$$d = \frac{160 + 2c}{\cos 20}$$

$$d = 170.27 + \frac{2c}{\cos 20}$$

$$d = 170.27 + \frac{2}{\cos 20} \left( \frac{1.25 * m}{25.4} - \frac{m}{25.4} \right)$$

$$d = 170.27 + \frac{2}{\cos 20} \left( \frac{0.25}{P} \right)$$

$$\frac{N * m}{25.4} = 170.27 + \frac{2}{\cos 20} \left( \frac{0.25}{P} \right)$$

Para un número de dientes de 33, se debe usar una fresa de módulo 5, mediante este cálculo se pretende corroborar estas medidas y determinar el módulo del engrane.

$$P * \left( N - \frac{2}{\cos 20} * 0.25 \right) = 170.27$$

$$\frac{34 - \frac{2}{\cos 20} * 0.25}{170.27} = \frac{1}{P}$$

$$P = 5.08 \approx 5$$

$$m = \frac{1}{p} * 25.4 = 4.99 \approx 5$$

Se normaliza la medida para lo que se encuentra en el mercado para el mecanizado y se aproxima a 5.

### 3.4.3.1. Simulación

Con las medidas obtenidas se diseña el piñón y se obtiene la distancia entre centros como se ve en la Figura 3.155.

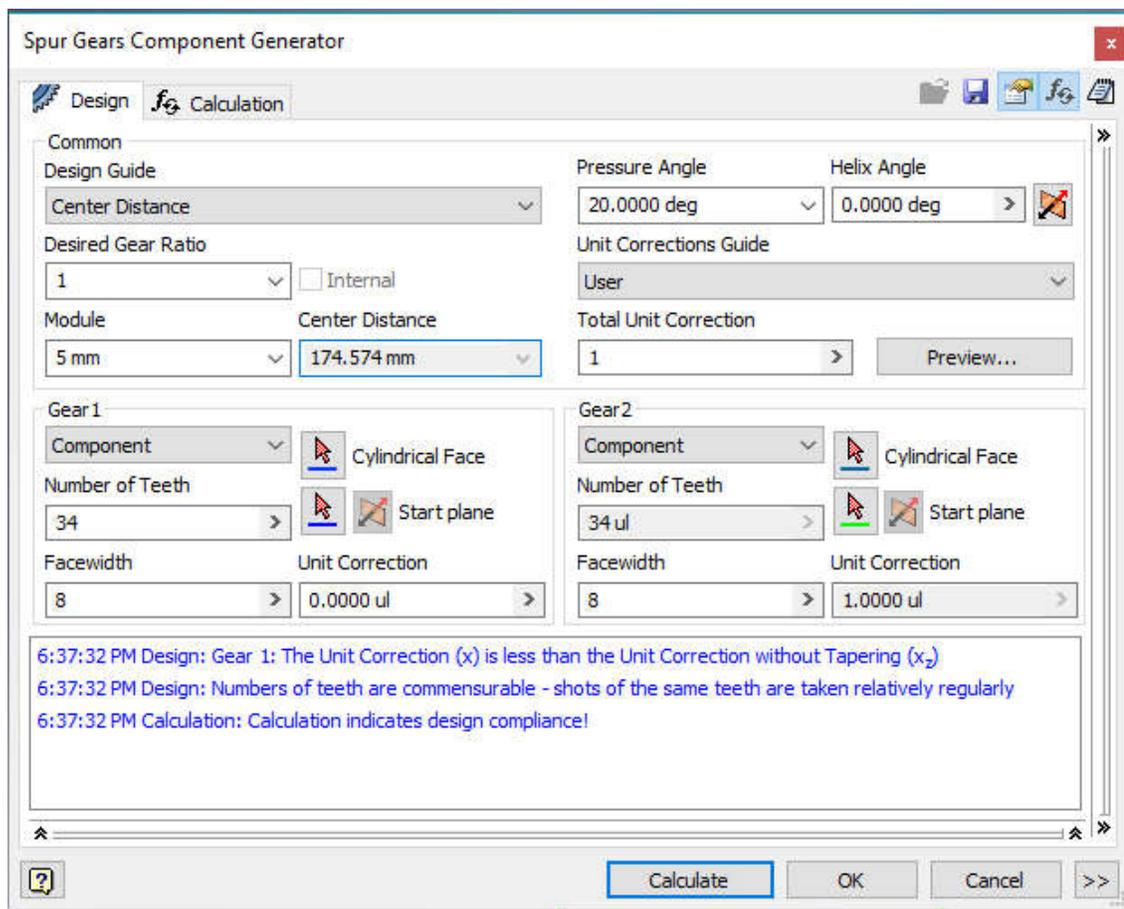


Figura 3.155. Distancia entre centros medida por software.

Fuente: Propia

Además, el espesor mínimo se calcula mediante:

$$p = \frac{\pi}{p}$$

$$p = 15.96$$

$$e = \frac{p}{2}$$

$$e = 7.98 \text{ mm.}$$

Obteniendo los siguientes datos:

$$m = 5$$

$$N = 34$$

$$d = 174.6 \text{ mm}$$

$$D = 157.48 \text{ mm}$$

$$a = 5 \text{ mm}$$

$$b = 6.25.$$

$$c = 1.25 \text{ mm}$$

$$e_{min} = 7.98 \text{ mm.}$$

### 3.4.3.2. Dimensionamiento del motor

Si la carga se coloca a 82.5 mm del centro, se tiene un torque tal que:

$$T = F * r$$

$$T = 0.3 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0.0825 \text{ m}$$

$$T = 2.426 \text{ Nm}$$

Con un factor de seguridad de 1.2 se tiene:

$$T = 2.426 \text{ Nm} * 1.2$$

$$T = 2.91 \text{ Nm}$$

El torque que requiere para mover el engrane debido a su momento de inercia, viene dado por la ecuación (197).

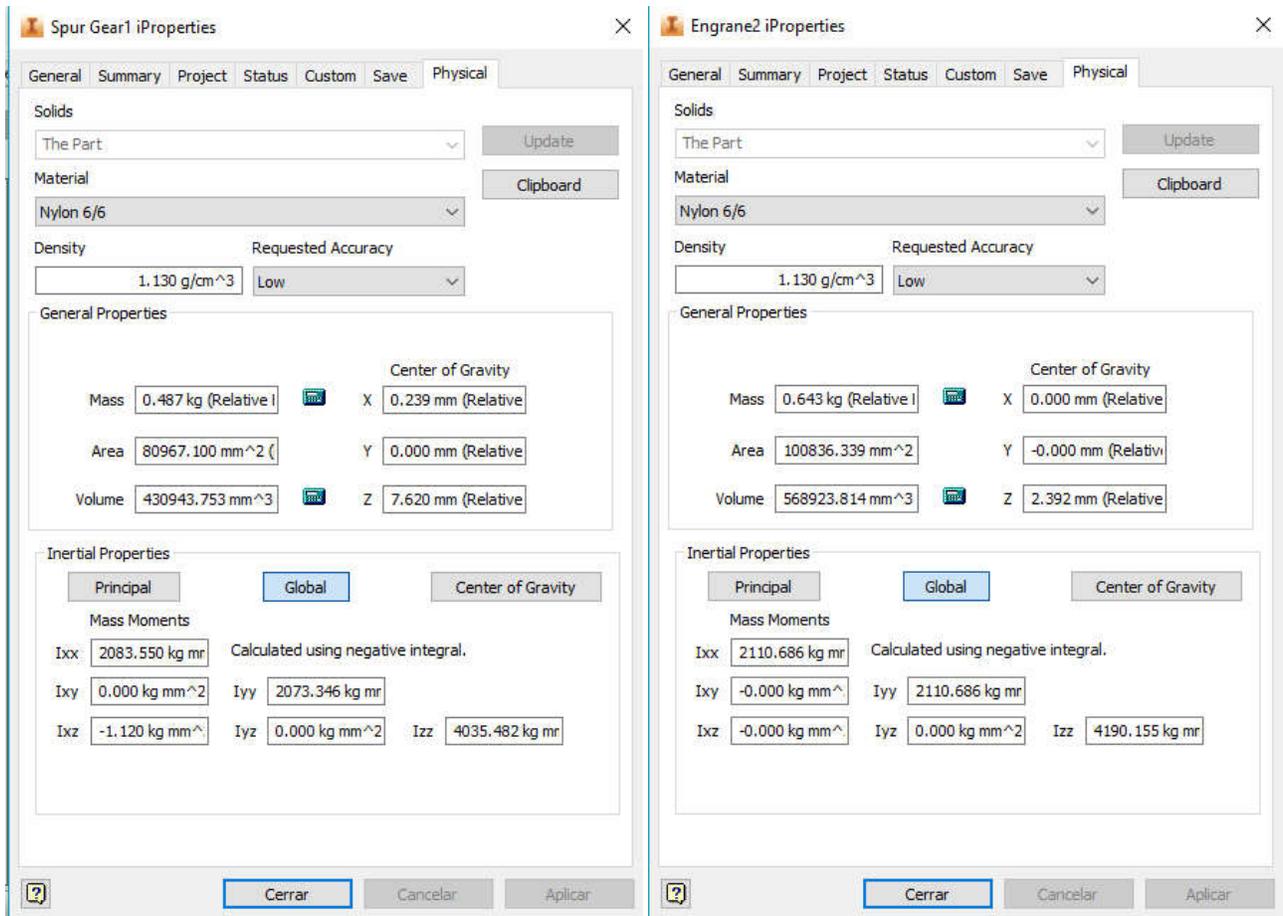
$$T = I \cdot \alpha \tag{197}$$

En donde:

$\alpha$  Aceleración Angular

$I$  Momento de Inercia (Distribución de masa)

En la Figura 3.156 se observa el momento de inercia de la corona, al que se le agrega un factor de carga de 2 ya que este no incluye el rodamiento que según catálogo tiene una masa de 956 g.



**Figura 3.156. Momento de inercia (corona-piñón)**

Fuente: Propia

$$I_1 = 2083.55 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 * 2$$

$$I_1 = 4167.1 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$I_2 = 2110.69 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$I_T = I_1 + I_2$$

$$I_T = 4167.1 + 2110.69 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$I_T = 6277.79 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (198)$$

La aceleración angular se la toma en un tiempo de 1 segundo para tener un arranque suave, tal que:

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_o}{t}$$

$$\alpha = \frac{350 - 0 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}}}{1 \text{ s}}$$

$$\alpha = 36.65 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (199)$$

Se reemplaza (198) y (199) en (197):

$$T = 6277.79 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{1000^2} * 36.65 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T = 2.31 \text{ Nm}$$

La suma de los valores de torque obtenidos resulta en el torque que requiere el motor para mover a carga y vencer la inercia, se tiene un torque final tal que:

$$T = 2.321 + 2.911 \text{ Nm}$$

$$T = 5.2 \text{ Nm}$$

Se requiere un motor a pasos ya que deben ser controlados el número de vueltas que da la cinta, en qué posición se encuentra, y posicionar la cinta en los diferentes puntos de operación, por lo que se escoge un motor NEMA 34HST9805-37B2, cuyas características son:

$$T = 6 \text{ Nm}$$

$$\text{Ángulo de paso} = 1.8^\circ$$

$$\text{Corriente} = 2.8 \frac{\text{A}}{\text{Fase}}$$

$$\text{Holding torque} = 6 \text{ Nm}$$

Se tiene un factor de seguridad, tal que:

$$n = \frac{6}{5.2} = 1.17$$

### 3.4.3.3. Diseño de la cuña y acoples

Para ajustar el engrane al eje se utiliza el criterio de Shigley [8] para seleccionar las dimensiones de la cuña, que se muestra en la Figura 3.157, en donde se muestra las medidas recomendadas para un eje de diámetro entre 7/8" y 1 1/4", ya que el diseño geométrico de la cuña se la realizó al doble del diámetro del eje que tiene 14 mm de diámetro.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
5/16	7/16	3/32	3/32	3/64
7/16	9/16	1/8	3/32	3/64
		1/8	1/8	1/16
9/16	7/8	3/16	1/8	1/16
		3/16	3/16	3/32
7/8	1 1/4	1/4	3/16	3/32
		1/4	1/4	1/8

Figura 3.157. Tabla de referencia para tamaño de cuña de hasta 32 mm de diámetro

Fuente: Propia

Se tienen las medidas que se visualizan en la Figura 3.158.

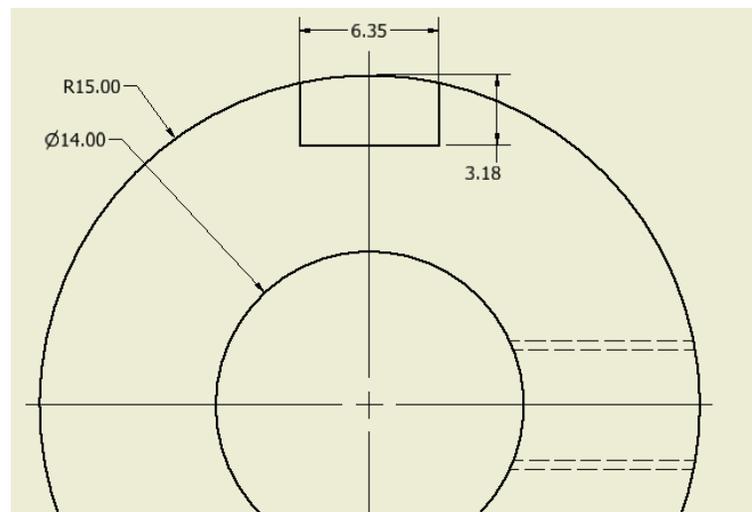


Figura 3.158. Bocín de engrane

Fuente: Propia

El torque que entrega el motor al 100% es de 6 Nm, con esto se calcula la longitud de la cuña que soporte ese torque, una vez pasado ese torque debe fallar la cuña en vez de dañar el motor:

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{6 \text{ Nm}}{0.015 \text{ m}}$$

$$F = 400 \text{ N} \quad (200)$$

El PLA tiene un esfuerzo de fluencia de 60.9 MPa, según la teoría de la distorsión, la resistencia al cortante es:

$$\tau = 0.577 \cdot S_y$$

Con un factor de seguridad de 1.7 se tiene un esfuerzo cortante de:

$$\tau = \frac{35.14}{1.7} \text{ MPa}$$

$$\tau = 20.67 \text{ MPa} \quad (201)$$

Se (200) en la ecuación de esfuerzo cortante sobre el área cuadrada:

$$\tau = \frac{F}{tl}$$

$$20.67 \text{ MPa} = \frac{400 \text{ N}}{0.00635 \text{ m} \cdot l}$$

$$l = 3.05 \text{ mm}$$

### 3.5. DISEÑO ESTRUCTURAL

En el cálculo de la viga hiperestática se encontraron las reacciones en cada apoyo, estos apoyos van sobre las chapas metálicas que soportan la estructura y deben brindar estabilidad a la misma.

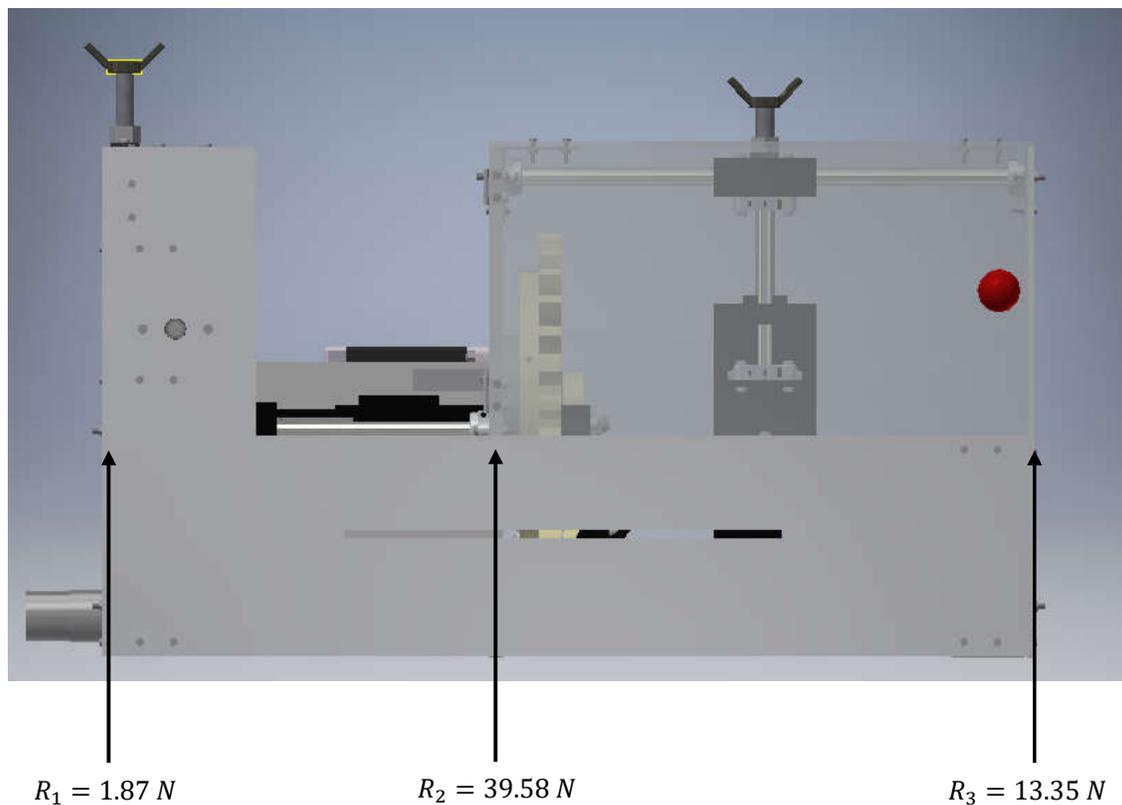
Las reacciones sobre las chapas son:

$$R_1 = 1.87 \text{ N}$$

$$R_2 = 39.58 \text{ N}$$

$$R_3 = 13.35 \text{ N}$$

Estas reacciones se ven reflejadas en la Figura 3.159.



**Figura 3.159. Reacciones en apoyos**

**Fuente:** Propia

Se toma un factor de diseño de 2, tal que:

$$R_1 = 3.74 \text{ N} \quad (202)$$

$$R_2 = 79.16 \text{ N} \quad (203)$$

$$R_3 = 26.7 \text{ N} \quad (204)$$

Bajo el concepto visto previamente sobre deflexión, se toma una sección rectangular de la plancha, sobre la cual actúan las reacciones, cuya inercia será:

$$I = \frac{b * e^3}{12}$$

$$I = \frac{0.25 * e^3}{12}$$

$$I = 0.021 * e^3 \text{ m}^4.$$

$$l = 0.250 \text{ m}$$

$$y_{max} = \frac{l}{50000}$$

$$y_{max} = 0.005 \text{ mm}$$

$$F = 79.16 \text{ N}$$

$$E = 200 \text{ GPa.}$$

Reemplazando estos valores y (203) que es la máxima fuerza sobre la estructura en (54):

$$y_{max} = \frac{-Fl^3}{48EI} \quad (54)$$

$$\frac{0.005}{1000} \text{ m} = \frac{79.16 \text{ N} * 0.25^3 \text{ m}^3}{48 * 200 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0.021 * e^3 \text{ m}^4}$$

$$e = \sqrt[3]{\frac{79.16 \text{ N} * 0.25^3 \text{ m}^3}{0.005 * 10^{-3} \text{ m} * 48 * 200 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0.021}}$$

$$e = 0.0098 \text{ m}$$

$$e = 9.8 \text{ mm}$$

Se realiza el mismo cálculo para las planchas laterales, con las reacciones  $R_1$  y  $R_2$ .

$$l = 0.250 \text{ m}$$

$$y_{max} = \frac{l}{10000}$$

$$y_{max} = 0.025 \text{ mm}$$

$$\frac{0.025}{1000} \text{ m} = \frac{26.7 \text{ N} * 0.25^3 \text{ m}^3}{48 * 200 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0.021 * e^3 \text{ m}^4}$$

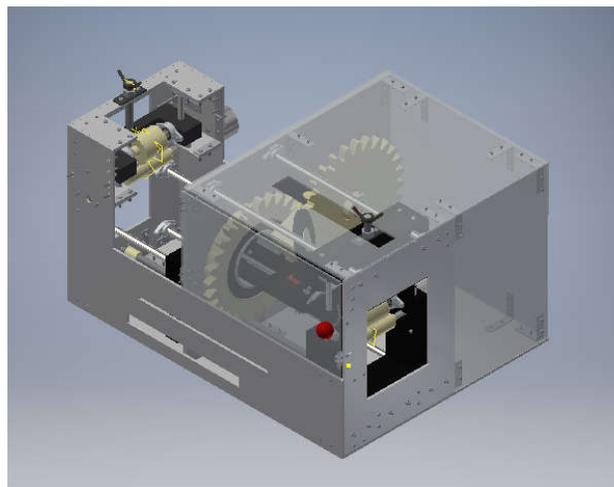
$$e = \sqrt[3]{\frac{26.7 \text{ N} * 0.25^3 \text{ m}^3}{0.025 * 10^{-3} \text{ m} * 48 * 200 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0.021}}$$

$$e = 0.0044 \text{ m}$$

$$e = 4.4 \text{ mm}$$

Por disponibilidad en el mercado se selecciona un espesor estándar de 5 mm, si soporta esta fuerza sin tener una deflexión que cause mayores vibraciones, la pared que le sigue tendrá el mismo comportamiento porque la fuerza que soporta es menor y las dimensiones son las mismas.

En la Figura 3.160 se observa el diseño completo de la máquina obtenido en Inventor.



**Figura 3.160. Diseño final**

Fuente: Propia

### 3.6. SELECCIÓN DE MATERIALES

La Tabla 3.27 resume el diseño mecánico de la máquina y la lista de materiales se adjunta en el Anexo D.

**Tabla 3.27. Resumen diseño máquina semiautomática enrolladora de cables duales**

Fuente: Propia

Ítem	Material	Esfuerzo admisible del material (MPa)	Módulo de Young (GPa)	Diámetro o espesor calculado (mm)	Diámetro o espesor comercial (mm)
Eje – rodillos de tracción	AISI 1018	440	205	9.17	9.52 (3/8")
Rodillo de tracción	NYLON	85.61	2	25	25
Cajetín de avance – rodillo de alimentación	PLA	N/A	2	Dimensiones con cálculo geométrico	IMPRESIÓN 3D
Eje – rodillo presor	AISI 1018	440	205	9.17	9.52
Rodillo de tracción	NYLON	85.61	2	25	25
Techo mecanismo de alimentación	PLA	N/A	2	Dimensiones con cálculo geométrico	IMPRESIÓN 3D
Guías para cajetín en eje Y	AISI 304 (AISI 01)	215	190	9	10
Platina con rosca	A36		200	1.5	3
Guías para cajetines en eje X	AISI 304 (AISI 01)	215	190	12	12
Tornillo de potencia (varilla roscada)	AISI 304 (AISI 01) (Hierro Galvanizado)	215	190	12	12.7
Engranajes	Nylon	85.61	2	23	25
Bocines	Bronce SAE 660	235	103	20	25
Plancha central	A36		200	9.8	10
Planchas laterales	A36		200	4.4	5
Plancha base	A36		200	4.4	5

### 3.7. DISEÑO ELECTRÓNICO

Según se especificó en el capítulo 2, con la selección de alternativas, el dispositivo de control a usar es un LOGO PLC, cuyo software especial SOFT COMFORT tiene incorporados los medios tradicionales de programación, con la cual se realizarán las secuencias de cada antena, que se activarán según la selección que realice el usuario en el HMI LOGO TDE, de igual forma, especialmente diseñado para este controlador lógico programable (PLC).

#### 3.7.1. DIMENSIONAMIENTO DE LA FUENTE DE ALIMENTACIÓN

Según los motores que se escogieron en el diseño mecánico, se calcula la corriente que necesita la fuente de voltaje directa, la hoja técnica de datos del motor de la cinta especifica una corriente de 2 A en operación normal, mientras que los motores de arrastre consumen una corriente máxima de 2 A. Se coloca un factor de seguridad en la corriente de 2 para evitar falta de corriente en sus bobinas si se exige un consumo mayor.

$$I_{MPPArrastre} = 2 A \quad (205)$$

$$I_{MPPCinta} = 4 A \quad (206)$$

$$I_{MPP} = I_{MPPArrastre} + I_{MPPCinta} \quad (207)$$

Se reemplaza (205) y (206) en (207):

$$I_{MPP} = 8 A \quad (208)$$

El consumo nominal de estos motores, al igual que del TDE y las luces piloto, según sus hojas de especificaciones respectivas es de 24 V, teniendo en cuenta que el HMI consume:

$$I_{HMI} = 70 mA \quad (209)$$

Y se requieren las luces piloto especificadas en la Tabla 3.28 para visualización del usuario.

Cada luz piloto consume 20 mA, tal que:

$$I_{Luz} = 100 mA \quad (210)$$

**Tabla 3.28. Lista de luces piloto y funciones**

Fuente: Propia

Uso	Descripción
Manual/automático	Luz Piloto Verde AD16 – 22 24 VDC
Desplazamiento cajetín	Luz Piloto Verde AD16 – 22 24 VDC
Tensión del cable	Luz Piloto Verde AD16 – 22 24 VDC
Encintado del cable	Luz Piloto Verde AD16 – 22 24 VDC
Pausa y paro de emergencia	Luz Piloto Roja AD16 – 22 24 VDC

La salida tipo relé del LOGO puede oscilar hasta máximo 100 Hz con salida PWM, sin embargo, los módulos TB6560, que se pretenden usar para el manejo de los MPP (Motores Paso a Paso), para trabajar a grandes velocidades necesitan frecuencias que oscilen en el rango de kHz hasta un máximo de 20 kHz, por lo que se debe usar un circuito que active esta señal según la necesidad del controlador.

El Atmega328p tiene una salida de frecuencia de máximo 62.5 kHz, que puede ser modulada para las necesidades del módulo para MPP, con lo que se calcula el consumo de corriente para este microcontrolador. Para su correcto funcionamiento requiere una fuente de voltaje externa de 5 VDC (los módulos MPP tienen opto acopladores que separan los terminales negativos del circuito de potencia de 24 VDC). Las salidas de este microcontrolador que actúa como Emisor de Frecuencia (EF) son de máximo 40 mA, si se activan las 3 salidas tiene un consumo de:

$$I_{EF} = 120 \text{ mA} + I_{AC-DC}$$

El dispositivo HLK PM12 es un módulo de poder que convierte en onda completa la señal sinusoidal de la red en corriente continua 12 VDC (convertor AC-DC), cuya corriente máxima de salida en largo término es de 250 mA, si la caída de corriente en el módulo es de 8 mA.

$$I_{EF} = 128 \text{ mA} \quad (211).$$

Como se mencionó previamente, el módulo requiere una fuente de voltaje de 5 VDC para su funcionamiento, con lo que se dimensiona un regulador de voltaje de 12 VDC a 5 VDC. El regulador 7805C tiene una corriente de salida máxima de 1.5 A, si

la corriente  $I_{EF}$  es de 128 mA, entra en parámetros. Con lo que se tiene el siguiente circuito de la Figura 3.161:

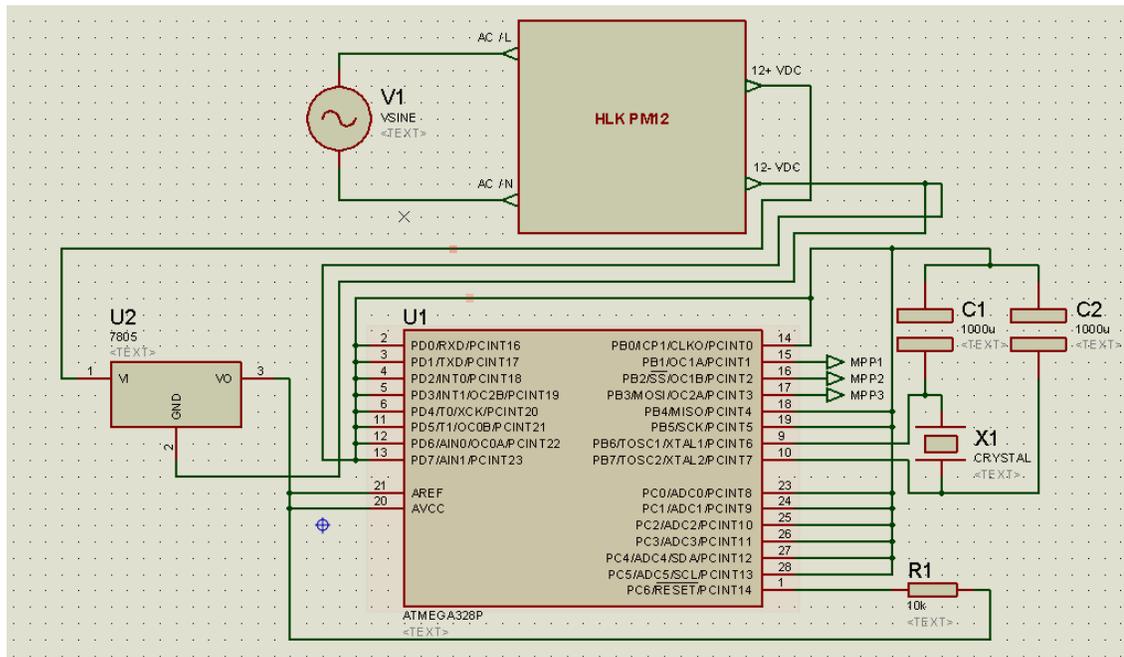


Figura 3.161. Diseño de circuito para emisor de frecuencia

Fuente: Propia

En la Figura 3.162 se observa el diseño de la placa para los componentes del circuito emisor de frecuencia, los módulos para MPP trabajan con 5 VDC de igual forma, bajo los parámetros nombrados en la Tabla 3.29.

Tabla 3.29. Conexiones para módulos MPP en circuito de control

Fuente: Propia

	MPP alimentación	MPP tensión	MPP encendido
EN -	GND	GND	GND
EN +	GND	GND	GND
DIR -	GND	GND	GND
DIR +	5 VDC	GND	5 VDC
PUL -	GND	GND	GND
PUL +	PIN 15	PIN 16	PIN 17

Las salidas 15, 16 y 17 están habilitadas por hardware para señales PWM, y se las conecta directamente al módulo para MPP (MMPP).

Los opto acopladores de los módulos tienen una corriente de salida nominal de 50 mA, se tiene dos motores girando en sentido anti horario (DIR + en 5 VDC), por lo que el uso de corriente de los MMPP para el circuito de control es de:

$$I_{MMPP} = 100 \text{ mA} \quad (212)$$

Sumando las corrientes para el circuito de emisión de frecuencia y MMPP, que están conectados al mismo convertidor AC-DC, se reemplazan suman las ecuaciones (211) y (212), tal que:

$$I_{MMPP} = I_{MMPP} + I_{EF} \quad (212)$$

$$I_{MMPP} = 228 \text{ mA} \quad (213)$$

La corriente máxima que soporta este módulo en corto término, es de 350 mA, con un factor de seguridad de:

$$n = \frac{350}{228}$$

$$n = 1.53$$

La corriente máxima en largo término del convertidor es de 250 mA, por lo que se tiene un factor de seguridad de:

$$n = \frac{250}{228}$$

$$n = 1.1$$

Si el PLC LOGO consume un aproximado de 40 mA para su funcionamiento y por entrada recibe señales de 0.08 mA, de igual forma para el módulo de entradas y salidas (I/OM) con un consumo de corriente de 300 mA por conmutación de salida, se tiene un consumo de PLC tal que:

$$I_{PLC} \approx 700 \text{ mA} \quad (214)$$

Dentro del diseño se ha propuesto el uso de dos motores DC para el desplazamiento de los cajetines y que el usuario acomode el mecanismo de alimentación a su comodidad, este motor de corriente continua consume un total de 2.5 A a su máximo torque de detención, por lo que se va a calcular según ese parámetro:

$$I_{DC} = 5 A \quad (215)$$

La corriente de consumo total será, la suma de todas las corrientes especificadas previamente, tal que se reemplazan las ecuaciones (208), (209), (210), (213) y (215):

$$I_T = 8 A + 0.1 A + 0.228 A + 0.072 A + 5 A$$

$$I_T = 13.47 A$$

En el mercado se encuentran fuentes de voltaje de 15 A, por lo que el factor de seguridad será:

$$n = \frac{15}{13.47}$$

$$n = 1.12$$

### 3.7.2. DISEÑO DEL CIRCUITO

El diseño de la placa electrónica comprende el cálculo del ancho de pista, determinación del grosor de la pista y la variación de temperatura máxima que tendrá. Se realizará este cálculo utilizando las guías estándares generales de diseño de circuitos ANSI-IPC 2221 desarrollado por la Asociación que Conecta las Industrias Electrónicas (IPC).

La corriente máxima que circula por el circuito es imprescindible en el cálculo, el circuito de emisión de frecuencia y control de MMPP es de 228 mA según (213), suponiendo que existe una sobrecarga en el arranque del programa, la corriente máxima que puede circular por el convertor AC-DC es de 350 mA, con lo que se calculará el ancho de pista.

El 7805C opera hasta los 125°C, con corrientes que oscilan entre 5 mA y 1.5 A según su hoja técnica, mientras que la temperatura normal en sus juntas es de

25°C, con lo que se calcula el incremento de temperatura con referencia a la temperatura ambiente de Quito según Weather Spark [42] varía entre 9°C y 21°C en el máximo de los casos, por lo que se toma la menor temperatura para el cálculo:

$$\nabla T = 25^{\circ}C - 9^{\circ}C$$

$$\nabla T = 16^{\circ}C \quad (216)$$

Las placas de cobre con recubrimiento de fibra de vidrio tienen una altura de pista de  $1 \frac{oz}{plg^2}$ , que equivale a  $35 \mu m$  según su hoja técnica [43]. Se utilizará una pista externa para el diseño por lo que las constantes de la normativa IPC son:

$$k1 = 0.048$$

$$k2 = 0.44$$

$$k3 = 0.725$$

La fórmula para calcular el área de la pista según la normativa IPC es:

$$\text{Área} = \left( \frac{I}{k1 * \nabla T^{k2}} \right)^{\frac{1}{k3}}$$

$$\text{Área} = \frac{0.350 A}{0.048 * 16^{0.44}} \frac{1}{0.725}$$

$$\text{Área} = 4.28 \text{ mils}^2$$

Se reemplaza el área en la ecuación:

$$\text{Ancho de pista} = \frac{\text{Área}}{\text{Espesor} * 1.378}$$

$$\text{Ancho de pista} = \frac{4.28 \text{ mils}^2}{35 \mu m * 1.378 \frac{\text{mils}}{\text{oz}}}$$

$$\text{Ancho de pista} < 1 \text{ mm}$$

La corriente que circula por las pistas no amerita un diseño de PCB (printed circuit board) con pistas mayores a 1 mm, con lo que se tiene en la Figura 3.162 la placa diseñada.

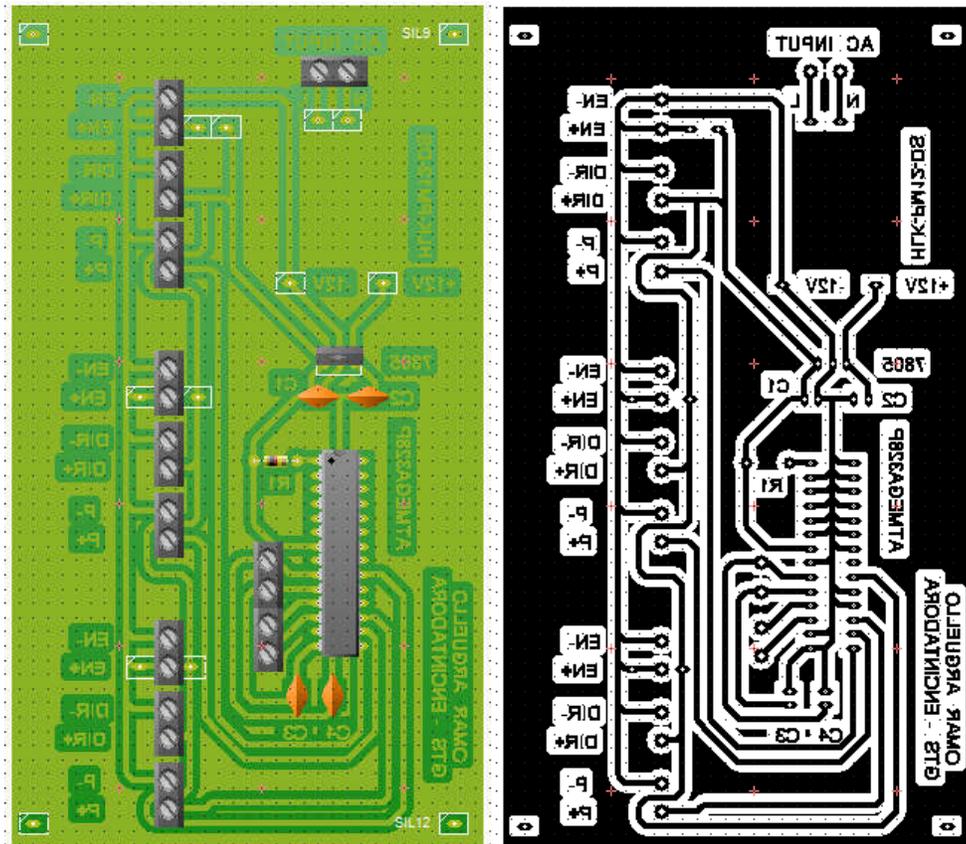


Figura 3.162. Diseño de placa electrónica para emisor de frecuencia

Fuente: Propia

### 3.7.3. SELECCIÓN DE CONTROLADORES Y DISEÑO DE ELEMENTOS

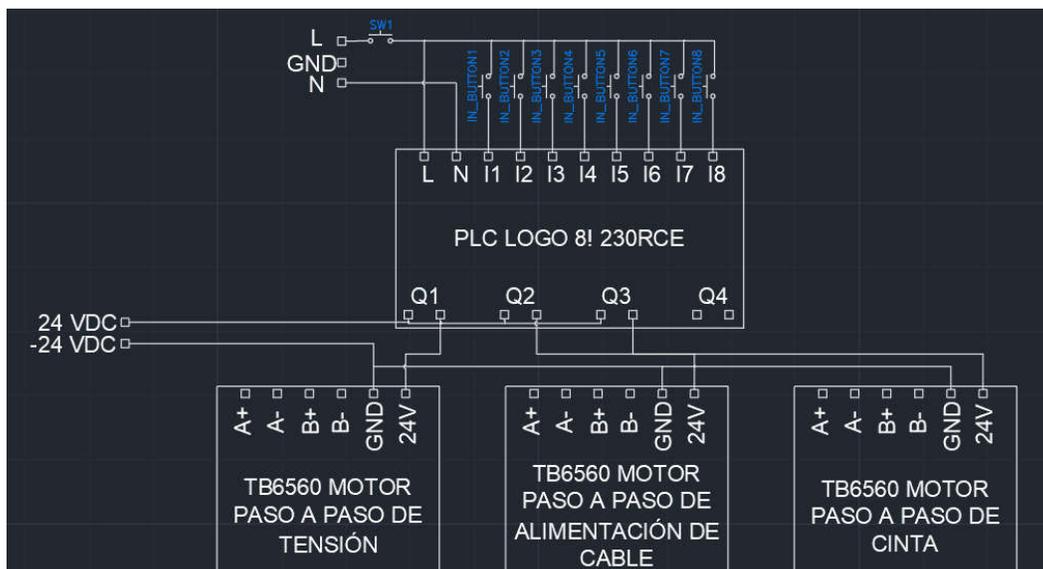
Según los cálculos del diseño mecánico se han escogido dos motores NEMA 23 para la alimentación y tensión y un motor NEMA 34 para el encintado, para los cuales se debe tener la secuencia correcta de bobinado según el color del cable, en la Tabla 3.30 se tiene la identificación por colores de cada MPP.

Tabla 3.30. Cableado para MPP

Fuente: Propia

	MPP alimentación	MPP tensión	MPP encintado
<b>A+</b>	Naranja	Naranja	Rojo/azul
<b>A-</b>	Verde	Verde	Amarillo/negro
<b>B+</b>	Negro	Negro	Blanco/café
<b>B-</b>	Rojo	Rojo	Naranja/verde

El PLC tiene salidas tipo relé, por lo que se usarán estas características para alimentar o no al motor con la fuente de 24 V, es decir, Se conectará un pin de la línea de 24 VDC a la pin 1 de la salida (independientemente de cual sea, esta configuración se usará para todas las conexiones), cuando el PLC de la señal de activado, activa la continuidad entre los dos pines de salida provocando que la corriente fluya hacia el módulo y lo encienda, mientras tanto, el emisor de frecuencia estará dando señal continua de PWM a la entrada de PUL+ en cada módulo, por eso se calcularon los elementos para la placa de control con corriente continua durante todo el periodo de uso de la máquina. En la Figura 3.163 se observa el diagrama de conexión usado para los MPP con respecto a la fuente de alimentación y activación del PLC.



**Figura 3.163. Diagrama de alimentación a MPP**

Fuente: Propia

Los motores DC tienen consumos aproximados de 2.5 A, las señales de activación son de 24 VDC por lo que se escoge un relé encapsulado CAMSO MK2P-I (Figura 3.164), para acoplar el circuito de control con la fuente de potencia.

Este relé es de 8 pines, los pines 2 y 7 son de la bobina, estos van conectados a la salida de dirección del PLC (Q5), los pines 1 y 8 van conectados a la carga (MOTOR DC). El relé normalmente abierto tiene conectada la carga a los pines 4 y 5, la señal positiva (24 VDC) debe ir conectada al pin 4 y la negativa (-24 VDC) al pin

5, cuando el relé se cierre los contactores internos del relé cambian de posición; del pin 4 al pin 3 y del pin 5 al pin 6, para que el cambio de sentido de giro el pin 3 debe estar conectado a la señal negativa (-24 VDC) y el pin 6 a la positiva (24 VDC). En la Figura 164 se observa el elemento eléctrico en discusión.

En la Figura 3.165 se observa el diagrama eléctrico con el PLC, la señal de activación del MOTOR DC (Q6) O (Q7) permiten o no el paso de corriente por la línea positiva al relé (24 VDC), cuando se activa la señal del PLC, se activa el relé interno de la salida que se requiere y permite el paso de la línea positiva, lo mismo se realiza con el otro relé.



**Figura 3.164. CAMSCO MK2P-1**

**Fuente:** ElectroSertec – material eléctrico

#### **3.7.4. DISEÑO DE CONTROL**

La máquina enrolladora semiautomática de antenas duales debe tener 4 funciones que determinen el tipo de antena con el que se va a trabajar, cada antena cuenta con su longitud de encintado específica, por lo que se requiere sincronizar el número de pasos que da el motor de la cinta con respecto a la longitud a encintar.

El HMI LOGO TDE tiene 4 botones de funciones, que serán los ingresos de secuencia para el tipo de antena a encintar, de esta forma, cada función quedará asignada a un tipo de antena, la Tabla 3.31 muestra las funciones asociadas:

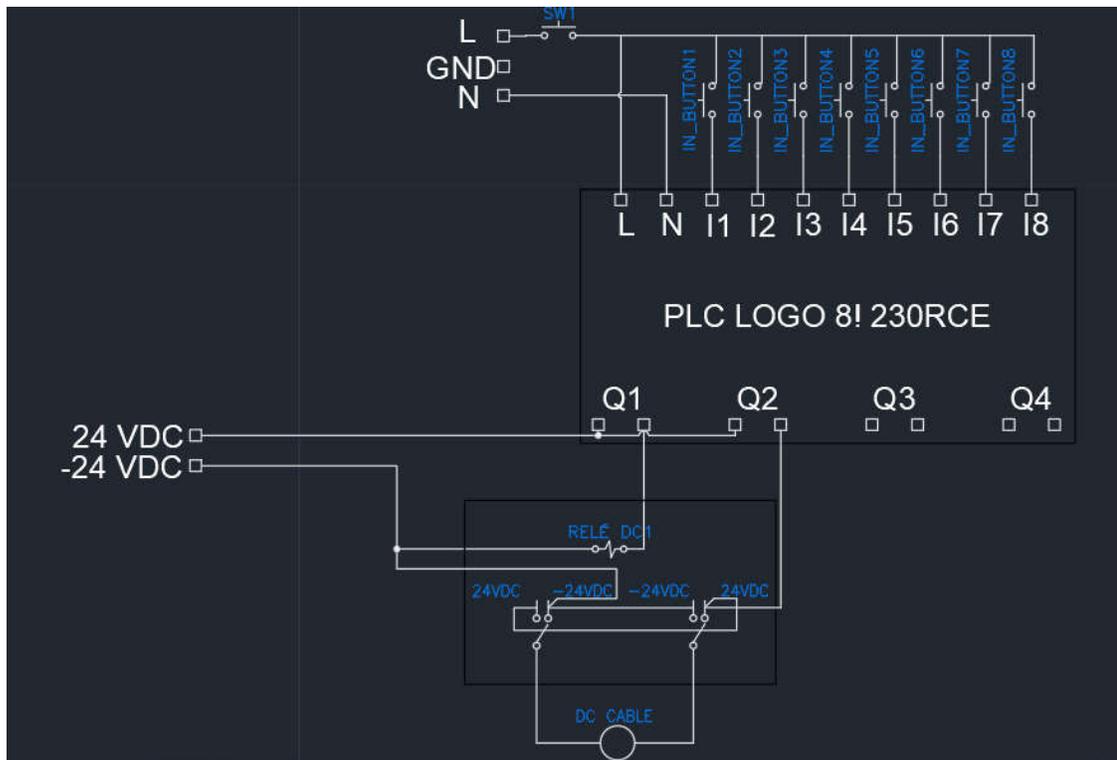


Figura 3.165. Esquema de conexión para relé

Fuente: Propia

Tabla 3.31. Asignación de antena a cada función del HMI

Fuente: Propia

FUNCIONES LOGO TDE	TIPO DE ANTENA
F1	MYPD75
F2	COBALT
F3	ONIX
F4	S10

Se requieren botones para los procesos de tensión, encintado y pausa, a los que se les agrega una opción de extra tensión y extra encintado para que el usuario pueda corregir cualquier defecto del proceso sobre el mismo producto. También se requiere

un selector de dos posiciones para determinar si el trabajo es manual o semiautomático.

Para la secuencia de programación se toman en cuenta todas las entradas al PLC que intervienen en la ejecución del programa, en la Tabla 3.32 se muestran todas las entradas y salidas del PLC, cabe resaltar que el PLC LOGO 8! 230RCE tiene solamente 8 entradas y 4 salidas, por lo que se requiere adquirir un módulo de entradas y salidas. Este módulo de serie DM16 230RC se conecta directamente al PLC mediante la ranura lateral, una vez conectado se puede programar las salidas y entradas con el número inmediato que le sigue, es decir, si el LOGO PLC tiene 4 entradas sus numeraciones serán I1, I2, I3 e I4; con lo que el módulo seguirá en su primera entrada con el registro I5, y lo mismo con las salidas.

En resumen, los dispositivos de entradas son:

- 5 fines de carrera
- 2 selectores de dos posiciones
- 1 selector de tres posiciones
- 1 botón de emergencia
- 5 botones normalmente abiertos (verde)

Con este número de dispositivos o elementos que entregan señal de entrada se requieren de 15 entradas:

**Tabla 3.32. Asignación de entradas según necesidad de programación**

Fuente: Propia

ENTRADA	DESCRIPCIÓN	TIPO	USO
I1	Manual/ automático	Selector dos posiciones	NC
I2	Emergencia	Botón toggle	NC
I3	Tensión	Botón verde	NO
I4	Extra tensión	Botón verde	NO
I5	Pausa	Selector dos posiciones	NC
I6	Seguro puerta	Fin de carrera	NC
I7	Posición inicio antena	Botón verde	NO

I8	FC cajetín final	Fin de carrera	NC
I9	Cajetín avanza	Selector de tres posiciones	NO
I10	FC cajetín inicio	Fin de carrera	NC
I11	Cajetín retrocede	Selector de tres posiciones	NO
I12	FC cable inicio	Fin de carrera	NC
I13	FC cable Fin	Fin de carrera	NC
I14	Encintado	Botón verde	NO
I15	Extra encintado	Botón verde	NO

El modo de operación MANUAL se basa en la experticia del operador con el manejo del mecanismo de la cinta, es decir, este mecanismo seguirá funcionando mediante accionamiento del motor, sin embargo, el proceso de alimentación de la cinta no se activará, el operador deberá alimentar el cable sincronizándolo con el mecanismo de la cinta para evitar problemas de calidad.

El modo de operación AUTOMÁTICO se basa en la programación de 4 secuencias de encintado, para las cuales, se toma en cuenta el tiempo que se demora el motor en dar los 200 pasos (1 giro en pasos de 1.8°) y su longitud de encintado, comparándolo con la longitud de la cinta. Con esto, el usuario se asegura de que si existe algún cambio en la especificación de longitud de encintado no dependa únicamente de las variables ingresadas por default, sino que el programa sea capaz de modificar su tiempo de operación en base a lo que requiere encintar. La operación automática requiere de la intervención del selector de pausa, y del botón de emergencia, con lo que se deberá diseñar cada secuencia de programación. Cabe resaltar que los procesos de EXTRA TENSIÓN y EXTRA ENCINTADO son para cuando el operador requiera corregir algún defecto en cuanto a la longitud de encintado sobre el mismo producto. En la Tabla 3.33 se observan las funciones de cada botón o selector.

**Tabla 3.33. Funciones de la máquina enrolladora semiautomática de antenas duales**

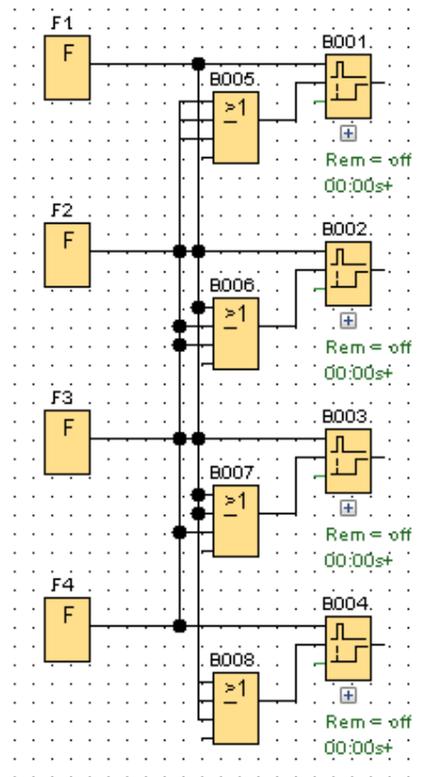
Fuente: Propia

Función	Descripción del elemento electrónico	Código
MANUAL/AUTOMÁTICO	Selector de dos posiciones	SKOS – ED21
AVANCE/RETROCESO MOTOR DC	Selector de tres posiciones	LKOS – BJ33
POSICIONAMIENTO DE LA CINTA	Botón verde / normalmente abierto	FPB – BA1
TENSIÓN	Botón verde / normalmente abierto	FPB – BA1
EXTRA TENSIÓN	Botón verde / normalmente abierto	FPB – BA1
ENCINTADO	Botón verde / normalmente abierto	FPB – BA1
EXTRA ENCINTADO	Botón verde / normalmente abierto	FPB – BA1
PAUSA	Selector de dos posiciones	SKOS – ED21
PARO DE EMERGENCIA	Botón de emergencia	BE – 102 NP2

Una vez que se ha presionado la tecla de función en el HMI correspondiente al cable a encintar, el programa automáticamente prende un bloque “*Retentive On-Delay*” que activa una secuencia por un periodo indeterminado, hasta que se presione otra tecla de función, en ese caso, esta misma señal resetea el bloque de activación para secuencia de las demás antenas, como se observa en la Figura 3.166.

### 3.7.5. PROGRAMACIÓN

El bloque “OR” es el encargado de sumar las señales, siempre que se active un botón TDE de función que no sea el que estaba seleccionado se va a resetear el bloque de retención y se desactiva la secuencia, además de estas señales de función TDE, el cambiar el selector de MANUAL/AUTOMÁTICO o presionar el botón de emergencia también desactiva los bloques de retención y dejan las secuencias inhabilitadas hasta volver a seleccionarlas.



**Figura 3.166. Activación y desactivación de secuencias con funciones TDE**

Fuente: Propia

Una vez habilitada la secuencia a usar, se debe tensar el cable, o llevarlo al punto inicial de encintado, para esto se debe presionar la tecla de TENSIÓN, cabe resaltar que la señal del botón es la misma para todas las secuencias, sin embargo, en cada una existe un generador de onda cuadrada que lleva el conteo del flaco de subida, el periodo de operación está relacionado a la longitud de encintado (la velocidad de encintado no es regulable, trabajará al máximo que permita el MPP de la cinta).

Al volver a presionar la tecla TENSIÓN, durante el proceso, discontinua la tensión de la cinta y el operador puede presionar el botón EXTRA TENSIÓN para culminar el proceso en caso de necesitarlo. La misma lógica con el proceso de ENCINTADO y EXTRA ENCINTADO.

El botón de PAUSA discontinúa el proceso, sin embargo, cuando se deselecciona la función regresando el selector a su posición de Normalmente Cerrado el proceso continúa, es decir, este selector sirve para corregir de igual forma cualquier error que pueda tener el encintado o en caso de que se trabe el cable en los rodillos.

Si la puerta se abre, el fin de carrera en cuestión cambia su posición a abierto y corta todo movimiento del sistema de la cinta, sin embargo, se podrían efectuar procesos de tensión (en este caso, se pararía la secuencia de encintado y volvería al estado inicial teniendo que presionar EXTRA TENSIÓN para regresar la antena a su punto inicial o moverla a cualquier posición).

La secuencia del proceso de automático en resumen es:

- Seleccionar el tipo de antena
- Verificar en HMI si es la antena que se requiere
- Si la cinta requiere ser cambiada:
  - ✓ Abrir la puerta de seguridad
  - ✓ Posicionar el cajetín para cambio de cinta
  - ✓ Posicionamiento de polea en posición favorable para cambio de cinta
  - ✓ Cambio de cinta
  - ✓ Posicionamiento de cajetín
  - ✓ Cerrar la puerta de seguridad
- Posicionar transportador en ubicación favorable para el operador
- Abrir la puerta de seguridad
- Asegurar el primer punto del cable
- Posicionar cajetines en punto de inicio
- Colocar cable en rodillo de tensión
- Colocar cable en rodillo de alimentación
- Cerrar la puerta de seguridad
- Ajustar ambos rodillos para que el cable ceda al movimiento
- Empezar proceso de tensión
  - ✓ Verificar que el cable no se trabe
- Accionar extra tensión en caso de requerirlo
- Abrir la puerta de seguridad
- Colocar el primer punto de cinta
  - ✓ Verificar que el cable esté suficientemente tenso para iniciar el proceso
- Cerrar la puerta de seguridad
- Empezar proceso de encintado
  - ✓ Verificar calidad de encintado

✓ Si el cable se traba o existe algún problema de encintado, el operador solo debe abrir la puerta de seguridad para corregir, al cerrar la puerta el programa sigue su secuencia.

- Accionar extra encintado en caso de requerirlo
- Abrir puerta de seguridad
- Posicionar polea de cinta
- Cortar la cinta
- Extraer el cable

Las salidas del PLC están dispuestas según la Tabla 3.34.

**Tabla 3.34. Resumen salidas del PLC**

Fuente: Propia

Salida	Carga	Salida	Conexión
Q1	Luz piloto verde (Manual/automático)	Salida 24v	Relé A carga
Q2	Motor tensor	Salida 24v	Relé A alimentación MMPP
Q3	Luz piloto roja (emergencia y pausa)	Salida 24v	Relé A carga
Q12	Motor cinta	Salida 24v	Relé A alimentación MMPP
Q5	Dirección motores DC	Salida 24v	Relé A bobina De relé
Q6	Motor DC cajetines	Salida 12v	PWM A alimentación de relé
Q7	Motor DC transportador cable	Salida 12v	PWM A alimentación de relé
Q8	Motor alimentación	Salida 24v	Relé A alimentación MMPP
Q9	Luz Piloto Verde (tensión y extra tensión)	Salida 24v	Relé A carga
Q10	Luz Piloto Verde (encintado y extra encintado)	Salida 24v	Relé A carga
Q11	Luz piloto verde (posicionamiento)	Salida 24v	Relé A carga

### 3.7.5.1. Diseño de la Interfaz Gráfica

La interfaz gráfica ayuda al operador a seleccionar el tipo de antena a operar, así como visualizar el número de antenas que se han encendido. Esta interfaz se basa en la pantalla LOGO TDE que es especializada para el PLC en uso, esta interfaz cuenta con 4 botones de función que son fácilmente programables en el software de LOGO. Como se mencionó previamente, estas teclas se usarán para ingresar la secuencia a operar.

En la interfaz se podrá visualizar las siguientes variables:

- Tipo de Antena
- Cantidad de Antenas procesadas (del mismo tipo)
- Barra horizontal para mostrar el progreso
- Un mensaje indicador del tipo de operación que está en ejecución (Manual o Automático)

En la Figura 3.167 se observa el esquema de la interfaz.

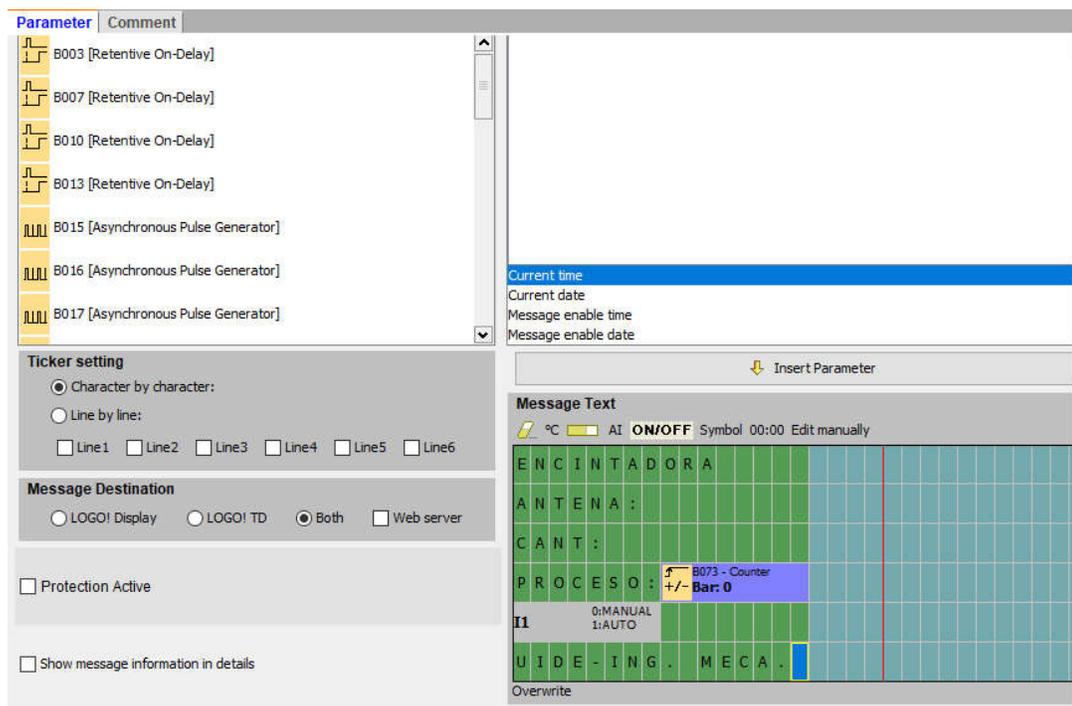


Figura 3.167. Esquema de programación de HMI

Fuente: Propia

La variable de la barra de progreso y el tipo de antena son ingresadas dependiendo de cada secuencia, en la Tabla 3.35 muestra la asignación de variables según los bloques de programación.

**Tabla 3.35. Asignación de variables a interfaz gráfica**

Fuente: Propia

ANTENA	VARIABLE DE PROGRAMACIÓN	
	Cantidad	Barra de progreso
<b>MYPD75</b>	B079	B073
<b>COBALT</b>	B080	B074
<b>ONIX</b>	B081	B075
<b>S10</b>	B082	B076

La Tabla 3.36 resume el diseño eléctrico y electrónico de la máquina.

### 3.7.6. DIAGRAMA DE FLUJO

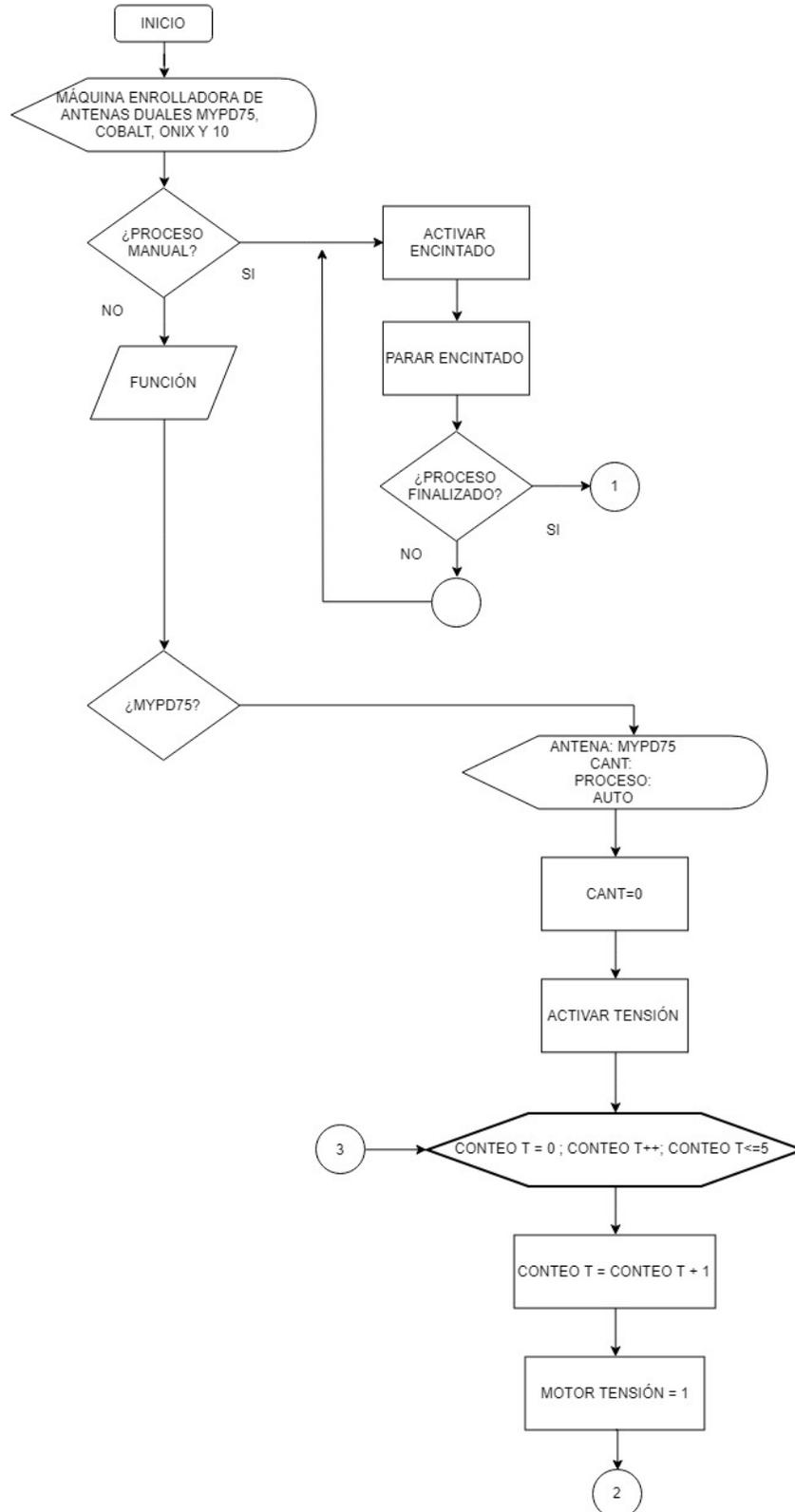
El diagrama de flujo explica gráficamente el funcionamiento del programa, en breve explicación, el programa tiene dos configuraciones:

- Operación manual
- Operación automática

Asignadas mediante un selector de dos posiciones, el programa automático tiene configuradas las longitudes de encintado y tensión aproximada por cada antena, y finaliza el proceso cuando ha cumplido el conteo respectivo para cada longitud. El programa manual, permite que el operador encinte sin restricción de longitud, es decir, el programa no calcula la longitud de encintado, únicamente encinta sin frenar a menos que el operador lo indique en el panel de control.

Si el usuario ha seleccionado la operación Automática, se enciende el HMI y se puede seleccionar cualquier tipo de antena. El funcionamiento es el mismo para cada antena, lo que cambian son las longitudes de encintado, por lo que cambian los contadores. Cuando el operador desee acomodar o asegurar cualquier desviación en el mecanismo de encintado, este debe abrir la puerta; una vez abierta la puerta el programa se para y no corre riesgo de atrapamiento. De igual forma, puede PAUSAR el programa. El diagrama de Flujo de la Figura 3.168 muestra de manera gráfica la

explicación previa de la cinta MYPD75. El Anexo E se adjunta por separado el Diagrama de flujo.



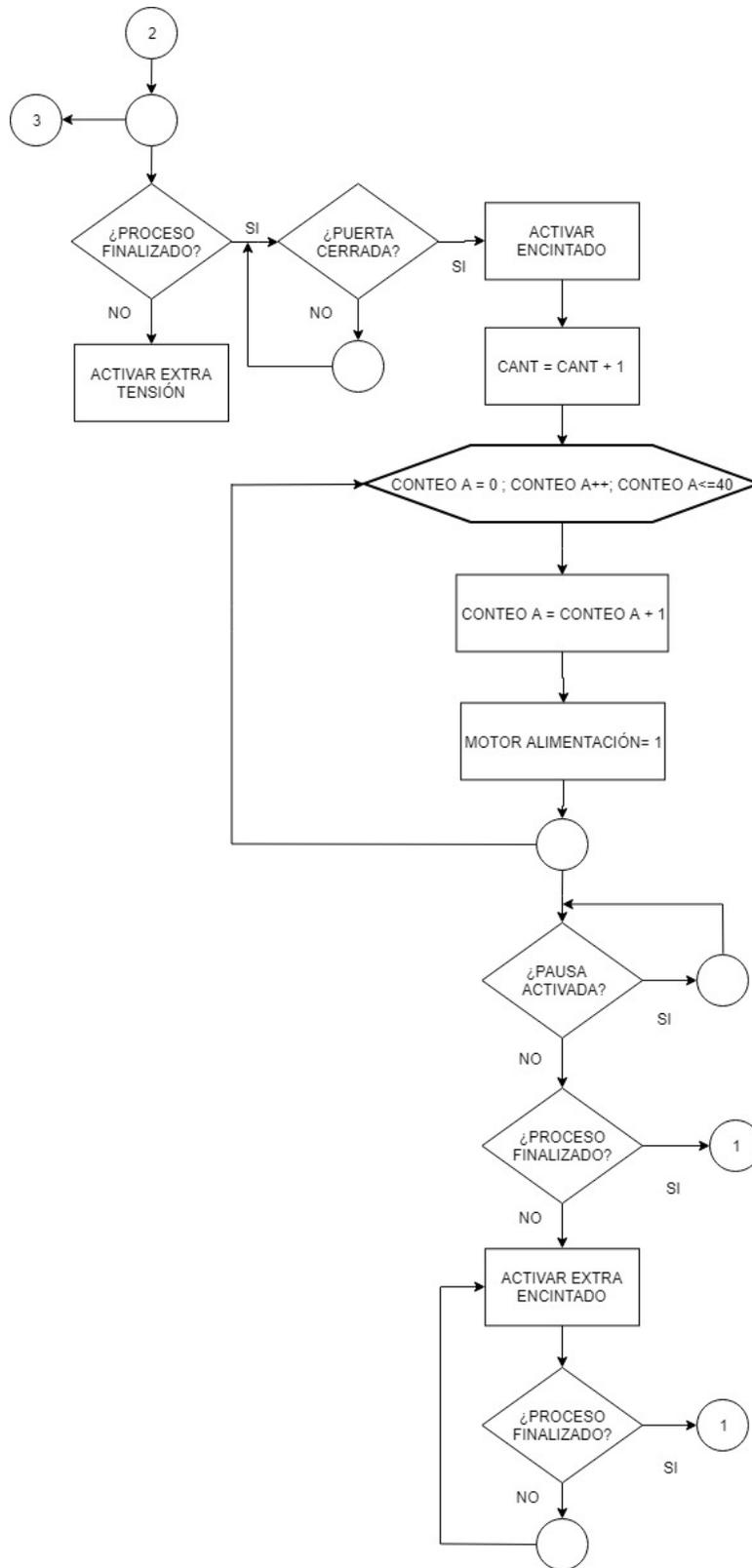


Figura 3.168. Diagrama de flujo

Fuente: Propia

**Tabla 3.36. Resumen diseño eléctrico y electrónico máquina semiautomática enrolladora de cables duales**

Fuente: Propia

Ítem	Función	Alimentación	Corriente (mA)	Ubicación	Salida o entrada
PLC LOGO 8! 230 RCE	Control	110 VAC	750 aprox	Riel DIN	I1 - I8 Q1 - Q4
DM 16 230R	Control	110 VAC	1200	Riel DIN	I9 - I15 Q5 - Q12
HMI LOGO TDE	Visualización y Control	24 VDC	70	Panel de control	Conexión ETHERNET
CONECTOR IEC	Conexión a Red Eléctrica	110 VAC	N/A	Panel de control	N/A
INTERRUPTOR	ON/OFF	110 VAC	< 20	Panel de control	N/A
FUENTE DE VOLTAJE	Alimentación corriente DC (Convertor AC-DC)	110 VAC	1347	Plancha de base	N/A
TB6560	Módulo de control a MPP	24 VDC	2000	Gabinete de control	Q9 Y Q2
HY-DIV268N 5A	Módulo de control a MPP	24 VDC	2000	Gabinete de control	Q12
CAMSCO MK2P-I	Relé para motores DC	24 VDC	2500	Riel DIN	Q5, Q6 Y Q7

ATMEGA 328P	Emisor de frecuencia	5 VDC	120	Placa electrónica – gabinete de control	P+ a cada MMPP
7805C	Regulador de voltaje para emisor de frecuencia	12 VDC	250	Placa electrónica – gabinete de control	N/A
HLK PM12	Convertidor AC-DC para emisor de frecuencia	110 VDC	250	Placa electrónica – gabinete de control	N/a
AD16 22DS VERDE	Visualización en panel	24 VDC	20	Panel de control	Q1, Q9, Q10 y Q11
AD16 22DS ROJO	Visualización en panel	24 VDC	20	Panel de control	Q3
RIEL DIN	Montaje de PLC, bornera de paso, relé	N/A	N/A	Gabinete de control	N/A
BORNERAS DE PASO 3 PISOS	Conexión	N/A	N/A	Riel DIN	N/A
LÍNEAS DE TIERRA	Conexión en línea	N/A	N/A	Gabinete de control	N/A
FIN DE CARRERA CNC V-156-1C25	Entradas de control	110 VAC	N/A	Transportador o plancha de base	I5, I8, I10, I12, I13

				Puerta de seguridad	
CABLE AWG16	Conexión	N/A	N/A	N/A	N/A
BORNERAS PARA PLACA	Conexión	N/A	N/A	Placa electrónica – gabinete de control	N/A
PINES TIPO TERMINAL AWG16	Conexión	N/A	N/A	N/A	N/A

NOTA:

El diseño está sujeto a cambios que se presenten durante la etapa de construcción u obtención de materiales o elementos mecánicos y electrónicos, los medios de construcción se acoplarán a los recursos que se encuentren dentro del país y que sean de fácil adquisición tratando de ajustarse al presupuesto inicial de \$3240.

## **CAPÍTULO IV**

# **CONSTRUCCIÓN, IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DE LA MÁQUINA ENCINTADORA DE CABLES**

En este capítulo se definen los métodos de construcción e implementación de la máquina encintadora de cables duales, cubriendo las áreas de mecánica y electrónica para después probar la programación ejecutada y visualizar en el HMI las variables necesarias.

Se empieza con la implementación del diseño mecánico, para asegurar el funcionamiento independiente de cada mecanismo. Luego se empiezan a realizar las conexiones del circuito eléctrico y electrónico y diseño de la placa electrónica para el emisor de frecuencia, se organizan los cables dentro del gabinete de control y las respectivas canaletas y se concluye con el montaje definitivo del panel de control para probar la programación con las luces piloto, de esta forma se asegura el correcto funcionamiento del programa para empezar a conectar los módulos de potencia y ajustar la frecuencia que emite el ATMEGA 328P a los MMPP para sincronizar la velocidad de avance y encintado, cabe resaltar que se acoplará la velocidad de avance a la máxima velocidad de la cinta que otorgue una buena calidad de encintado y constante funcionamiento del motor.

Luego de realizar las pruebas de funcionamiento se realizan las pruebas sobre el producto, en cuanto a:

- Longitud de encintado
- Tiempo de ejecución total
- Tiempo de montaje de cinta sobre mecanismo transportador
- Tiempo de montaje de transporte de cinta a través de la plancha central
- Tiempo de tensión
- Tiempo de encintado
- Traslape de la cinta
- Conductividad en el cable
- Flexibilidad y rigidez

## 4.1. CONSTRUCCIÓN MECÁNICA

El proceso de construcción se detalla a continuación, se utilizarán flujogramas para desarrollar los procesos y orden utilizado para el armado de la máquina encintadora. La simbología de procesos se observa en la Figura 3.168, que usan lineamientos de la normativa ISO-9000 para elaborar diagramas de flujo.

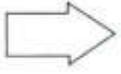
Se definirán las operaciones realizadas según la siguiente lista:

1. Corte plasma
2. Cepillado y limado
3. Rectificación de planchas
4. Perforación de agujeros
5. Soldadura
6. Corte láser
7. Torneado
8. Fresado
9. Prensado
10. Impresión 3D
11. Unión mediante pernos o tornillos
12. Montaje de bandas
13. Montaje de motores
14. Montaje de elementos electrónicos sobre panel
15. Montaje de controladores
16. Roscado
17. Cableado
18. Juntura cilíndrica
19. Ajuste o apriete

El orden de construcción tiene el siguiente orden:

1. Mecanismo de alimentación (D03 – 002)
  - a. Impresión 3D: cajetín rodillo presor (D03 – 201)
  - b. Eje rodillo presor (D03 – 202)
  - c. Rodillo presor (D03 – 203) (Se fabrica el mismo rodillo para el mecanismo de ajuste)

- d. Impresión 3D: soporte superior (D03 – 204)
- e. Guías lineales mecanismo de alimentación (D03 – 205)
- f. Bocín de desplazamiento (D03 – 206)
- g. Impresión 3D: Cajetín De desplazamiento (D03 – 207)
- h. Platina para tuerca (D03 – 208)
- i. Eje Rodillo de arrastre (D03 – 209) (Se fabrica el mismo rodillo para el Mecanismo de ajuste)
- j. Rodillo de arrastre (D03 – 209)

Símbolo	Representa
	<b>Operaciones.</b> Fases del proceso, método o procedimiento.
	<b>Inspección y medición.</b> Representa el hecho de verificar la naturaleza, calidad y cantidad de los insumos y productos.
	<b>Operación e inspección.</b> Indica la verificación o supervisión durante las fases del proceso, método o procedimiento de sus componentes.
	<b>Transportación.</b> Indica el movimiento de personas, material o equipo.
	<b>Demora.</b> Indica retraso en el desarrollo del proceso, método o procedimiento.
	<b>Decisión.</b> Representa el hecho de efectuar una selección o decidir una alternativa específica de acción.
	<b>Entrada de bienes.</b> Productos o material que ingresan al proceso.
	<b>Almacenamiento.</b> Depósito y/o resguardo de información o productos.

**Figura 3.168. Diagrama de flujo ISO-9000**

**Fuente:** Process Analysis Technique. [44]

2. Tornillo de ajuste (D03 – 003)
  - a. Varilla roscada – 150 mm (D03 – 301)
3. Transportador (D03 – 004)
  - a. Impresión 3D: carril base para transportador (D03 – 401)
  - b. Impresión 3D: cajetín de desplazamiento (D03 – 402)
  - c. Impresión 3D: cajetín transportador de conectores (D03 – 403)
  - d. Impresión 3D: cápsula para tornillo en cajetín de transporte para conectores (D03 – 404)
  - e. Husillo rosca cuadrada (D03 – 405)
4. Ensamble de Estructura (D03 – 001)
  - a. Plancha base (D03 – 101)
  - b. Plancha central (D03 – 102)
  - c. Plancha lateral derecha (D03 – 103)
  - d. Plancha lateral izquierda (D03 – 104)
  - e. Plancha lateral interna (D03 – 105)
  - f. Plancha lateral externa (D03 – 106)
  - g. Soporte superior en guías (D03 – 107)
  - h. Soporte inferior en guías (D03 – 108)
  - i. Varilla roscada de empuje a cajetines (D03 – 801)
  - j. Guías horizontales largas (D03 – 802)
  - k. Guías horizontales cortas (D03 – 803)
  - l. Soporte rodamiento – varilla roscada (D03 – 804)
5. Mecanismo de encintado (D03 – 005)
  - a. Tubo central (D03 – 501)
  - b. Polea a rodamiento (D03 – 502)
  - c. Polea a motor (D03 – 503)
  - d. Bocín de acople polea – motor (D03 – 504)
  - e. Soporte angular de cinta (D03 – 505)
  - f. Tapa soporte angular con cinta (D03 – 506)
6. Sistema de ajuste y tensión (D03 – 006)
  - a. Bocín de acople motor a rodillo (D03 – 601)
  - b. Cajetín para rodillo presor (D03 – 602)
7. Impresión láser: gabinete de control (D03 – 007)
  - a. Pared lateral derecha (D03 – 701)

- b. Pared frontal (D03 – 702)
  - c. Pared lateral izquierda (D03 – 703)
  - d. Cubierta superior (D03 – 704)
  - e. Base (D03 – 705)
8. Ensamble de máquina (D03 – 008)

#### **4.1.1. MECANISMO DE ALIMENTACIÓN**

El mecanismo de alimentación se construye primero para probar el arrastre del cable de forma manual, ajustando el mecanismo presor hacia el rodillo de arrastre y verificar que los rodillos arrastran efectivamente el cable sin el torque del motor. La mayoría de piezas son de impresión 3D, calculadas para este material con espesores definidos y un relleno del 40%, porcentaje según el cual mantiene casi el máximo de su esfuerzo de fluencia y tracción. La tolerancia de esta impresión, al ser piezas grandes según el proveedor es de -0.3 mm, es decir, a la medida se le disminuye 0.3 mm en diferencia a la medida del software, por lo que se ajustan las medidas para esta tolerancia sin perjudicar los ajustes entre rodamientos lineales y bocines.

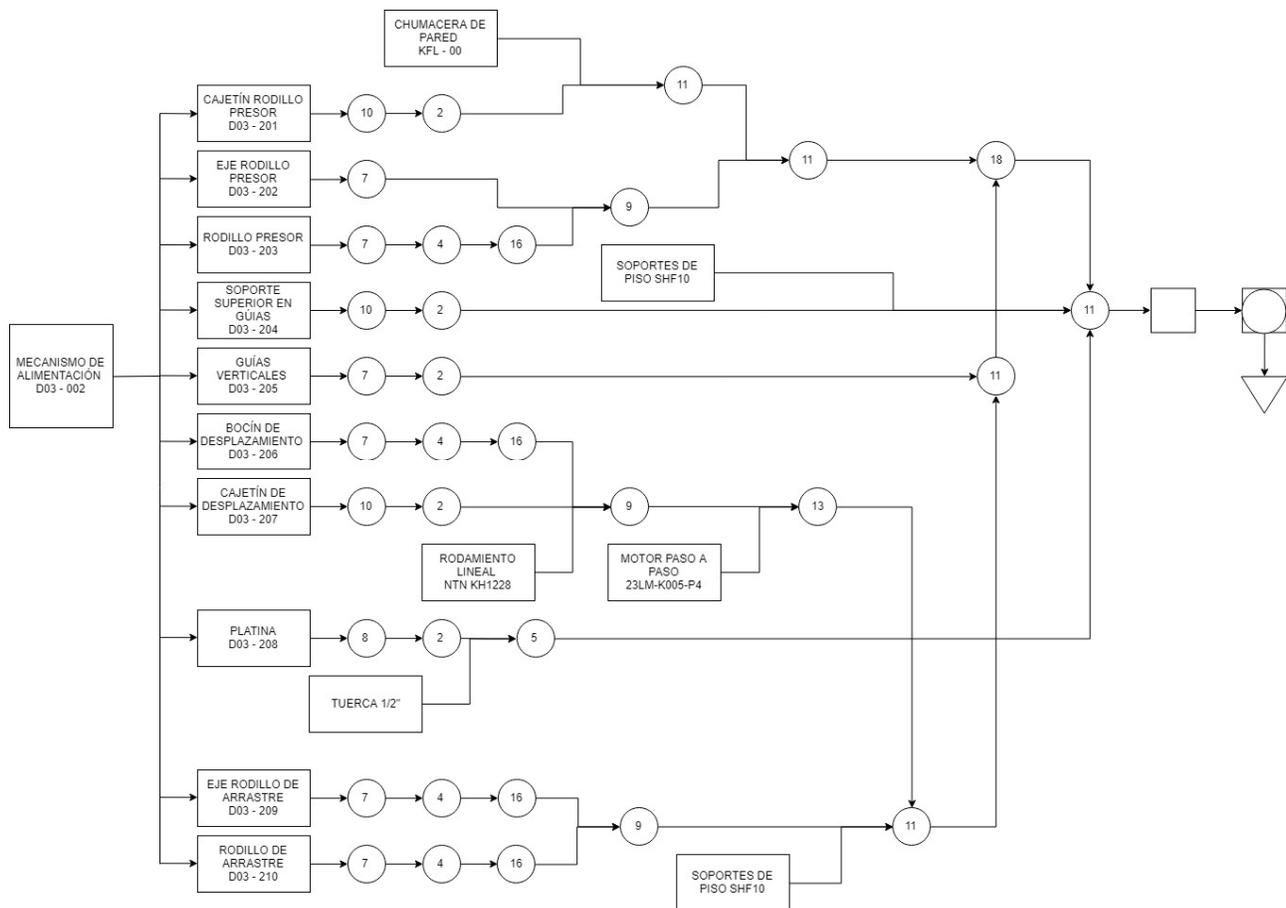
La lista de materiales para impresión en 3D para el mecanismo de alimentación es:

- Cajetín rodillo presor
- Soporte superior en guías
- Cajetín de desplazamiento

A la par, se envían a torneear las piezas de:

- Eje rodillo de alimentación
- Eje rodillo presor
- Guías verticales
- Rodillo presor
- Rodillo de alimentación
- Bocín de desplazamiento
- Guías horizontales

Se adquieren los rodamientos lineales para ambos mecanismos NTN KH1228 y se prueba deslizamiento sobre las guías horizontales de 12 mm. En la Figura 3.169 se observa el flujograma que sigue el proceso de construcción del mecanismo de alimentación.



**Figura 3.169. Flujograma mecanismo de alimentación**

Fuente: Propia

En la Figura 3.170 se observa el cajetín de desplazamiento con los rodamientos y bocines prensados, la impresión 3D se realizó en un centro de atención especializado debido al tamaño de las piezas, con un costo de \$4/h.

La Figura 3.171 evidencia el ensamble el prensado de los rodamientos lineales también sobre el soporte superior de las guías.

La Figura 3.172 muestra el ensamble del mecanismo de alimentación, incluidos todos los elementos expuestos en los planos y flujogramas.



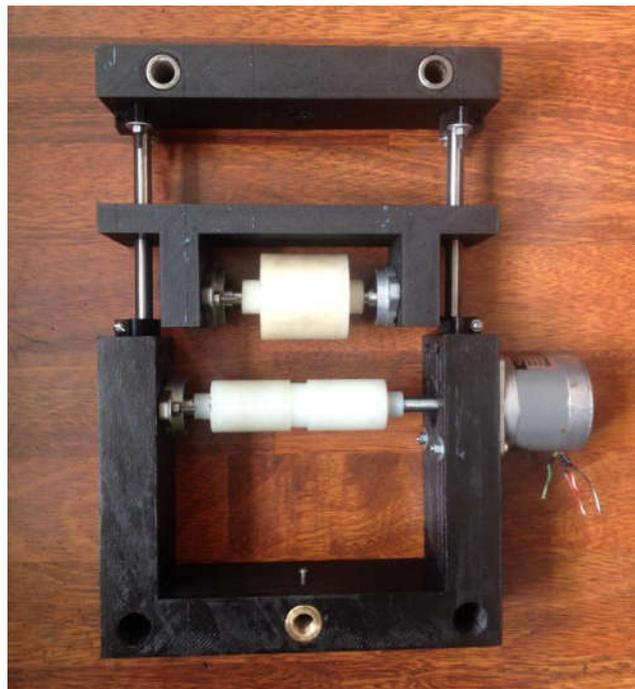
**Figura 3.170. Cajetín de desplazamiento – mecanismo de alimentación**

Fuente: Propia



**Figura 3.171. Soporte superior en guías – mecanismo de alimentación**

Fuente: Propia



**Figura 3.172. Mecanismo de alimentación**

Fuente: Propia

#### 4.1.2. TORNILLO DE AJUSTE

El tornillo de ajuste está compuesto por tres partes:

- Varilla roscada con un torneado en su parte inferior para acoplarlo con el rodamiento de 3/8" que ingresa con ajuste a los cajetines de presión.
- Tuerca 1/2"
- Mariposa 1/2"

Se utiliza una operación de contra tuerca entre la tuerca y mariposa, es decir, se ajusta la una con la otra evitando que el tornillo no gire con la operación manual sobre la mariposa. Con esta operación se evita el proceso de soldadura.

En la Figura 3.173 se observa el flujograma de construcción del tornillo de ajuste.

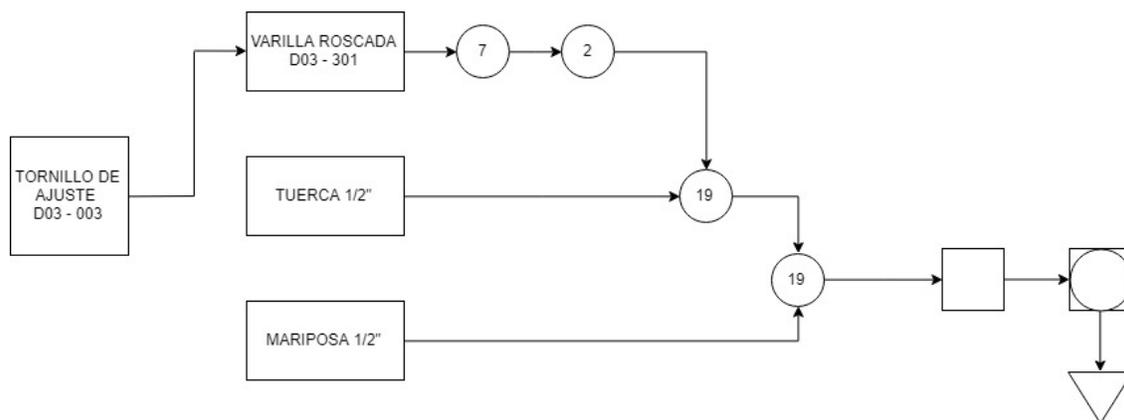


Figura 3.173. Flujograma tornillo de ajuste

Fuente: Propia

#### 4.1.3. TRANSPORTADOR

El transportador facilita la operación del usuario sin que tenga que pasar su mano dentro del agujero destinado para el paso del cable, el operador debe utilizar el selector de tres posiciones para ubicar a su conveniencia el transportador y realizar la operación, esta operación aumenta el tiempo empleado por el usuario para colocar la antena por lo que se evaluará su funcionalidad con referencia al tiempo y seguridad del operador.

Se deben imprimir en 3D las siguientes piezas:

- Carril base para transportador
- Cajetín de desplazamiento

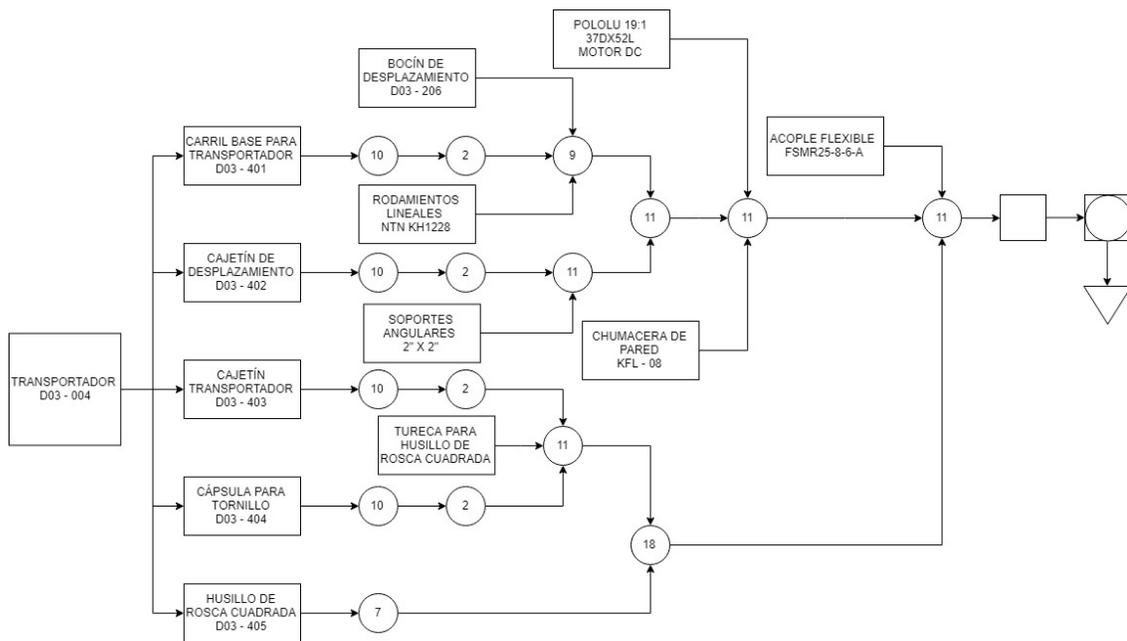
- Transportador
- Cápsula para tornillo

Al igual que en el mecanismo de alimentación, estas piezas deben ajustarse para una tolerancia de  $-0.3$  mm.

El bocín de desplazamiento es el mismo que se utiliza en el mecanismo de alimentación, por lo que no se lo considera en el proceso de construcción, sino de ensamblado considerando que ya se ha fabricado dicho bocín.

Los rodamientos lineales son los mismos del mecanismo de alimentación, tampoco se toma en cuenta el tiempo de adquisición de estos elementos.

En la Figura 3.174 se observa el flujograma de construcción para el transportador.



**Figura 3.174. Flujograma transportador**

Fuente: Propia

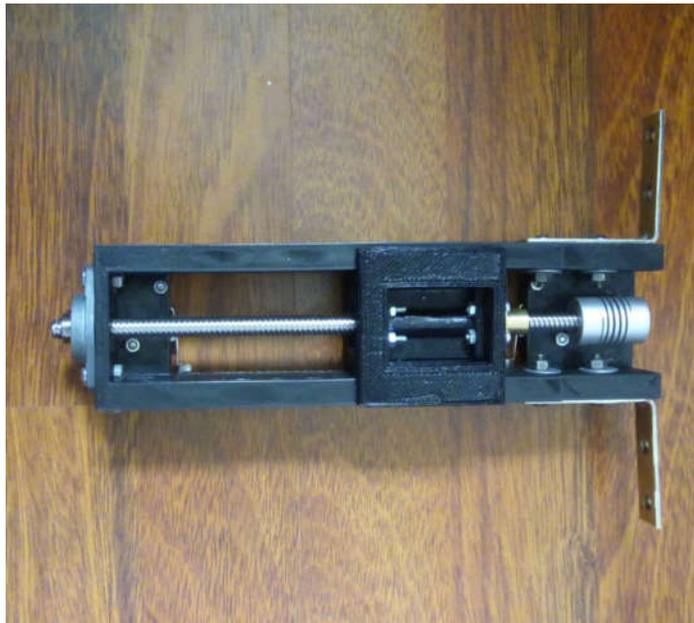
En la Figura 3.175 se observa la impresión 3D del cajetín de desplazamiento con sus elementos prensados (rodamientos y bocín), dentro de este cajetín se encuentra acoplado el motor DC por lo que se limó el agujero al cual estaba designado.

En la Figura 3.176 se observa el carril base para el transportador con sus elementos acoplados como muestra el flujograma y la Figura 3.177 evidencia el ensamble del Transportador.



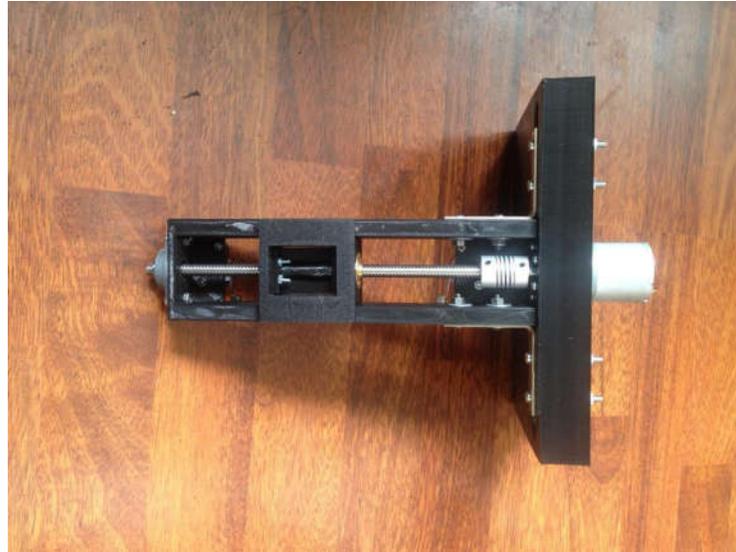
**Figura 3.175. Cajetín de desplazamiento - transportador**

Fuente: Propia



**Figura 3.176. Carril Base – transportador**

Fuente: Propia



**Figura 3.177. Transportador**

**Fuente:** Propia

#### **4.1.4. ESTRUCTURA**

La estructura de la máquina enrolladora semiautomática está basada en el corte plasma CNC de planchas de Acero Negro (A36) de 5 mm de espesor, la plancha central que sostiene el mecanismo de la cinta y da rigidez a toda la máquina es de 10 mm de espesor, el corte plasma no es un corte limpio por lo que es necesario realizar un proceso de limado en el perfil de las planchas.

La unión de las planchas se lo realiza mediante soportes angulares a 90° de 2" x 2", el diseño asegura rigidez con estas juntas como se observa en la Figura 3.178. También se evidencia el motor montado sobre la plancha lateral derecha mediante junta de pernos.

Dentro de la Estructura también se montan en paralelo el mecanismo de alimentación y el transportador y se deben sincronizar y calibrar de tal forma que entre ambos mecanismos exista una distancia de 300 mm, para cumplir los movimientos designados en la simulación.

Las guías horizontales de 12 mm deben ser calibradas para evitar rozamientos por desviaciones en la trayectoria de los cajetines y sobre esfuerzo del motor de desplazamiento. Se tienen 2 guías largas, que atraviesan la plancha central y son

compartidas por ambos mecanismos, dos guías para los recorridos superiores de cada cajetín para evitar vibraciones en el movimiento y encintado.



**Figura 3.178. Juntura de planchas**

Fuente: Propia

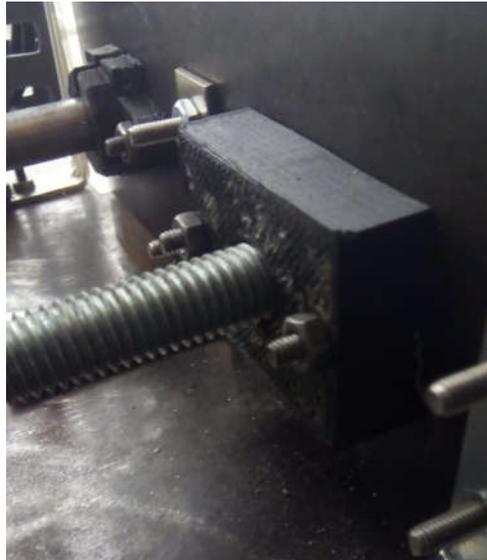
Un rodamiento va acoplado en la plancha central para darle el tercer apoyo al eje y cumplir el cálculo de la viga hiperestática bajo el cual se diseñó el diámetro. En la Figura 3.179 se observa el rodamiento de ½" colocado en la plancha central.



**Figura 3.179. Rodamiento de media insertado en plancha central**

Fuente: Propia

En la pared lateral izquierda (D03 – 104), debe ir acoplado el soporte (D03 – 804) (Figura 3.180) que tiene un rodamiento acoplado como tercer apoyo a la varilla roscada.



**Figura 3.180. Soporte de rodamiento (D03 – 804)**

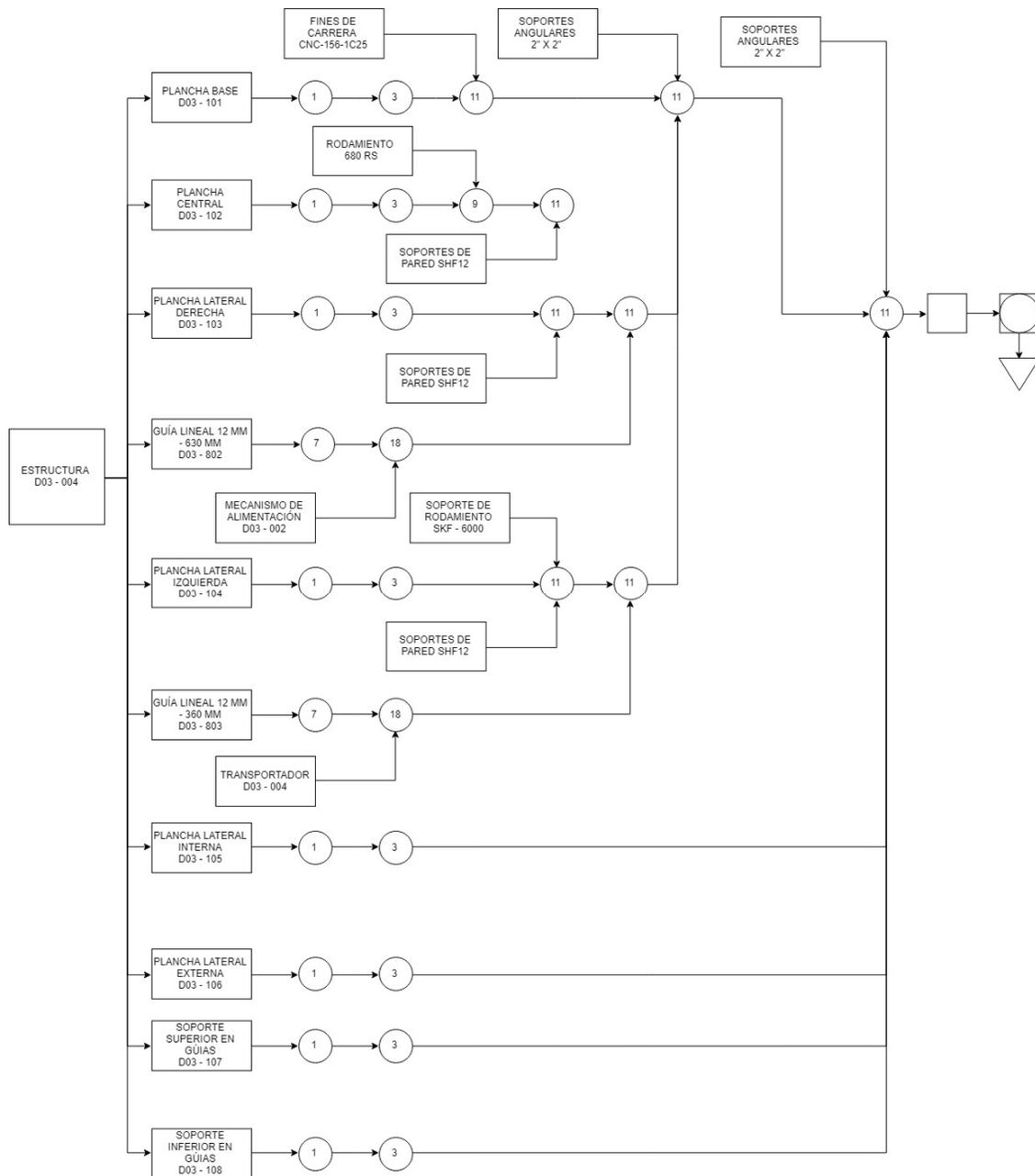
**Fuente:** Propia

El flujograma de la Figura 3.181 muestra el proceso de ensamble de la estructura con los elementos mencionados.

#### **4.1.5. GABINETE DE CONTROL**

Las planchas del gabinete de control se cortan a láser en acrílico blanco, como especifican los planos, el plano de corte no tiene separación entre piezas gracias a la tolerancia de corte de 0.1 mm del láser. Se consigue el conector IEC y se lo acopla a la pared lateral derecha, en donde se conecta la línea de poder directa a la red de 110 V, los elementos del panel de control se ajustan y colocan en la pared frontal. Se coloca el HMI y se asegura con los tornillos del fabricante.

El flujograma de la construcción del gabinete de control se muestra en la Figura 3.182.



**Figura 3.181. Flujograma estructura**

Fuente: Propia

Se montan los elementos de control de panel como se muestra en la Figura 3.183, con el Gabinete ya construido se colocan los dispositivos de control y módulos de potencia para verificar que todos ingresen en el gabinete, la Figura 3.184 evidencia la disposición de los elementos electrónicos usados en el diseño.

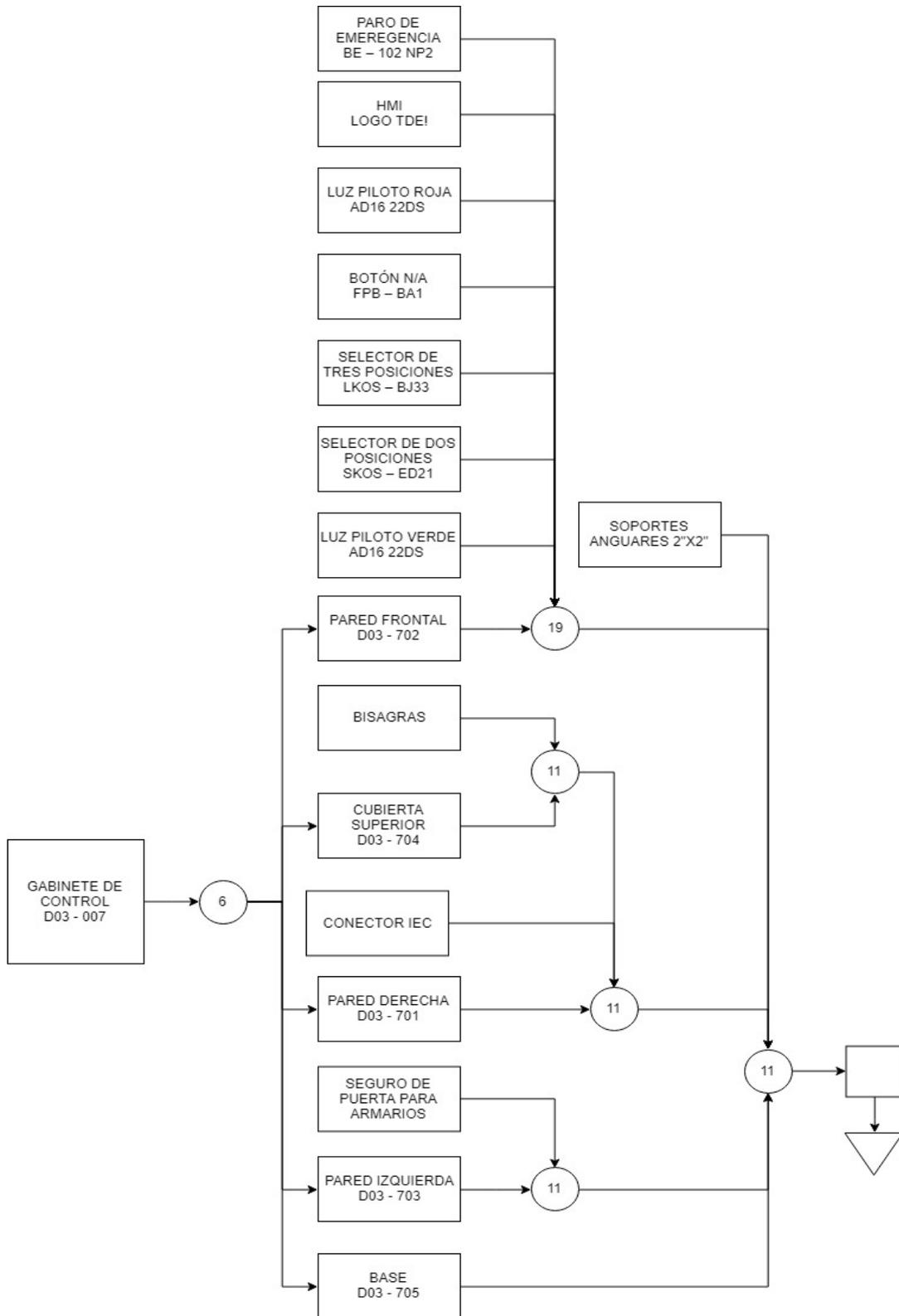
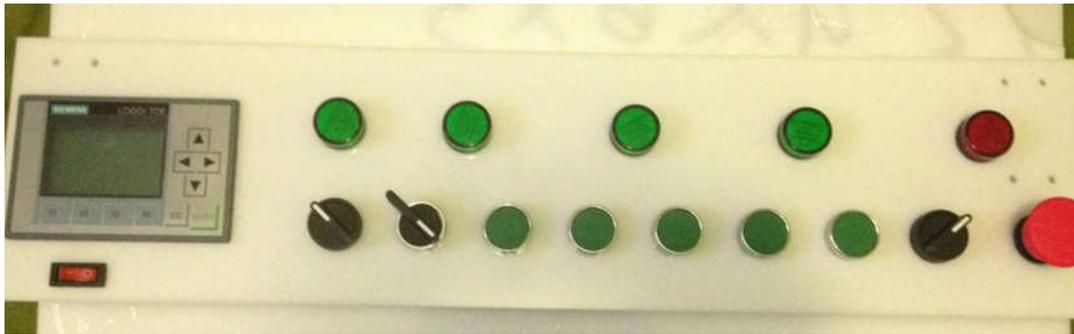


Figura 3.182. Flujograma estructura

Fuente: Propia



**Figura 3.183. Panel de control montado**

Fuente: Propia



**Figura 3.184. Ubicación de elementos electrónicos**

Fuente: Propia

#### **4.1.6. MECANISMO DE ENCINTADO**

Los elementos motrices calculados del mecanismo de encintado eran engranes rectos con transmisión 1:1, sin embargo, el proceso de construcción de estos elementos mecánicos se sale de los estándares normales de fabricación debido a su diámetro de 220 mm, los procesos normales de fabricación con el módulo estandarizado se fabrican a precios moderados. Por lo que se decide cambiar el diseño y cálculo para la implementación de dos poleas, con transmisión 0.8:1, para evitar el roce entre poleas, cabe resaltar que para este punto las planchas ya están cortadas en PLASMA y el costo que eleva el proceso de corte es precisamente la

plancha de 10 mm que soporta el mecanismo de encintado, por lo que la constante a este diseño es el torque del motor y la distancia entre centros. Con esto se tiene en la ecuación (217):

$$L = \sqrt{4C^2 - (D - d)^2} + \frac{1}{2} \cdot (D \cdot \theta_D + d \cdot \theta_d) \quad (217)$$

En donde:

$$\theta_D = \pi + 2 \cdot \arcsin \frac{D - d}{2C}$$

$$\theta_d = \pi - 2 \cdot \arcsin \frac{D - d}{2C}$$

Se tiene la siguiente expresión en radianes:

$$\frac{D - d}{2C}$$

Los parámetros para el uso de la fórmula son:

$$D = 210 \text{ mm}$$

$$d = 170 \text{ mm}$$

$$C = 220 \text{ mm}$$

De donde se tiene:

$$\theta_D = 3.32$$

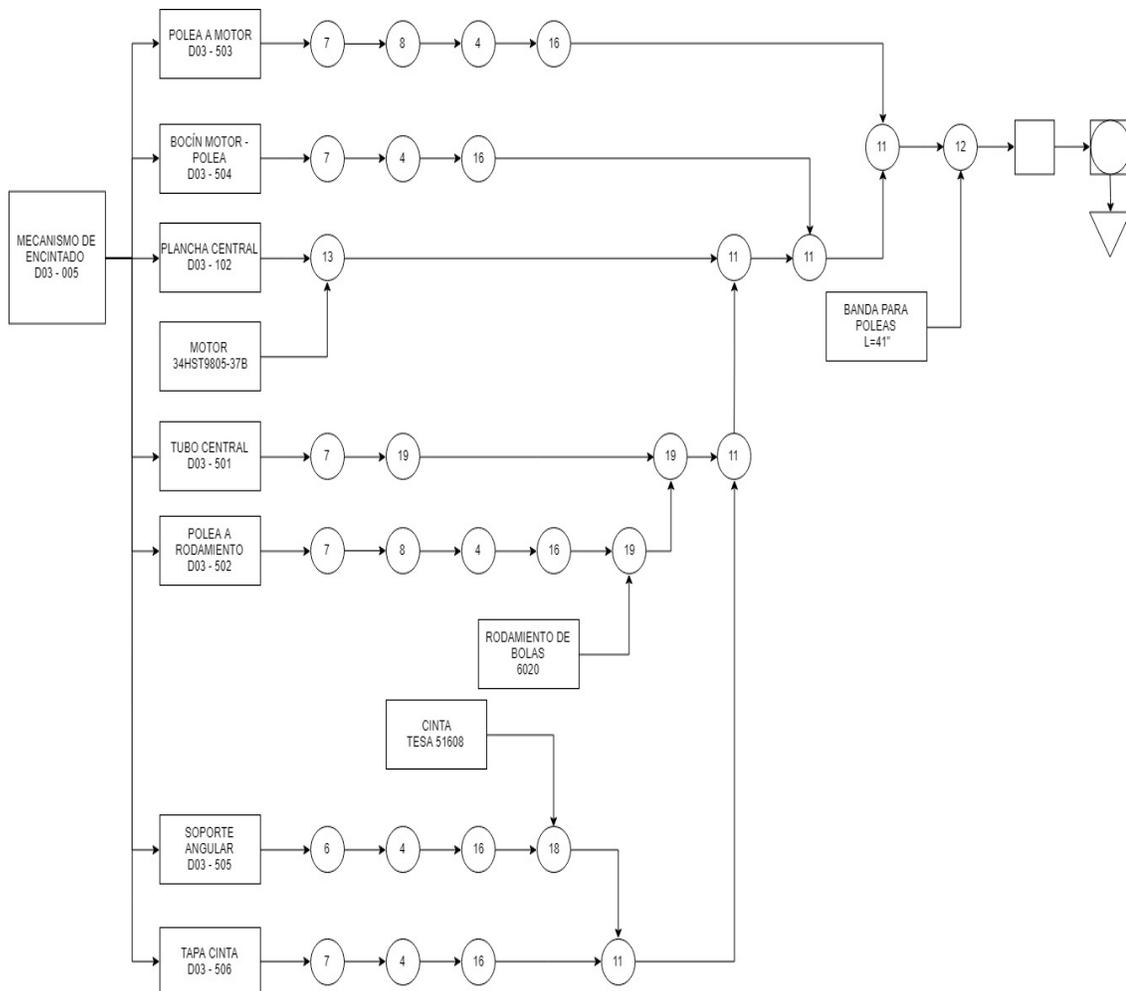
$$\theta_d = 2.96$$

$$L \approx 41''$$

Este último es el parámetro con el que se consigue la banda y se envía a fabricar las poleas con dichos diámetros y ancho de la pista de la banda que se ha calculado. Obtenidas las poleas y la banda, se sigue con el montaje del motor sobre la plancha de 10 mm de espesor y sobre este el bocín de acople y la polea motriz. Una vez montados estos elementos se coloca el tubo eje por donde pasan los cables y sobre este el rodamiento para giro de la otra polea. Entre ambas poleas se coloca la banda

y se prueba la tensión que se produce con el movimiento manual de la polea motriz y su transmisión en la polea secundaria.

En la Figura 3.185 se observa el flujograma del mecanismo de encintado.



**Figura 3.185. Flujograma mecanismo de encintado**

Fuente: Propia

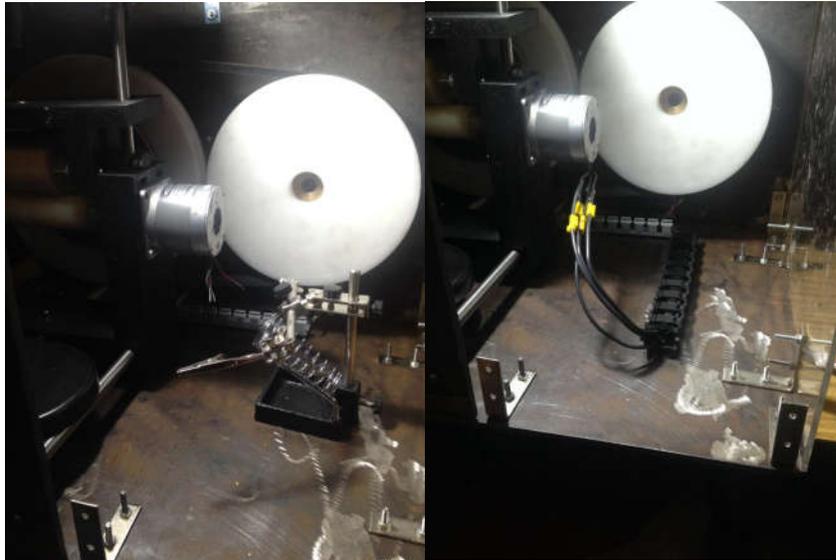
Los planos mecánicos se adjuntan en el Anexo F.

## 4.2. IMPLEMENTACIÓN ELECTRÓNICA Y CABLEADO

La conexión eléctrica se la realiza mediante el uso de cable AWG16, pines tipo terminal AWG16 de igual forma y numeración para cada cable.

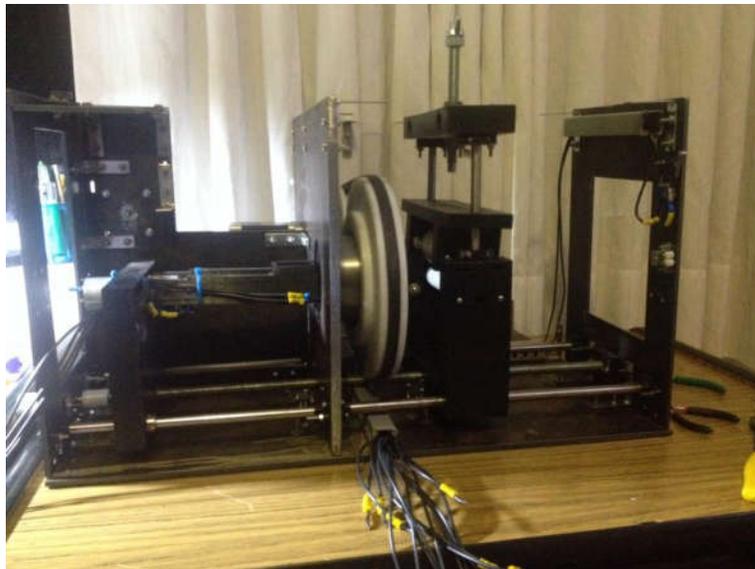
Se empieza por soldar los cables de los motores (Figura 3.186) según la numeración del Anexo G, luego se pasan por las canaletas evitando que los cables interfieran en el movimiento de la polea para encintado, también se pasan por esa

misma canaleta los cables de los fines de carrera de la puerta de seguridad y tope en el mecanismo de alimentación. Se pasan los cables desde la fuente ubicada atrás del motor paso a paso de encintado, ya que dentro del gabinete con los cables no se tendrá fácil acceso a la fuente para reposición o cambio. En la Figura 3.187 se observan todos los mecanismos cableados antes de montar la pared lateral externa, en donde irán montados los elementos de control.



**Figura 3.186. Soldadura de cables en motor de encintado**

Fuente: Propia



**Figura 3.187. Cableado de mecanismos y fines de carrera**

Fuente: Propia

Con los cables correctamente soldados y pasados por las canaletas se colocan los elementos de control sobre el riel DIN, como se observa en la Figura 3.188. En el Riel DIN van montados:

- 20 Borneras de tres pisos
- PLC LOGO! 230 RC
- LOGO TDE! HMI
- Relés para potencia de motores DC
- Módulo de entradas y salidas DM 16 230R



**Figura 3.188. Montaje de elementos de control sobre riel DIN**

**Fuente:** Propia

Se utiliza una “línea de tierra” para conectar la salida “L” del conector IEC a varias entradas de la bornera con la finalidad de conectar todas las alimentaciones de 110 VAC y realizar las conexiones de las entradas, de esta misma forma se conectan los 24 VDC de la fuente y -24 VDC a líneas de tierra. La Figura 3.189 evidencia la conexión de dichas líneas a las alimentaciones para la bornera de tres pisos.



**Figura 3.189.** Líneas de tierra para conexiones 110 VAC, 24 VDC y – 24 VDC.

Fuente: Propia

Se conectan todos los elementos del panel de control; botones, luces piloto, HMI, selectores y botón de emergencia según la numeración del Anexo G, estas conexiones se las direcciona hacia el PLC para probar la programación sin módulos de potencia, solo visualizar si la secuencia sigue correctamente el funcionamiento. En la Figura 3.190 se observa la conexión completa de elementos del panel con el PLC.



**Figura 3.190.** Gabinete de control

Fuente: Propia

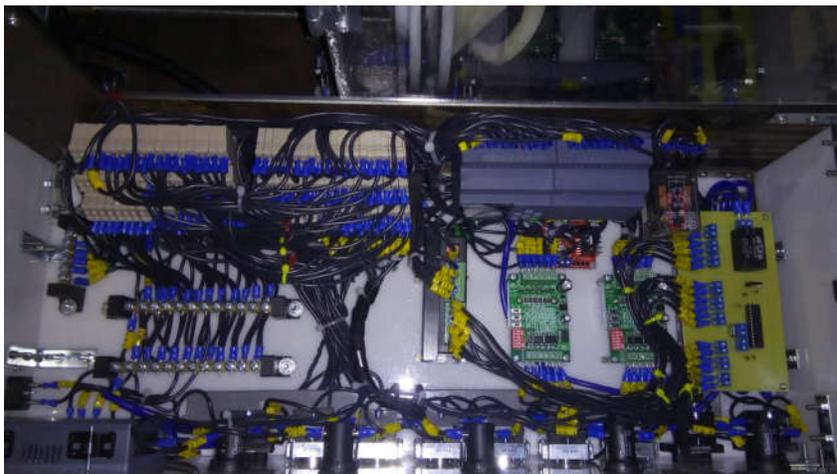
### 4.3. ENSAMBLE DE PROGRAMACIÓN CON PLACA ELECTRÓNICA E IMPLEMENTACIÓN EN CONJUNTO

Se conectan los módulos de potencia para probar los motores y calibrar las velocidades de avance y encintado, a los parámetros que se definieron en el capítulo III. Se realiza el cambio del módulo TB6560 al HY-DIV268N 5A por recomendación del fabricante, ya que este módulo es de mayor potencia y no se recalienta al uso continuo de 2 A en su consumo. El módulo TB6560 empezó a recalentarse después de usarlo a su máximo amperaje debido a la velocidad que se requería, a pesar de no obtener los parámetros definidos.

Con el módulo HY-DIV268N 5A se obtienen mejores resultados en cuanto a temperatura del módulo, velocidad del motor y torque estable.

Se prueban los motores DC, con favorables resultados con la implementación de los relés de potencia.

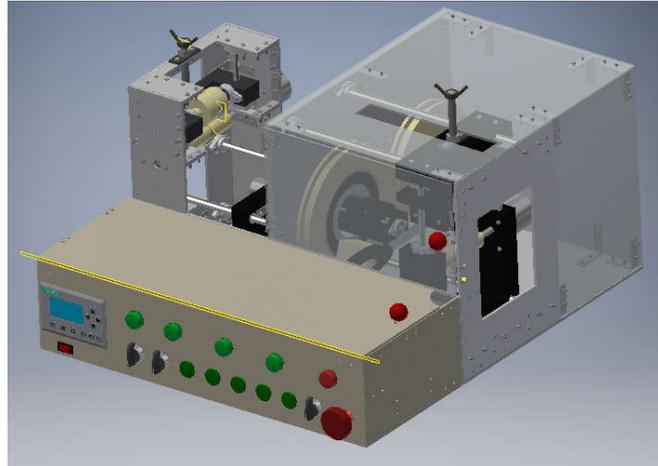
Una vez calibrados los parámetros se quema la placa de control, con el ATMEGA 328P y su circuito de acople, cabe resaltar que la fuente de poder de este microcontrolador es independiente de la fuente de poder que manejan los motores, para evitar el ruido que característicamente varía las funciones del microcontrolador. La placa de emisión de frecuencia se monta sobre la base en la parte lateral izquierda del gabinete, para poder conectar los módulos, que finalmente se muestran en la Figura 3.191.



**Figura 3.191. Gabinete de control finalizado**

**Fuente:** Propia

La fase de construcción finaliza con el testeo de cada mecanismo individual y con la programación, sin tomar en cuenta el tiempo de ejecución en cada proceso. En la Figura 3.192 se observa el diseño en software del mecanismo y en la Figura 3.193 la implementación.



**Figura 3.192. Diseño en software**

Fuente: Propia



**Figura 3.193. Implementación**

Fuente: Propia

#### 4.4. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Las pruebas de funcionamiento se rigen únicamente a la confiabilidad en los mecanismos y si su implementación requiere alguna corrección.

Se prueban los mecanismos de arrastre y de cinta modificando la frecuencia del emisor mediante software, una vez configurada la velocidad máxima, se coloca el microcontrolador en su placa electrónica.

Primero se prueba la funcionalidad de los siguientes elementos del panel:

- Paro de emergencia
- Modo manual
- Modo automático
- Secuencias enviadas por el HMI
- Visualización de parámetros en HMI
- Función: Tensión
- Función: Extra tensión
- Función: Encintado
- Función: Extra encintado
- Función: Pausa
- Visualización en luces piloto

Las pruebas pueden tener tres escenarios:

- A (Aprobado) = la prueba no tuvo fallos en ninguna muestra
- FP (Falla parcial) = ciertas muestras tuvieron inconvenientes
- FT (Fallta total) = la prueba no tuvo éxito en ninguna muestra

En la Tabla 4.37 se observan las pruebas realizadas sobre el funcionamiento de la máquina.

Tabla 4.37. Pruebas de funcionamiento

Fuente: Propia

Número	Tipo	Descripción	Acción a realizar	Resultado
1	Paro de Emergencia	Se acciona el paro de emergencia	La máquina se desenergiza y todas sus variables vuelven a 0, se deselecciona cualquier tipo de antena que haya estado en proceso	A
2	Operación Manual	El selector de OPERACIÓN se encuentra en MANUAL	Con operación manual el proceso de TENSIÓN y EXTRA TENSIÓN se desactiva, con el botón de ENCINTADO se activa el proceso después de 5 segundos de haber presionado el botón	A
3	Operación Automática	El selector de OPERACIÓN se encuentra en AUTOMÁTICO	En operación automática las secuencias se activan de acuerdo al tiempo estipulado para cada tipo de antena	A
4	Contador de antenas procesadas en HMI	Visualizar en HMI si cambia el contador de antenas	Cuando se presiona el botón de TENSIÓN quiere decir que se ha	

		procesadas en HMI	activado un proceso nuevo, si la antena no quedó tensada se debe seleccionar el botón EXTRA TENSIÓN.	A
5	Barra de proceso para encintado en HMI	Visualizar en HMI si la barra de progreso en HMI cumple su función	Tras presionar el botón de ENCINTADO la máquina muestra en qué estado se encuentra el proceso mediante una barra de progreso en el HMI	A
6	Avance de MOTOR DC para cajetines	El selector de AVANCE/RETROCESO está en posición de AVANCE	Los cajetines avanzan sin trabas o sobrecarga al motor (Recorrido en sentido horario del motor)	FP
7	Retroceso de MOTOR DC para cajetines	El selector de AVANCE/RETROCESO está en posición de RETROCESO	Los cajetines retroceden sin trabas o sobrecarga al motor (recorrido en sentido anti horario del motor)	FP
8	Avance de MOTOR DC para Transportador	El selector de AVANCE/RETROCESO está en posición de AVANCE	El Transportador de cable avanza sin trabas o sobrecarga al motor (recorrido en sentido horario del motor)	A

9	Retroceso de MOTOR DC para transportador	El selector de AVANCE/RETROCESO está en posición de RETROCESO	El transportador de cable retrocede sin trabas o sobrecarga al motor (recorrido en sentido anti horario del motor)	A
10	Cambio de tipo de antena en HMI	Seleccionar en HMI los botones de función	En HMI, en la fila de ANTENA: se debe cambiar el nombre de la antena a encintar.	A
11	Cambio a MYPD75	Presionar F1	La secuencia para MYPD75 cumple los tiempos estipulados para su encintado	A
12	Cambio de COBALT	Presionar F2	La secuencia para COBALT cumple los tiempos estipulados para su encintado	A
13	Cambio a S10	Presionar F3	La secuencia para S10 cumple los tiempos estipulados para su encintado	A
14	Cambio a ONIX	Presionar F4	La secuencia para ONIX cumple los tiempos estipulados para su encintado	A
15	Secuencia de TENSIÓN	Presionar el botón de TENSIÓN	La secuencia de TENSIÓN cumple el tiempo para cada antena sin que el operador mantenga presionado ningún	A

			botón sobre el panel de control	
16	Secuencia de EXTRA TENSIÓN	Presionar el botón de EXTRA TENSIÓN	La secuencia de EXTRA TENSIÓN se cumple únicamente cuando el operador se encuentra presionando el botón en el panel de control	A
17	Secuencia de ENCINTADO	Presionar el botón de ENCINTADO	La secuencia de ENCINTADO cumple el tiempo para cada antena sin que el operador mantenga presionado ningún botón sobre el panel de control	A
18	Secuencia de EXTRA ENCINTADO	Presionar el botón de EXTRA ENCINTADO	La secuencia de EXTRA TENSIÓN se cumple únicamente cuando el operador se encuentra presionando el botón en el panel de control	A
19	Pausa de proceso	Selector de Pausa se encuentra Activado (hacia arriba)	La máquina para cualquier proceso sin reiniciarlo a valores iniciales, los	

			contadores se quedan constantes durante el tiempo que se active el proceso de PAUSA	A
20	Reinicio de proceso	Selector de pausa se encuentra desactivado (Hacia abajo)	La máquina reinicia el proceso conservando los valores de contadores con los que quedaron antes de activar el proceso de PAUSA	A

#### 4.5. TOMA DE TIEMPOS DE EJECUCIÓN

La toma de tiempos se la realiza sobre dos procesos:

- Montaje de la antena entre ambos rodillos
- Tensión de la antena
- Encintado de la antena
- Retirar la antena encintada

Para el montaje de la antena se tomaron 20 tiempos, 5 tiempos para cada tipo de antena, el proceso de montaje es el siguiente:

1. Colocar los cajetines en una posición favorable para que el operador maneje la antena
2. Elevar el rodillo presor del cajetín de alimentación mediante el tornillo de ajuste
3. Tomar ambos conectores y pasarlos por el rodillo de alimentación.
4. Colocar ambos conectores sobre el transportador
5. Asegurar los conectores
6. Activar el proceso de RETROCESO (ambos motores retroceden)
7. Quitar el seguro para conectores

8. Elevar el rodillo presor del mecanismo de ajuste y tensión
9. Tomar ambos conectores y pasarlos por el rodillo de tensión
10. Estirar los cables de tal forma que queden paralelos
11. Ajustar el cajetín presor del mecanismo de alimentación
12. Ajustar el cajetín presor del mecanismo de tensión

La Tabla 4.38 muestra los tiempos tomados en 5 procesos para MYPD75.

**Tabla 4.38. Toma de tiempos MYPD75**

Fuente: Propia

Proceso	Muestra 1	Muestra 2	Muestra 3	Muestra 4	Muestra 5	Promedio
1	8.56	7.23	12.62	11.34	8.36	9.622
2	5.24	11.44	8.36	9.45	10.68	9.034
3	4.06	4.5	4.3	3.67	4.31	4.168
4	3.15	3.18	2.92	4.36	2.67	3.256
5	4.13	3.56	3.23	3.48	4.89	3.858
6	9.81	10.98	8.78	9.28	8.12	9.394
7	3.24	2.67	2.84	3.14	4.62	3.302
8	6.37	10.19	7.25	7.13	5.17	7.222
9	4.28	3.67	6.71	5.96	3.55	4.834
10	6.34	5.61	7.16	9.31	12.34	8.152
11	9.17	9.29	8.31	7.63	6.38	8.156
12	8.3	11.98	9.32	8.19	7.54	9.066
Total (s)	72.65	84.3	81.8	82.94	78.63	80.064
Total (min)	1.211	1.405	1.363	1.382	1.311	1.334

El tiempo esperado para el montaje de la antena estaba propuesto a ser 1 min y para el cual se han calculado las variables de velocidad y especificaciones de funcionamiento de cada mecanismo. En la Tabla 4.38 se observa un tiempo promedio de 1.334 min es decir 80.06 segundos, que tiene una desviación de 20.06 s en el montaje esperado de la antena. Por lo cual se analizan los tiempos que se pueden omitir en el proceso de montaje tras la retirada del mecanismo de transporte.

Los procesos para la nueva medición son:

1. Colocar el cajetín de alimentación en una posición favorable para que el operador maneje la antena
2. Elevar el rodillo presor del cajetín de alimentación mediante el tornillo de ajuste
3. Elevar el rodillo presor del mecanismo de ajuste y tensión
4. Tomar ambos conectores y pasarlos por el mecanismo de alimentación
5. Tomar ambos conectores y pasarlos por el tubo central del rodamiento de la polea que sostiene la cinta
6. Estirar los cables de tal forma que queden paralelos
7. Ajustar el cajetín presor del mecanismo de alimentación
8. Tomar ambos conectores y pasarlos por el mecanismo de tensión y ajuste
9. Ajustar el cajetín presor del mecanismo de tensión

La Tabla 4.39 evidencia la toma de tiempos con el nuevo proceso de montaje.

**Tabla 4.39. Toma de tiempos MYPD75 sin transportador**

Fuente: Propia

<b>Proceso</b>	<b>Muestra 1</b>	<b>Muestra 2</b>	<b>Muestra 3</b>	<b>Muestra 4</b>	<b>Muestra 5</b>	<b>Promedio</b>
1	4.29	2.64	3.89	6.17	2.14	3.826
2	5.44	5.23	4.26	6.47	4.45	5.17
3	4.68	4.16	4.73	3.41	7.23	4.842
4	4.13	2.47	2.83	3.42	2.92	3.154
5	10.74	11.43	9.27	12.49	18.17	12.42
6	7.24	9.65	8.27	11.47	10.51	9.428
7	5.72	6.47	6.13	7.54	6.23	6.418
8	6.34	8.49	9.15	8.46	7.29	7.946
9	4.62	6.28	7.43	5.21	10.32	6.772
<b>Total (s)</b>	<b>53.2</b>	<b>56.82</b>	<b>55.96</b>	<b>64.64</b>	<b>69.26</b>	<b>59.976</b>
<b>Total (min)</b>	<b>0.887</b>	<b>0.947</b>	<b>0.933</b>	<b>1.077</b>	<b>1.154</b>	<b>1.000</b>

Una vez identificados los tiempos de montaje mediante la antena MYPD75 se verifica que el tiempo de montaje es independiente de la longitud de la antena. La diferencia radica en el tiempo de TENSIÓN, ya que en las antenas con mayor longitud se requiere un mayor tiempo de arrastre de antena para el proceso de tensión o ubicarlo en el punto inicial. En la Tabla 4.40 se registran los tiempos de tensión para cada antena, con 5 muestras por cada una. Cabe resaltar que los datos recopilados son del proceso de tensión completo, es decir, utilizando la función TENSIÓN y en caso de haberlo necesitado la función EXTRA TENSIÓN hasta tener la cinta completamente pasada para colocar el primer punto de cinta.

**Tabla 4.40. Toma de tiempos para proceso de TENSIÓN**

Fuente: Propia

Muestra	Tiempo de ejecución (s)		
	MYPD75	ONIX	S10
1	8.31	6.86	12.4
2	8.49	9.94	11.06
3	7.13	8.47	10.56
4	6.45	10.16	10.82
5	7.03	8.34	12.37

Se efectúa en la misma muestra, 5 toma de tiempos para el ENCINTADO, como en la anterior mención, se realiza el proceso completo incluyendo la función ENCINTADO Y EXTRA ENCINTADO en caso de requerirlo, la Tabla 4.41 muestra los valores de la prueba.

**Tabla 4.41. Toma de tiempos para proceso de ENCINTADO**

Fuente: Propia

Muestra	Tipo de antena		
	MYPD75	ONIX	S10
1	31.44	39.14	45.31
2	31.35	40.69	54.15
3	32.18	39.87	49.7
4	34.6	37.4	38.34

5	27.16	40.23	38.34
---	-------	-------	-------

Las pruebas individuales muestran una concordancia con lo esperado con los cálculos, en el capítulo de ANÁLISIS DE RESULTADOS se estudiarán los datos de las tablas y las gráficas junto con una carta de control R. Se realizan mediciones del proceso en general; en donde interviene el montaje de la cinta, asegurar la cinta entre los mecanismos de rodillo, tensar la antena, colocar el primer punto de cinta y empezar el proceso; es decir, se han combinado todas las pruebas realizadas independientes para juntarlas con el macro proceso y consolidar el tiempo de ejecución. La Tabla 4.42 muestra la toma de tiempos en segundos (EJECUCIÓN TOTAL S) y en minutos (EJECUCIÓN TOTAL MIN).

**Tabla 4.42. Toma de tiempos para macro proceso**

Fuente: Propia

MUES TRA	EJECUCIÓN TOTAL (S)			EJECUCIÓN TOTAL (MIN)		
	MYPD75	ONIX	S10	MYPD75	ONIX	S10
1	102.95	109.2	120.91	1.72	1.82	2.02
2	106.66	117.45	132.03	1.78	1.96	2.20
3	105.27	114.3	126.22	1.75	1.91	2.10
4	115.69	122.2	123.8	1.93	2.04	2.06
5	113.45	127.83	129.97	1.89	2.13	2.17

## 4.6. CORRECCIONES

El diseño de la máquina bajo condiciones iniciales no se cumplió en algunas áreas, este capítulo está definido para identificar los problemas que se tuvo en la construcción para cambiar ciertos criterios de diseño e implementaciones.

- El diseño inicial no contaba con bocines de acople entre los MPP de alimentación y tensión y los rodillos de arrastre, estaban acoplados directo y tenían un prisionero M3 que ajustaba el eje del motor con el eje del rodillo de arrastre, sin embargo, ese ajuste no era suficiente y provocaba que el rodillo a mayor tracción ceda ante el movimiento del cable y el rodillo no cumplía su función de arrastrar al cable. Por este motivo se diseñó el bocín de acople.

- Los rodillos no tenían recubrimiento alguno, el arrastre con el nylon estaba diseñado para condiciones ideales, a medida que avanza la implementación se identifican tensiones que provocan que el motor realice mayor torque y ese torque no se transmite con fidelidad hacia la antena, el material de la antena cede ante el nylon y no arrastra al cable, es por eso que se coloca un material con mayor coeficiente de fricción, utilizado para limar superficies, obteniendo favorables resultados en el arrastre del cable sin dañar la calidad del mismo.
- Como se mencionó en el proceso de construcción, fabricar engranes de tales dimensiones tenía un costo muy elevado y con tiempos de entrega fuera de los esperados. Es por eso que se diseñan las poleas y se selecciona la correa que cumpla las características de diseño.
- Por motivos de tiempos de ejecución, se decide quitar el cajetín de transportador ya que exigía un promedio de 20 segundos sobre el tiempo de ejecución esperado (1 min) y disminuye la productividad esperada con la implementación de la máquina.
- Se cambia la posición de la fuente de voltaje, inicialmente se encontraba dentro del gabinete de control, pero por espacio se la retira y se coloca en una zona que no está ocupada de la máquina en su parte exterior.
- No se utilizan los módulos convencionales para los motores POLOLU (L298), sino que se utiliza el relé que activa o desactiva la bobina según la señal de dirección que envía el PLC y cambia el sentido de alimentación cambiando su dirección. También se realiza un PWM del 50% para que la alimentación no exceda los parámetros de trabajo de voltaje con los que el fabricante recomienda usar con el motor DC.
- Se cambia el MMPP del motor de la cinta debido a que la corriente máxima del módulo es la corriente de alimentación del motor, por lo que se recalienta y la probabilidad de falla aumenta con un trabajo continuo de 8 horas.

## 4.7. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se realizan los análisis de resultados en base a 3 puntos críticos:

- Tiempo de ejecución
- Continuidad del cable
- Medición de traslape

En los tiempos de ejecución se toman las gráficas que arrojan las tablas de toma de tiempos y se analizan las desviaciones y factores que pueden impedir que se cumplan los tiempos esperados de funcionamiento

El traslape tiene que ser del 50% con una tolerancia de +/- 10%, se miden consecutivamente el traslape en antenas de cada tipo para determinar si las velocidades están sincronizadas según los cálculos.

La continuidad se mide con el multímetro, colocando un puntero sobre el terminal y el otro sobre la antena (simulada) para verificar que las conexiones internas del cable no se han visto afectadas por la tensión provocada por la máquina y los esfuerzos cíclicos a los que se somete en el proceso de encintado.

Finalmente, la confiabilidad de la máquina pretende tener un indicador del número de antenas que han sido rechazadas versus el número de antenas que se encintaron en el grupo de prueba.

### 4.7.1. ANÁLISIS DE TIEMPOS DE EJECUCIÓN

Los tiempos de ejecución se dividen a su vez en tres análisis:

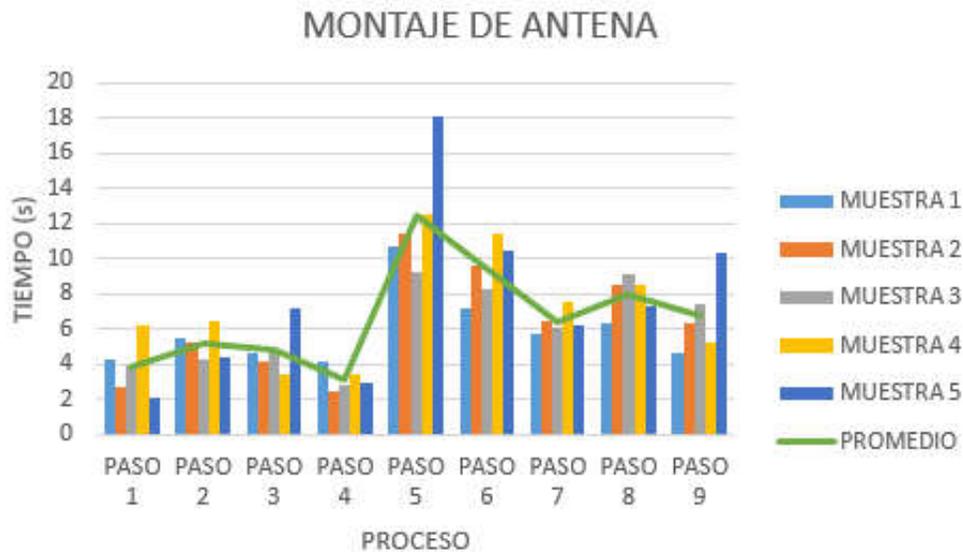
- Montaje de la antena
- Tensión de la antena
- Encintado

La Figura 4.194, en donde se grafican los datos de la tabla 4.39, se observa que los pasos que más tiempo toman son de:

- Tomar ambos conectores y pasarlos por el tubo central del rodamiento de la polea que sostiene la cinta
- Estirar los cables de tal forma que queden paralelos

Figura 4.194. Gráfica de barras para montaje de antena

Fuente: Propia



Pasar los cables por medio del tubo central y acomodarlos para que no se traben los mecanismos de rodillos aseguran un flujo continuo de la antena y un traslape constante, si la antena se traba por ingresar a los rodillos en una posición diferente (sin estar paralelos sobre el eje horizontal), los rodillos se traban y no arrastran el cable, causando que la cinta se adhiere a la antena en la zona de encintado por más de una revolución y el traslape no sea continuo, por eso es indispensable que el operador esté pendiente de que los mecanismos estén alineados y tenga un flujo continuo de la cinta.

El tiempo estipulado para el montaje (en el diseño de parámetros de funcionamiento) era de 1 min (60 segundos), los tiempos tomados para el montaje y la variable “*cap*” se muestran en la Tabla 4.43, esta variable “*cap*” relaciona el tiempo actual y lo divide para el tiempo estipulado, visualizando que muestras tomaron mayor tiempo al estipulado cuando el valor de la variable es mayor al 100% de tiempo estipulado utilizado.

$$t_e = \text{tiempo estipulado}$$

$$t_a = \text{tiempo actual}$$

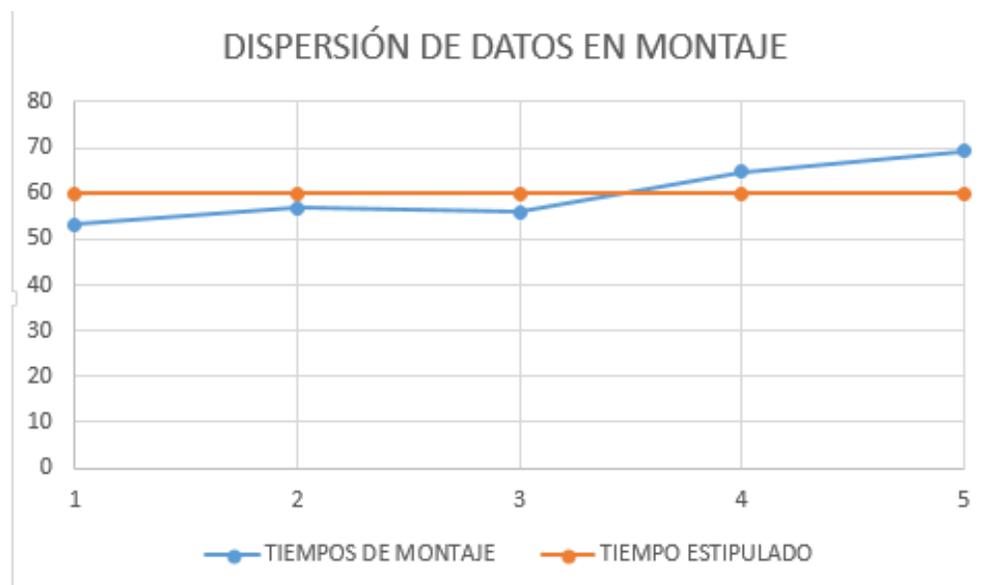
$$cap = \frac{t_a}{t_e}$$

**Tabla 4.43. Tabla comparativa con tiempo estipulado para montaje**

Fuente: Propia

Muestra	Tiempos de Montaje (s)	Tiempo Esperado (s)	Porcentaje Completado
1	53.2	60	89%
2	56.82	60	95%
3	55.96	60	93%
4	64.64	60	108%
5	69.26	60	115%
PROMEDIO	59.98	60	100%

En la Figura 4.195 se muestran los datos en dispersión y en relación con la media estipulada.



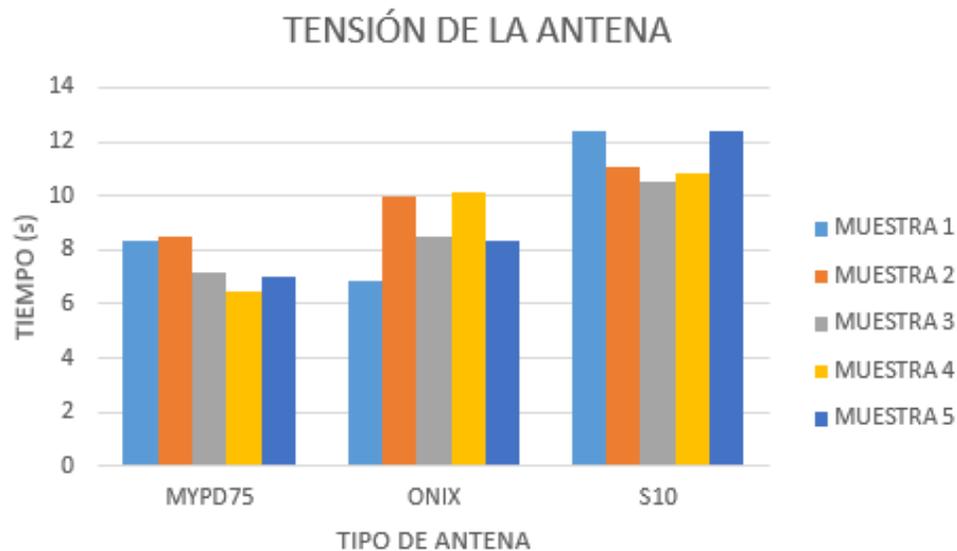
**Figura 4.195. Dispersión de datos en montaje**

Fuente: Propia

Para analizar los tiempos de tensión en la antena se toman los datos de la Tabla 4.40 y se divide en tres grupos: MYPD75, ONIX Y S10. Cabe recalcar que los tiempos de

encintado de MYPD75 Y COBALT son los mismos ya que la longitud de encintado es igual para ambas antenas, lo único que cambia es un proceso ajeno al que realiza la máquina que es la puesta de amarras que van en dirección contraria.

La Figura 4.196 muestra un gráfico de barras con los datos a analizar.



**Figura 4.196. Gráfico de barras para tensión de la antena**

Fuente: Propia

El promedio de los datos para MYPD75 es de 7.48 segundos, el tiempo ingresado al programa es de 5 segundos, teniendo un tiempo de EXTRA ENCINTADO en promedio de 1.48 s, la longitud que recorre la tensión en esta antena es de 600 mm según el plano de referencia, tomando en cuenta la porción de antena que queda entre los mecanismos de rodillos y pasan por el tubo central:

$$v_{tension_{MYPD75}} = \frac{600 \text{ mm}}{7.48 \text{ s}}$$

$$v_{tension_{MYPD75}} = 80.21 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

La capacidad de arrastre de la máquina es de  $80.21 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$  para la antena MYPD75, se realiza el mismo cálculo para la antena ONIX y S10. Para la antena ONIX se tiene una longitud de tensión de 800 mm y para S10 una longitud de 1000 mm.

$$v_{tension_{ONIX}} = \frac{800 \text{ mm}}{8.75 \text{ s}}$$

$$v_{tension_{ONIX}} = 91.43 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$v_{tension_{S10}} = \frac{1000 \text{ mm}}{11.44 \text{ s}}$$

$$v_{tension_{S10}} = 87.42 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

En promedio la velocidad de tensión queda:

$$v_{tension} = \frac{80.21 + 91.43 + 87.42}{3} \left[ \frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

$$v_{tension} = 86.35 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Este proceso incluye el ajuste que utiliza el operador cuando la tensión programada no es suficiente para operar el proceso de encintado, la velocidad de tensión sin ajuste (solo utilizando el botón TENSIÓN) es de  $120 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ , si el emisor de frecuencia envía la señal al MMPP para que el MPP gire a 375 PPS (pasos por segundo), y el motor gira  $1.8^\circ$  por cada paso, con 200 PPR (pasos por revolución), si con 200 pasos se da una revolución, con 375 que se dan por segundo se tiene:

$$\omega = 1.87 \frac{\text{rev}}{\text{s}} * 60 \text{ s} = 112 \text{ RPM}$$

Con esta velocidad angular se calcula la eficiencia de arrastre, si se tiene que se alimenta a  $120 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$  la antena, y el diámetro del rodillo es de 26 mm en su zona de arrastre, se tiene:

$$\text{perímetro} = 2 \cdot \pi \cdot r$$

$$\text{perímetro} = 81.68 \text{ mm}$$

Esta es la cantidad de antena que debería recorrer en cada giro del motor, con las revoluciones por segundo del motor:

$$\text{Arrastre teórico} = 81.68 \text{ mm} * 1.87 \frac{\text{rev}}{\text{s}}$$

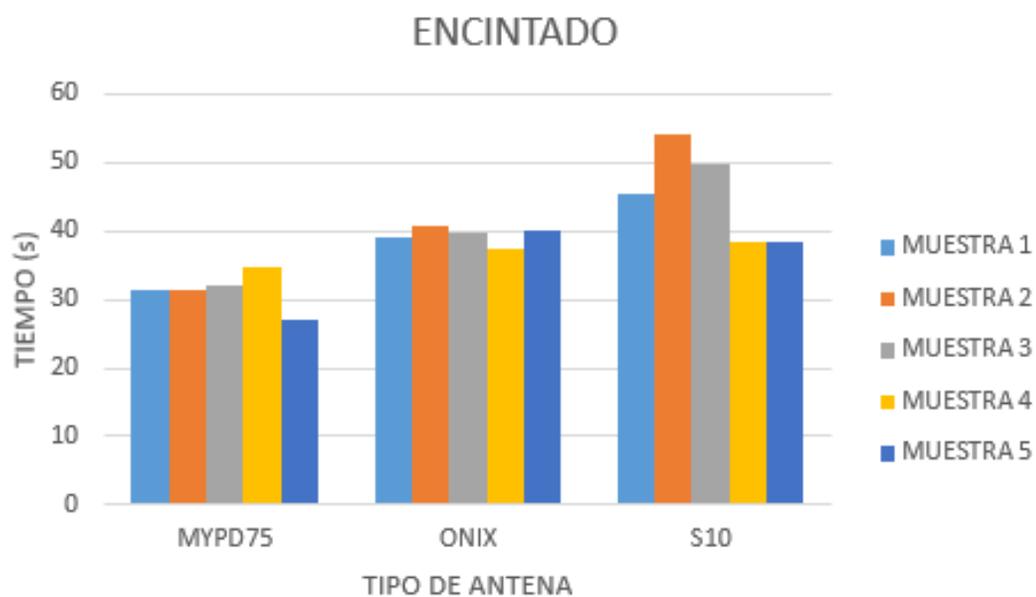
$$\text{Arrastre teórico} = 152 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Obteniendo una fidelidad de arrastre, tal que:

$$\text{fidelidad} = \frac{120}{152}$$

$$\text{fidelidad} = 77.42\%$$

Se realiza el mismo análisis para la velocidad de encintado, tomando los datos de la Tabla 4.41 de tiempos de encintado se tiene la Figura 4.197.



**Figura 4.197. Gráfico de barras para encintado de la antena**

**Fuente:** Propia

La longitud de encintado para antenas MYPD75 es de 622 mm, con lo que se calcula la velocidad de encintado con el promedio de las muestras tomadas en el proceso de 31.35 segundos, de igual forma, en este análisis se incluye el proceso de EXTRA ENCINTADO, cuando el operador tiene que realizar este proceso para completar la longitud de encintado. Además, en algunas de las muestras se tuvieron que hacer ajustes dentro del mismo proceso como desajustar o ajustar el tornillo en los cajetines presores debido a las trabas generadas.

$$v_{\text{encintado}_{\text{MYPD75}}} = \frac{622 \text{ mm}}{31.35 \text{ s}}$$

$$v_{\text{encintado}_{\text{MYPD75}}} = 19.84 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Se realiza el mismo cálculo para ONIX con una longitud de encintado de 920 mm y un promedio de encintado de 39.47 segundos.

$$v_{\text{encintado}_{\text{ONIX}}} = \frac{920 \text{ mm}}{39.47 \text{ s}}$$

$$v_{\text{encintado}_{\text{ONIX}}} = 23.31 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

La antena S10 tiene una longitud de encintado de 850 mm con un promedio de 45.16 segundos.

$$v_{\text{encintado}_{\text{S10}}} = \frac{850 \text{ mm}}{45.17 \text{ s}}$$

$$v_{\text{encintado}_{\text{S10}}} = 18.81 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

El promedio de encintado es:

$$v_{\text{encintado}} = \frac{19.84 + 23.31 + 18.81}{3} \left[ \frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

$$v_{\text{encintado}} = 20.65 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Una vez caracterizada la máquina se analizan los datos de la Tabla 4.42 para el macro proceso, la Figura 4.198 muestra el comportamiento de las muestras en un gráfico de barras.

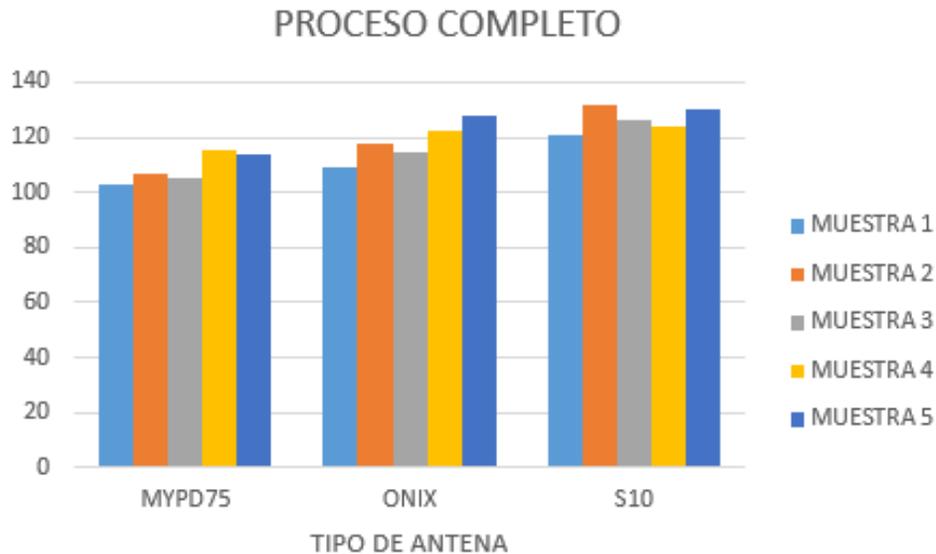
El tiempo promedio de la antena MYPD75 es de 1.81 min, tomando en cuenta que el tiempo actual del proceso completo en GTS es de 2.58 min, se calcula la nueva métrica y medir el aumento de productividad con la implementación de la máquina enrolladora. Los cálculos se realizan con tres máquinas, tal que:

$$\text{Métrica Nueva} = \frac{\text{Horario Laboral}}{\text{Promedio de Muestra}} * 3$$

$$\text{Métrica Nueva} = \frac{480 \text{ min}}{1.81 \text{ min}} * 3$$

*Métrica Nueva = 794 antenas en un turno de producción*

La métrica con la que se manejaba este proceso era de 558 antenas en un turno de producción, en donde se tiene un aumento en la productividad de:



**Figura 4.198. Gráfico de barras para macro proceso**

**Fuente:** Propia

$$Productividad = \frac{794}{558} - 1$$

$$Productividad = 42\%$$

La disminución de tiempo se calcula solo entre los tiempos de ejecución actuales y los de la máquina:

$$Reducción\ Tiempo = 1 - \frac{Promedio\ Muestra}{Tiempo\ Actual}$$

$$Reducción\ Tiempo = 1 - \frac{1.81}{2.58}$$

$$Reducción\ Tiempo = 30\%$$

Estos dos valores porcentuales validan la implementación de la máquina para aumentar la productividad de la empresa en la línea de producción para antenas

MYPD75. En la Tabla 4.44 se muestra el resumen de resultados obtenidos mediante las mediciones realizadas.

**Tabla 4.44. Tabla resumen de resultados para tiempos de ejecución**

Fuente: Propia

<b>TABLA RESUMEN DE RESULTADOS</b>			
<b>Promedio Muestra (s)</b>	1.81	1.97	2.11
<b>Tiempos Actuales (s)</b>	2.58	3.05	1.79
<b>Métrica Nueva (u)</b>	794	730	682
<b>Métrica Actual (u)</b>	558	471	804
<b>Métrica Esperada</b>	781.2	659.4	1125.6
<b>Productividad</b>	42%	55%	-15%
<b>Reducción de Tiempo</b>	30%	35%	-18%

#### 4.7.2. CONTINUIDAD DEL CABLE

La continuidad se la mide mediante un multímetro, con pruebas de dos valores: Aprobado (A) y Rechazado (R) en 20 antenas de cada antena identificados en la Tabla 4.45:

**Tabla 4.45. Pruebas de continuidad**

Fuente: Propia

<b>Muestra</b>	<b>MYPD75</b>	<b>ONIX</b>	<b>S10</b>
<b>1</b>	A	A	A
<b>2</b>	A	A	A
<b>3</b>	A	A	A
<b>4</b>	A	A	A
<b>5</b>	A	A	A

<b>6</b>	A	A	A
<b>7</b>	A	A	A
<b>8</b>	A	A	A
<b>9</b>	A	A	A
<b>10</b>	A	A	R
<b>11</b>	A	A	A
<b>12</b>	A	A	A
<b>13</b>	A	A	A
<b>14</b>	A	A	A
<b>15</b>	A	A	A
<b>16</b>	A	A	A
<b>17</b>	A	A	A
<b>18</b>	A	A	A
<b>19</b>	A	A	A
<b>20</b>	A	A	A

De las mediciones realizadas se tiene un 100% de aprobación en antenas MYPD75 Y ONIX, mientras que en antenas S10 se tiene una antena rechazada por medición de continuidad con un 5% de rechazos (1/20), con criterio de rechazo de máximo 8%.

#### **4.7.3. MEDICIÓN DE TRASLAPE**

El traslape se refiere a la porción de la cinta que se recubre a si misma después de que el mecanismo de encintado ha dado una vuelta completa, es decir, debe existir una porción de la cinta que quede encintada también. Esto se requiere para mantener una distribución simétrica sobre la longitud total de la antena, en esta prueba se realiza la medición de la cantidad de cinta que queda traslapada.

Se la mide sobre la antena el ancho de cinta que está antes de la siguiente marca de encintado, en la Figura 4.199 se observa el método de medición mediante un calibrador PIE DE REY con una resolución 0.02 mm.

Se realizan 40 mediciones, 10 en cada tipo de antena en localidad aleatoria. Los parámetros de calidad de GTS indican una aceptación de hasta el 8%, se lo toma en tolerancia +/-8% del traslape, es decir, el máximo será de 58% y el mínimo de 42%.

En la Tabla 4.46 se observan los datos obtenidos en la medición.

El ancho de la cinta es de 18 mm, siendo el traslape requerido del 50%, se realiza el siguiente cálculo para obtener el porcentaje de traslape que tiene la medición.

$$\text{Traslape} = \frac{\text{Medida (mm)}}{\text{Ancho (mm)}} * 100$$



**Figura 4.199. Medición de Traslape**

Fuente: Propia

**Tabla 4.46. Pruebas de traslape (mm)**

Fuente: Propia

<b>Muestra</b>	<b>MYPD75 (mm)</b>	<b>COBALT (mm)</b>	<b>ONIX (mm)</b>	<b>S10 (mm)</b>
<b>1</b>	9.4	9.48	10	10.06
<b>2</b>	9.2	9.36	9.82	9.5

<b>3</b>	9.4	9.2	10.14	9.54
<b>4</b>	9.62	10.54	10.2	9.72
<b>5</b>	10	10.5	9.8	9.26
<b>6</b>	9.58	9.88	11.12	9.2
<b>7</b>	10.4	9.04	9.14	8.1
<b>8</b>	10	9.18	9.52	8.4
<b>9</b>	9.34	9.48	9.12	9.68
<b>10</b>	9.1	9.5	10	9.6

La Tabla 4.47 traduce las medidas en porcentaje de traslape, para obtener la fidelidad del proceso en el encintado de antenas.

**Tabla 4.47. Pruebas de traslape (porcentaje)**

Fuente: Propia

<b>Muestra</b>	<b>MYPD75</b>	<b>COBALT</b>	<b>ONIX</b>	<b>S10</b>
<b>1</b>	52%	53%	56%	56%
<b>2</b>	51%	52%	55%	53%
<b>3</b>	52%	51%	56%	53%
<b>4</b>	53%	59%	57%	54%
<b>5</b>	56%	58%	54%	51%
<b>6</b>	53%	55%	62%	51%
<b>7</b>	58%	50%	51%	45%
<b>8</b>	56%	51%	53%	47%
<b>9</b>	52%	53%	51%	54%
<b>10</b>	51%	53%	56%	53%

Se evidencia en la prueba un traslape con dentro de parámetros del 100% de datos de las antenas MYPD75 Y S10, mientras que en Cobalt y Onix se registró un 90% de mediciones con traslape efectivo dentro de parámetros.

La Figura 4.200 muestra la dispersión de datos de la Tabla 4.47 para cada antena.

Las cartas X y R permiten saber el proceso se encuentra o no bajo control, para estas cartas se requieren el número de muestras, sobre cuantos grupos se ha realizado la prueba y con estos calcular la media de cada grupo y el rango promedio, tal que:

$$\bar{X} = \frac{X_1 + X_2 + \dots + X_n}{N} \quad (217)$$

En donde:

$N$  : Número de Muestras

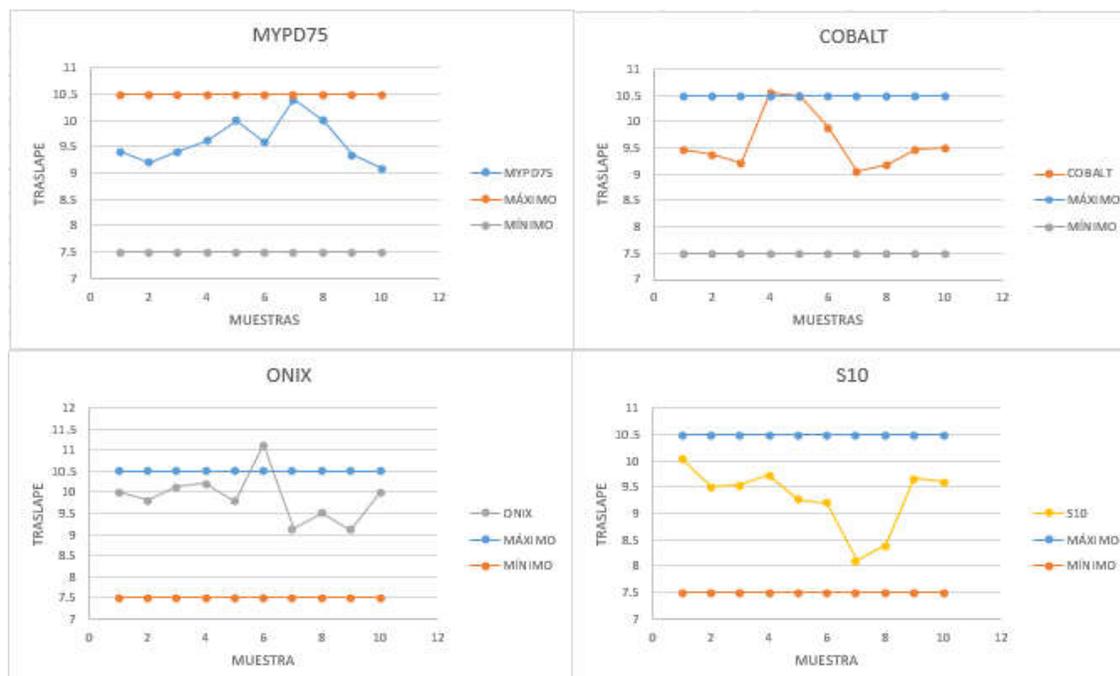
$\bar{X}$  : Media del Subgrupo

$$\overline{X_{MYPD75}} = 9.60 \text{ mm}$$

$$\overline{X_{COBALT}} = 9.62 \text{ mm}$$

$$\overline{X_{ONIX}} = 9.89 \text{ mm}$$

$$\overline{X_{S10}} = 9.31 \text{ mm}$$



**Figura 4.200. Gráficas de traslape**

Fuente: Propia

La media de todos los subgrupos se calcula:

$$\bar{\bar{X}} = \frac{\overline{X_{MYPD75}} + \overline{X_{COBALT}} + \overline{X_{ONIX}} + \overline{X_{S10}}}{4} \quad (218)$$

$$\bar{\bar{X}} = 9.60 \text{ mm}$$

Luego se calcula el rango de variación entre los datos de cada grupo, tal que:

$$R = \max(X) - \min(X)$$

Siendo X el vector de muestras en cada antena, se tienen los rangos:

$$R_{MYPD75} = 1.3 \text{ mm}$$

$$R_{COBALT} = 1.5 \text{ mm}$$

$$R_{ONIX} = 2 \text{ mm}$$

$$R_{S10} = 1.96 \text{ mm}$$

Para obtener el rango de todas las muestras, se hace un promedio:

$$\bar{R} = 1.69 \text{ mm}$$

Los límites de control para la carta R se obtienen con constantes que parten del número de muestras, para esta prueba se han realizado 10, siendo los valores de constantes tomados de las tablas de Cartas de Control R:

$$A_2 = 0.308$$

$$D_4 = 1.777$$

$$D_3 = 0.223$$

Los límites de control en la carta R parten de las ecuaciones:

$$LSC_R = D_4 \cdot \bar{R} \quad (219)$$

$$LIC_R = D_3 \cdot \bar{R} \quad (220)$$

En donde:

$LSC_R$  : Límite superior carta R

$LIC_R$  : Límite inferior carta R

Reemplazando las constantes de la carta de control en (219) y (220) se tiene:

$$LSC_R = 3.00 \text{ mm} \quad (221)$$

$$LIC_R = 0.377 \text{ mm} \quad (222)$$

Se calcula la carta de control de media, en la que los límites son:

$$LSC_{\bar{X}} = \bar{\bar{X}} + A_2 \cdot \bar{R} \quad (223)$$

$$LIC_{\bar{X}} = \bar{\bar{X}} - A_2 \cdot \bar{R} \quad (224)$$

Reemplazando la constante de carta de control y promedio del rango en (223) y (224) se tiene:

$$LSC_{\bar{X}} = 10.12 \text{ mm}$$

$$LIC_{\bar{X}} = 9.07 \text{ mm}$$

En las Figuras 4.201, 4.202, 4.203 y 4.204 se observa la gráfica de cartas de control de las antenas.

La capacidad del proceso se mide con el índice de capacidad, y este determina si el proceso se encuentra bajo control, se tiene:

$$Cp = \frac{LSE - LIE}{6\sigma} \quad (225)$$

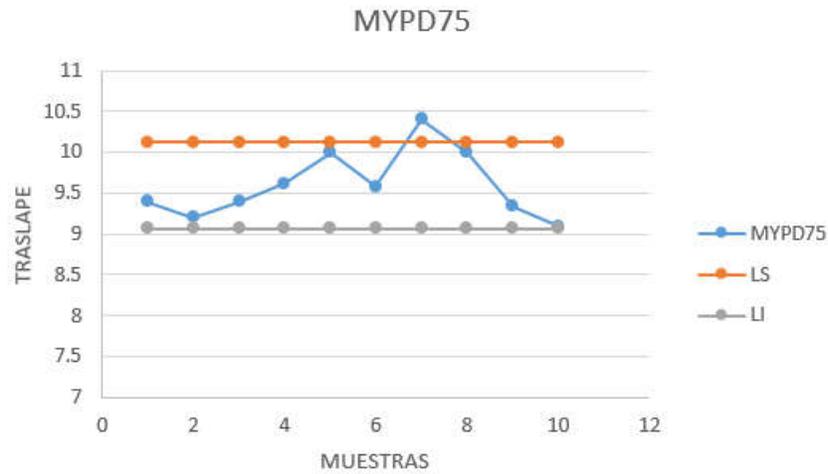
Donde:

$LSE$  : Límite superior especificado

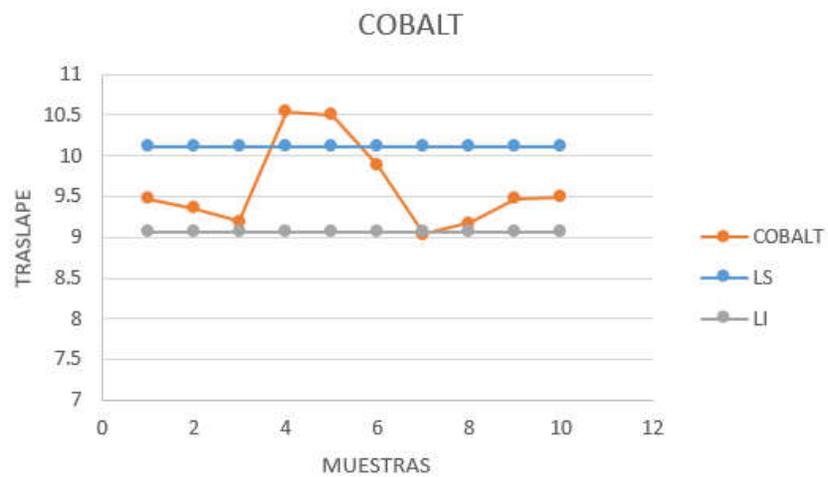
$LIE$  : Límite inferior especificado

$C_p$  : Capacidad de proceso

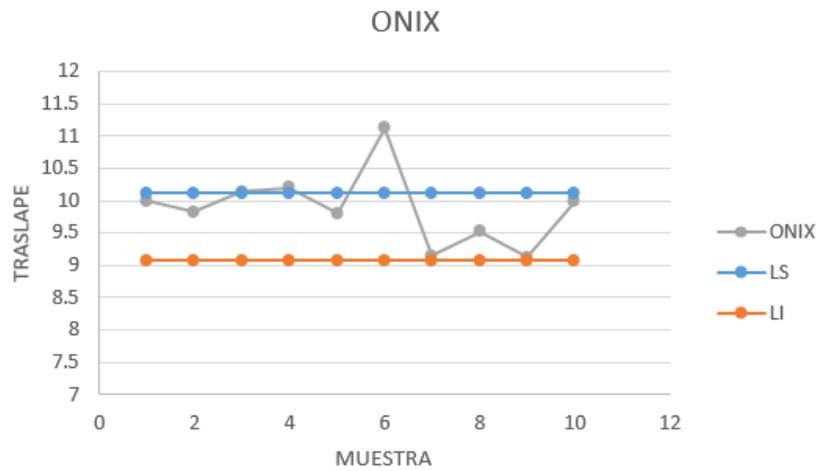
$\sigma$  : Sigma estimada



**Figura 4.201. Cartas de control MYPD75**  
Fuente: Propia



**Figura 4.202. Cartas de control COBALT**  
Fuente: Propia



**Figura 4.203. Cartas de control ONIX**

Fuente: Propia



**Figura 4.204. Cartas de control S10**

Fuente: Propia

Los límites de capacidad especificados por GTS son de 10.5 mm máximo y 7.5 min, siendo estos el 58% y 42% del análisis de calidad en las muestras tomadas para cada antena.

El Sigma esperado, se tiene de la ecuación (226):

$$\sigma = \frac{\bar{R}}{d_2} \quad (226)$$

El valor  $d_2$  es otra constante de las tablas de control, que para 10 muestras es:

$$d_2 = 3.078$$

Reemplazando:

$$\sigma = 0.549$$

El índice de capacidad del proceso se obtiene:

$$Cpk_I = \frac{\bar{\bar{X}} - LIE}{3\sigma} \quad (227)$$

$$Cpk_S = \frac{LSE - \bar{\bar{X}}}{3\sigma} \quad (227)$$

Donde:

$Cpk_I$  : Índice de capacidad de proceso Inferior

$Cpk_S$  : Índice de capacidad de proceso superior

Reemplazando:

$$Cpk_I = 1.27$$

$$Cpk_S = 0.54$$

$$Cpk = \min(Cpk_I; Cpk_S)$$

$$Cpk = 0.54$$

Mientras que la capacidad del proceso viene dada por:

$$Cp = \frac{LSE - LIE}{6\sigma}$$

$$Cp = 1.04$$

Cuando la capacidad del proceso arroja un valor mayor a 1 indica que el proceso está controlado, sin embargo, el índice (Cpk) muestra que el proceso no está centrado en el punto medio de las especificaciones ya que tiene un valor diferente a Cp.

Las cartas de control muestran ciertos puntos que están fuera de control mediante los cálculos estándares, esta variabilidad en el proceso se da cuando la antena se destempla, empieza un encintado desproporcionado y depende de la habilidad del operador para corregir el destemplado. Sin embargo, el proceso se encuentra dentro de parámetros de encintado según el Cp y está bajo control.

## CONCLUSIONES

- La máquina enrolladora de antenas duales cumple una productividad del 40% aproximado en MYPD75, COBALT y ONIX disminuyendo en un 30% el tiempo de ejecución de encintado, sin embargo el limitante en la operación es el tiempo de montaje de la antena, ya que es más del 50% del tiempo total de ejecución. En la antena tipo S10, este tipo de montaje provoca un aumento en el tiempo de ejecución en relación al actual y por lo tanto una disminución de la capacidad de productividad de la línea de enrollado, mostrando un aumento de tiempo del 18% y disminución de productividad en un 15%.

- La variabilidad del proceso depende de la habilidad del operador al realizar el montaje de la antena, la antena tiende a seguir el movimiento circular de la cinta y si no se encuentra bien tensada provoca una variación en el traslape con un promedio de 0.68 mm, que representa el 3.78% del ancho de la cinta, si el traslape debe ser promedio 50% con una tolerancia de +/- 8%, se encuentra dentro de los parámetros del diseño del proceso.

- Si la antena se traba durante el proceso de tensión o encintado, y el rodillo que ejerce trabajo sigue su proceso normal sin supervisión del operador causa daños internos en la antena, las antenas rechazadas en las pruebas de conductividad tuvieron atascos en objetos externos a la máquina provocando que la fuerza ejercida sobre la cinta provoque rotura en los cables conductores y pierda la característica de conductividad, si esta característica no cumple el proceso no tiene validez y la antena debe ser rechazada. El proceso implementado tiene un total de rechazos por continuidad del 5%, que se encuentra dentro del rango permitido por GTS.

- La disminución de tiempo de ejecución del 30% en MYPD75 Y COBALT, tienen una métrica esperada de 794 antenas por día con tres máquinas activas en la línea de producción, alcanzado un 42% de aumento en la productividad de la línea con un trabajo continuo durante el turno laboral.

- La disminución de tiempo de ejecución en las antenas ONIX es más significativa porque la longitud de encintado es mayor que en MYPD75. El montaje de la antena dentro de la máquina es 4 veces mayor que en el proceso manual, por lo que se compensa en MYPD75 la reducción de tiempo de encintado con el aumento

de tiempo usado para el montaje. En el caso de ONIX la longitud de encintado es mayor, por lo que el porcentaje de reducción de tiempos es más significativo.

- El mecanismo de puesta de amarras ha sido diseñado como un proceso aparte para no cortar el flujo de proceso en la máquina y cumplir con la reducción de tiempo en el proceso establecido como objetivo principal, la colocación de amarras depende del tipo de antena y debe ser colocada únicamente sobre las partes encintadas, por lo que el diseño actual no permite acoplarlo en el mismo proceso.

- La seguridad industrial diseñada funciona el 100% de pruebas con una disposición de APROBADO, estas pruebas se realizaron con el mecanismo funcionando y abriendo la puerta de seguridad o presionando el botón de emergencia, así como también en caso de que el operador requiera realizar alguna corrección sobre el proceso usando el selector de PAUSA. El mecanismo de encintado no se activa el 100% de ocasiones cuando la puerta se encuentra abierta.

## RECOMENDACIONES

- Es necesario ajustar los tornillos después de un mes de funcionamiento de la máquina, las vibraciones causadas por el mecanismo de alimentación y tensión desajusta los tornillos mediante el movimiento cíclico.
- No quitar los cables de los pines de conexión que son visibles al operador, como el motor de desplazamiento o el fin de carrera de la puerta de seguridad.
- Entrenar al operador para el uso de la máquina e indicar los mecanismos de funcionamiento.
- Esperar 15 segundos después de encender el interruptor para colocarlo en operación AUTOMÁTICA, en operación manual también se requieren 15 segundos para operar.
- En caso de usar en modo MANUAL, indicar al operador que el proceso de encintado es continuo y no calcula las longitudes de encintado, debe estar pendiente de la longitud que se requiera encintar.
- Cuando los cables se desprenden del mecanismo de tensión, el cable sigue el movimiento de la cinta y el proceso pierde calidad, por lo que el operador debe estar pendiente cuando los cables finalicen su recorrido entre ambos rodillos, a partir de esto, el operador debe tensarlos manualmente hasta que los cables lleguen a la pared de la plancha central.
- Esta máquina está diseñada para cables de calibre AWG16 Y AWG14, para calibres de menor diámetro se requiere hacer un cambio en la ranura central del rodillo de alimentación y de tensión.
- Aumentar la velocidad de encintado tiene como consecuencia que el motor de alimentación no cumpla el torque que el arrastre requiera y se empieza a trabar el motor, la velocidad configurada en la máquina puede únicamente disminuir, lo que causaría que el prototipo no tenga una reducción de tiempo ni aumento de productividad.
- El programa LOGO SOFT es de uso único y exclusivo del supervisor o jefe de planta para cambiar longitudes en caso de ser necesario.

## **ANEXOS**

- A. PLANOS DE REFERENCIA
  - A.1. PLANO DE REFERENCIA COBALT
  - A.2. PLANO DE REFERENCIA S10
  - A.3. PLANO DE REFERENCIA ONIX
- B. HOJA DE DATOS CINTA TESA
- C. CASA DE LA CALIDAD
- D. LISTA DE MATERIALES
- E. DIAGRAMA DE FLUJO
- F. PLANOS MECÁNICOS
- G. NUMERACIÓN DE PINES

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] E. Shigley, Joseph & Uicker, John, “Cinemática y Dinámica de Máquinas – Conceptos Básicos en el Estudio de Mecanismos”, Teoría de máquinas y mecanismos, pp 1-2, 2019.
- [2] A. Schüman, “El punto de mira, Movimiento, desde los gestos del cuerpo hasta los sistemas de manipulación de alta velocidad”, Trends in Automation 1.2015, pp 23-24, Febrero, 2015
- [3] J. Ghironi, “Automatización: Niveles requeridos de rendimiento”, Schneider en Línea, Vol. 34, pp 13-15, Abril 2009.
- [4] E. Alferez, “Plan de Implementación para Adaptar Máquina Empacadora de una a tres Cremas Dentales”, Tesis de Grado, Universidad Autónoma de Occidente, Cali, Valle del Cauca, Colombia, 2012.
- [5] P. Daneri, “El PLC en los Sistemas de Control” en PLC: Automatización y Control Industrial, Buenos Aires: HASA, 2008, pp 9-14.
- [6] C. Riba, “Estructuración del Diseño” en Diseño Concurrente, Barcelona: ETSEIB – UPC, 2002, pp 70.
- [7] K. Ogata, “Introducción a los Sistemas de Control” en Ingeniería de Control Moderna. Madrid, España: Pearson, 2010, pp 8-10.
- [8] R. Budynas y K. Nisbett, “Diseño de Elementos Mecánicos” en Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, México: McGraw Hill, 2008.
- [9] Plataforma de Conocimiento para el Medio Rural y Pesquero, Ministerio de Medio Ambiente y Medio Rural y Marino, “Rodillos”, 2008. [Online]. Disponible en: [https://www.mapama.gob.es/es/ministerio/servicios/informacion/Rodillos\\_tcm30-58145.pdf](https://www.mapama.gob.es/es/ministerio/servicios/informacion/Rodillos_tcm30-58145.pdf)
- [10] Catálogo Sistemas de Barnizado, impreso y Secado, Maquinaria para el Acabado de Superficies, Barcelona, España.
- [11] Ficha Divulgativa FD-109, Instituto de Seguridad y Salud Laboral, “Máquina Curvadora de Rodillos”, 2014. [Online]. Disponible en:

[http://www.carm.es/web/servlet/integra.servlets.Blob?ARCHIVO=FD-109.pdf&TABLA=ARCHIVOS&CAMPOCLAVE=IDARCHIVO&VALORCLAVE=102195&CAMPOIMAGEN=ARCHIVO&IDTIPO=60&RASTRO=c740\\$m7064](http://www.carm.es/web/servlet/integra.servlets.Blob?ARCHIVO=FD-109.pdf&TABLA=ARCHIVOS&CAMPOCLAVE=IDARCHIVO&VALORCLAVE=102195&CAMPOIMAGEN=ARCHIVO&IDTIPO=60&RASTRO=c740$m7064)

- [12] F. López, InkTintayToner, “Fusor Térmico de Impresora Láser”, [Online]. Disponible en: <https://inktintaytoner.es/blog/fusor-termico-impresora-laser/>
- [13] Kingsing, Winding & Bundling, “Automatic Cable Winding and Cutting Machine”, [Online]. Disponible en: <http://www.kingsing.com/product/150-en.html#mettab2>.
- [14] Kingsing, Winding & Bundling, “Round Wire Flat Cable Windint and Binding Machine, Automatic Cable Bunding Machine”. [Online]. Disponible en: <http://www.kingsing.com/product/385-en.html>
- [15] Kingsing, Winding & Bundling, “Wire Harness Taping Machine”. [Online]. Disponible en: <http://www.kingsing.com/product/155-en.html>
- [16] A. Overby, “Guide Systems” en CNC Machining Handbook, Arizona-USA: McGraw Hill, pp 27.
- [17] Catálogo de Artículos 2018, Impresoras 3D Ecuador, Quito-Ecuador.
- [18] A. Overby, “Transmission Systems” en CNC Machining Handbook, Arizona-USA: McGraw Hill, pp 35.
- [19] J. Grainger, W. Stevenson y C. Lozano, “Transformadores” en Análisis de Sistemas de Potencia. Ciudad de México, México: McGraw Hill Interamericana, 1996, pp 38-39.
- [20] M. Álvarez, “Los Controladores Lógicos” en Controladores Lógicos. Barcelona, España: Marcombo, 2003, pp 1-3.
- [21] TB6560AHQ, Toshiba BiC Integrated Circuit, TOSHIBA Corporation, 2014.
- [22] C. Riba, “Diseño para la Calidad” en Diseño Concurrente. Cataluña: Universidad Politécnica de Cataluña, 2002, pp 180.
- [23] Bereich Automation and Drives, LOGO! Manual Edición 06/2003, Siemens, 2003.

- [24] Bereich Automation and Drives, SIMATIC Manual del Sistema de automatización S7-200 Edición 08/2008, Siemens, 2008.
- [25] Oficinas corporativas de soluciones de potencia, control e información, Familia de Controladores Programables MICRO800, Allen-Bradley, 2013.
- [26] Oficinas corporativas de soluciones de potencia, control e información, MicroLogix, Allen-Bradley, 2007.
- [27] C. Riba, “Métodos de Evaluaciones de Soluciones” en Diseño Concurrente. Cataluña: Universidad Politécnica de Cataluña, 2002, pp 59.
- [28] Bereich Automation and Drives, LOGO! TDE Manual de Producto Edición 07/2016, Siemens, 2016.
- [29] Staff of Research and Education Association, Handbook of Scientific and Engineering Data, AWG (American Wire Gauge).
- [30] EcoCut 3200, Automatic Cutting Machine Technical Data, Schleuniger, 2018.
- [31] Vazbro, Metales y Plásticos, “ACERO AISI-SAE 1018 COLD ROLLED”, 2018 [Online] Disponible en: <http://www.vazbros.com/materiales/acero-aisi-sae-1018-cold-rolled/>
- [32] SanMetal S.A, “Termoplásticos” 2018, [Online] Disponible en: <http://www.sanmetal.es/productos/termoplasticos/nylon-poliamida-6/9>
- [33] Normativa de Contabilidad Gubernamental, Ministerio de Economía y Finanzas, “Actualización Normativa Bienes de Larga Duración”, Noviembre 2012. [Online]. Disponible en: <https://www.finanzas.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2012/09/PROYECTO-ACTUALIZACION-NORMATIVA-BIENES-11-06-2012.pdf>
- [34] R. L. Mott, “Diseño para distintos tipos de Carga” en Diseño de Elementos de Máquinas, México: Pearson Education, 2006.
- [35] AISI 1018, Acero Grado Maquinaria, Sumitec-Suministros Técnicos, México.
- [36] Grupo Tecnología Mecánica, Universidad Nacional Mar del Plata, “Ajustes y Tolerancias-Procesos de Fabricación”, 2014. [Online]. Disponible en: <http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/11.pdf>

- [37] Precision Step Motors, Microstep/Low Noise Series, NMB Corporation, Chatsworth, CA.
- [38] Bearing Units, Two-Bolt Flange, ASKUBAL, [Online]. Disponible en: [https://www.overneldtechniek.com/download/240/Documenten/lagers\\_en\\_lagerblokken/ASK\\_lagerblokken.pdf](https://www.overneldtechniek.com/download/240/Documenten/lagers_en_lagerblokken/ASK_lagerblokken.pdf)
- [39] Catálogo WL 41 520/3 SB, Rodamientos FAG, FAG. España.
- [40] Motors and Gearboxes, Pololu Robotics and Electronics, “19:1 Metal Gearmotor 37Dx52L mm”, [Online]: <https://www.pololu.com/product/1102/specs>
- [41] R. Serwey y J. Jewwet, “Physics for Scientists and Engineers”, Boston: Brooks/Cole 2014
- [42] Weather Spark, “El Clima Promedio en Quito”, Diciembre 2016, [Online]. Disponible en: <https://es.weatherspark.com/y/20030/Clima-promedio-en-Quito-Ecuador-durante-todo-el-a%C3%B1o>
- [43] CIF, “Printed Circuit Board: Pre- Sensitised Photopositive Boards”, [Online]. Disponible en: <https://docs-emea.rs-online.com/webdocs/0e14/0900766b80e143da.pdf>
- [44] Harshbarger, IL. “Process Analysis Technique”, Chicago: MacMillan-McGraw 1988.