

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL PARA EL
PROCESO DE SUBENSAMBLE DE PISTÓN EN LA CELDA DE ENSAMBLAJE
CONVENCIONAL PARA LA EMPRESA GABRIEL DE COLOMBIA S.A.**

**JUAN DAVID CORTÉS MOSQUERA
JULIÁN ANDRÉS GARZÓN GARZÓN**

Proyecto integral de grado para optar por el título de:

INGENIERO MECANICO

Orientadores

**ROLANDO GUILLERMO SOLER SOLER
INGENIERO MECANICO**

**MIGUEL JIMENEZ
INGENIERO ELECTRONICO**

**FUNDACION UNIVERSIDAD DE AMERICA
FACULTAD DE INGENIERIAS
INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTA D.C**

2022

NOTA DE ACEPTACIÓN

X

Ing. Rolando Soler
Firma del Director

X

Ing. Miguel Jimenez
Firma del Codirector

X

Firma del presidente del jurado

X

Firma del jurado

X

Firma del jurado

Bogotá D.C. abril de 2022

DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la universidad y Rector del Claustro

Dr. Mario Posada Garcia-Peña

Consejero Institucional

Dr. Luis Jaime Posada Garcia-Peña

Vicerrectora Académica y de Investigaciones

Dra. Alexandra Mejía Guzman

Vicerrector Administrativo y Financiero

Dr. Ricardo Alfonso Peñaranda Castro

Secretario General

Dr. José Luis Macias Rodríguez

Decana de la Facultad

Dra. Naliny Patricia Guerra Prieto

Directora del Programa

Dra. María Angelica Acosta Pérez

Los directivos de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente, no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento, estos corresponden únicamente a la propiedad intelectual de los autores.

TABLA DE CONTENIDO

	pág
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	17
1.1 Justificación	18
1.2 Propuesta de solución	20
1.3 Objetivos	20
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	20
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i>	20
1.4 DELIMITACIÓN	21
2. MARCO REFERENCIAL	22
2.1 Antecedentes	22
2.2 Marco teorico	24
2.2.1 <i>Estado actual del proceso</i>	24
2.2.2 <i>Líneas de producción</i>	28
2.2.3 <i>Automatización industrial</i>	29
2.2.4 <i>Máquina alimentadora</i>	30
2.2.5 <i>Sistemas de control</i>	41
2.2.6 <i>Controlador lógico programable (PLC)</i>	41
2.2.7 <i>Actuadores neumáticos</i>	45
2.2.8 <i>Sensor inductivo</i>	57
2.2.9 <i>Sensor capacitivo</i>	58
2.2.10 <i>Sensor fotoeléctrico</i>	58
2.2.11 <i>Contactador</i>	61
3. CARACTERIZACIÓN DEL PROCESO	63
4. Identificación de los sistemas de alimentación	71
4.1 Selección del sistema de alimentación para el pistón	73
4.2 Selección del sistema de alimentación para la arandela	73
4.3 Selección del sistema de alimentación para el o'ring	74
4.4 Selección del sistema de alimentación para el carrier	74
4.5 Selección del sistema de alimentación para el resorte	75
4.6 Diseño del alimentador de arandelas	78
4.6.1 <i>Paso a paso de la alimentación de arandelas</i>	88
5. IDENTIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE POSICIONAMIENTO	92

5.1 Selección del sistema de posicionamiento del pistón	92
6. DISEÑO MECÁNICO DE LA MÁQUINA AUTÓMATA	95
6.1 Cálculos del mecanismo de cruz de malta	95
6.2 Cálculos estáticos y dinámicos de la máquina	99
6.2.1 <i>Cálculos del eje 1</i>	99
6.2.2 <i>Cálculos del eje 2</i>	135
6.3 Selección del motor	159
6.3.1 <i>Recálculo del eje 1</i>	159
6.3.2 <i>Rediseño del eje 2</i>	161
6.4 Diseño del acople para el eje 2 y el motor	162
6.5 Selección elementos para la automatización	165
6.5.1 <i>Cilindro CP10 doble efecto de 20 mm de diámetro (Cilindro 1)</i>	166
6.5.2 <i>Cilindro de doble efecto con guía anti giro CP10 de 40 mm de diámetro (Cilindro 2)</i>	168
6.5.3 <i>Sensores capacitivos</i>	181
6.5.4 <i>Sensores DSL (finales de carrera)</i>	171
6.5.5 <i>Elementos de sujeción</i>	173
6.5.6 <i>Estación de válvulas</i>	177
6.5.7 <i>Sensores</i>	180
6.5.8 <i>Contactores</i>	182
6.5.9 <i>Mesa giratoria</i>	184
6.6 Estructura del mecanismo	185
6.6.1 <i>Base del ensamble</i>	185
6.6.2 <i>Mesa del mecanismo</i>	186
6.6.3 <i>Coraza</i>	187
6.6.4 <i>Sistemas de posicionamiento</i>	188
7. VARIACIONES DEL DISEÑO	203
7.1 Opción 2	203
7.2 Opción 3	204
7.3 Selección del mejor diseño	205
8. SELECCIÓN Y PROGRAMACIÓN DEL PLC	207
8.1 Selección del plc	207
8.2 Caracterización de variables, entradas y salidas del plc	210
8.2.1 <i>Entradas digitales (I)</i>	210
8.2.2 <i>Salidas digitales (O)</i>	212

8.2.3 <i>Contadores (C)</i>	214
8.2.4 <i>Temporizadores</i>	216
8.2.5 <i>Memorias</i>	216
8.3 Sistema de control	216
8.3.1 <i>Sistema de alimentación</i>	216
8.3.2 <i>Sistemas de posicionamiento</i>	223
8.3.3 <i>Sistemas Adicionales</i>	238
8.4 Ubicación física del plc	240
8.5 Simulación del código ladder	241
9. DESARROLLO DEL MANUAL DE USUARIO Y OPERACIÓN	242
10. ANALISIS FINANCIERO	262
11. CONCLUSIONES	267
BIBLIOGRAFÍA	268
ANEXOS	271

LISTA DE FIGURAS

	pág
Figura 1. Pirámide de automatización industrial	25
Figura 2. Explosionado del subensamble	28
Figura 3. Características del pistón	29
Figura 4. Características de la arandela	29
Figura 5. Características del o'ring	30
Figura 6. Características del carrier	30
Figura 7. Características del resorte	31
Figura 8. Selector y orientador	35
Figura 9. Feeder de tolva reciprocante	36
Figura 10. Feeder de tolva de orza	37
Figura 11. Feeder de tenedor reciprocante	38
Figura 12. Feeder de disco rotatorio	39
Figura 13. Feeder de tolva centrifuga	39
Figura 14. Feeder de tolva de gancho estacionario	40
Figura 15. Feeder de orza rotatoria	41
Figura 16. Feeder de banda inclinada	42
Figura 17. Ejemplo 1 banda inclinada	43
Figura 18. Ejemplo 2 banda inclinada	44
Figura 19. Feeder de bowl vibratorio	45
Figura 20. Guía de bowl vibratorio para conos truncados	45
Figura 21. Guía de bowl vibratorio para partes con forma de U	46
Figura 22. Vista isométrica del diseño final de la máquina para ensamble de conectores de cables	47
Figura 23. Dispositivo colgante de programación	50
Figura 24. PC usado como elemento de programación	51
Figura 25. Representación gráfica del cilindro de simple efecto	52
Figura 26. Partes de un cilindro de simple efecto	52
Figura 27. Funcionamiento cilindro de simple efecto	53

Figura 28. Representación gráfica del cilindro de doble efecto	54
Figura 29. Partes de un cilindro de doble efecto	54
Figura 30. Funcionamiento de un cilindro de doble efecto	55
Figura 31. Esquema y símbolo ISO del cilindro Tandem	56
Figura 32. Cilindro de amortiguación interna	56
Figura 33. Esquema de cilindro multiposicional	57
Figura 34. Cilindro de vástago reforzado	57
Figura 35. Simbología de electroválvulas de dos posiciones	58
Figura 36. Electroválvula 3/2 monoestable	58
Figura 37. Electroválvula 4/2 monoestable.	59
Figura 38. Fotografía de una pinza neumática.	59
Figura 39. Tipos de ventosas de vacío	61
Figura 40. Curva de imantación	62
Figura 41. Funcionamiento del sensor inductivo	63
Figura 42. Sensor de barrera	65
Figura 43. Sensor retro reflectante	65
Figura 44. Sensor reflectivo polarizado	66
Figura 45. Sensor difuso reflectivo	66
Figura 46. Sensor convergente reflectivo	67
Figura 47. Visualización de un contactor	68
Figura 48. Contactor monofásico	68
Figura 49. Contactor trifásico	69
Figura 50. Carrier 1 3/8'' sin ranuras (360012-1)	70
Figura 51. Carrier 1 3/8'' con 4 ranuras (360012-5)	71
Figura 52. Esquema dimensional del carrier	71
Figura 53. Propiedades físicas del carrier	72
Figura 54. Esquema dimensional de la arandela	73
Figura 55. Propiedades físicas de la arandela	73
Figura 56. O'ring 1 3/8''	73
Figura 57. Esquema dimensional del o'ring	74

Figura 58. Propiedades físicas del o'ring	74
Figura 59. Resorte 1 3/8''	74
Figura 60. Esquema dimensional del resorte	75
Figura 61. Propiedades físicas del resorte	75
Figura 62. Pistón 1 3/8''	75
Figura 63. Esquema dimensional del pistón	76
Figura 64. Propiedades físicas del pistón	76
Figura 65. Fotografía del amortiguador convencional	77
Figura 66. Fotografía de la estructura McPherson	78
Figura 67. Capacidad de la planta de Gabriel de Colombia	78
Figura 68. Matriz scoring para la alimentación del pistón	81
Figura 69. Matriz scoring para la alimentación de la arandela	82
Figura 70. Matriz scoring para la alimentación del o'ring	83
Figura 71. Matriz scoring para la alimentación del carrier	84
Figura 72. Matriz scoring para la alimentación del resorte	85
Figura 73. Modelo de alimentador para las piezas	86
Figura 74. Bowl vibratorio VA-450/4 de cuba cilíndrica y sentido antihorario original	87
Figura 75. Bowl vibratorio VA-450/4 de cuba cilíndrica modificado	87
Figura 76. Bowl vibratorio VA-545/3C de cuba cónica y sentido antihorario original	88
Figura 77. Bowl vibratorio VA-545/3C de cuba cónica modificado	88
Figura 78. Mecanismo de alimentación de tableros	89
Figura 79. Diseño preliminar de la tova de las arandelas	91
Figura 80. Solido del adaptador de 1 3/8''	91
Figura 81. Diseño final de la tolva para las arandelas	92
Figura 82. Ensamble de la tolva y el adaptador	92
Figura 83. Fotografía del cilindro CP10	93
Figura 84. Solido del expulsor de arandelas (Vista superior)	93
Figura 85. Solido del expulsor de arandelas (Vista isométrica)	94
Figura 86. Solido del rodamiento 626-2Z	95
Figura 87. Solido de la guía de arandelas (Parte 1)	95

Figura 88. Solido de la guía de arandelas (Parte 2)	96
Figura 89. Ensamble del sistema expulsor y la guía de arandelas	96
Figura 90. Distancias desde la base hasta la cara inferior de la tolva y de la ranura del expulsor	97
Figura 91. Diseño preliminar de la base del alimentador de arandelas	97
Figura 92. Ensamble del cilindro con los montajes de pies	98
Figura 93. Ensamble completo del diseño preliminar del alimentador de arandelas	98
Figura 94. Alimentación de arandelas. Paso 1	99
Figura 95. Alimentación de arandelas. Paso 2	100
Figura 96. Alimentación de arandelas. Paso 3 (repetición paso 1)	100
Figura 97. Alimentación de arandelas. Paso 3 (repetición paso 2)	101
Figura 98. Matriz Scoring del sistema de posicionamiento del pistón	102
Figura 99. Matriz scoring del mecanismo o sistema de rotación	103
Figura 100. Ensamble de los componentes	104
Figura 101. Modelamiento del prototipo preliminar de mesa rotatoria	105
Figura 102. Fórmulas para el diseño de un mecanismo de cruz de Geneva.	106
Figura 103. Cruz de malta de 6 ranuras	107
Figura 104. Dimensiones del mecanismo de cruz de malta diseñado	108
Figura 105. Cálculo de aceleraciones angulares en el mecanismo de Geneva	109
Figura 106. Modelo preliminar de la cruz de ginebra	110
Figura 107. Propiedades físicas de la cruz de malta	111
Figura 108. Modelo preliminar del ensamble del plato y la manzana	112
Figura 109. Modelo del plato giratorio	112
Figura 110. Propiedades físicas del ensamble del plato giratorio	113
Figura 111. Modelo del ensamble	114
Figura 112. Propiedades físicas del ensamble.	114
Figura 113. Representación gráfica del eje 1 con sus apoyos	115
Figura 114. Tabla de cargas Eje 1	115
Figura 115. Diagrama de cuerpo libre del eje 1	116
Figura 116. Diagrama de cuerpo corregido de eje 1	117
Figura 117. Grafica de fuerza cortante en el eje 1	118

Figura 118. Grafica de momento flector en el eje 1	118
Figura 119. Torque aplicado en el eje 1	119
Figura 120. Propiedades del acero AISI 1010	120
Figura 121. Longitud efectiva de las columnas	121
Figura 122. Iteración para el punto A y B por concentración de esfuerzos	123
Figura 123. Coeficiente de flexión K_t eje 1 punto A y B	124
Figura 124. Coeficiente de torsión K_{ts} eje 1 punto A y B	124
Figura 125. Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos	125
Figura 126. Coeficiente de flexión K_t eje 1 punto C	125
Figura 127. Coeficiente de torsión K_{ts} eje 1 punto C	126
Figura 128. Coeficientes de flexión y torsión para chaveteros	127
Figura 129. Iteración para el punto A y B por concentración de esfuerzos en chaveteros	127
Figura 130. Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos en chaveteros	128
Figura 131. Dimensiones de los anillos seeger para el punto A y B	128
Figura 132. Iteración para el punto A y B por concentración de esfuerzos en ranuras	128
Figura 133. Coeficiente de flexión K_t en ranuras eje 1 punto A y B	129
Figura 134. Coeficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 1 punto A y B	129
Figura 135. Dimensiones de los anillos seeger para el punto C	130
Figura 136. Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos en ranuras.	130
Figura 137. Coeficiente de flexión K_t en ranuras eje 1 punto C	130
Figura 138. Coeficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 1 punto C	131
Figura 139. Coeficientes de acabado superficial	132
Figura 140. Factor de confiabilidad	133
Figura 141. Cálculo de resistencia a la fatiga para aceros	133
Figura 142. Gráfica de sensibilidad de la muesca vs radio de la muesca	134
Figura 143. Diámetros mínimos por fatiga en el eje 1	135
Figura 144. Modelo del eje 1	136
Figura 145. Diámetros finales del eje 1	136
Figura 146. Datos de esfuerzo de Von Misses para el eje 1	138
Figura 147. Dimensiones de la chaveta y el chavetero según catálogo	139

Figura 148. Dimensiones de las chavetas y chaveteros del eje 1	140
Figura 149. Dimensionamiento anillos seeger	140
Figura 150. Dimensiones de los anillos seeger del eje 1	141
Figura 151. Dimensiones de los rodamientos según catálogo	141
Figura 152. Dimensiones de los rodamientos para el eje 1	142
Figura 153. Propiedades físicas del eje 1	142
Figura 154. Ensamble del eje 1	143
Figura 155. Modelo del conductor o leva	144
Figura 156. Propiedades físicas del conductor	144
Figura 157. Representación gráfica del eje 2	145
Figura 158. Cargas del eje 2	145
Figura 159. Diagrama de cuerpo libre del eje 2	146
Figura 160. Diagrama del cuerpo libre con la dirección de las cargas corregidas	147
Figura 161. Gráfica de fuerza cortante en el eje 2	148
Figura 162. Gráfica de momento flector en el eje 2	149
Figura 163. Gráfica de torque en Nm alrededor del eje z	149
Figura 164. Iteración para el punto B por concentración de esfuerzos (eje 2)	151
Figura 165. Coeficiente de flexión K_t eje 2 punto B	151
<i>Figura 166. Coeficiente de torsión K_{ts} eje 2 punto B</i>	152
Figura 167. Iteración para el punto A por concentración de esfuerzos (eje 2)	152
Figura 168. Coeficiente de flexión K_t eje 2 punto A	153
Figura 169. Coeficiente de torsión K_{ts} eje 2 punto A	153
Figura 170. Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos (eje 2)	154
Figura 171. Coeficiente de flexión K_t eje 2 punto C	154
<i>Figura 172. Coeficiente de torsión K_{ts} eje 2 punto C</i>	155
Figura 173. Iteración para el punto B por concentración de esfuerzos en chaveteros (eje 2)	155
Figura 174. Iteración para el punto A por concentración de esfuerzos en chaveteros (eje 2)	156
Figura 175. Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos en chaveteros (eje 2)	156
Figura 176. Dimensiones de los anillos seeger para el punto B (eje 2)	156
Figura 177. Iteración para el punto B por concentración de esfuerzos en ranuras (eje 2)	157

Figura 178. Coeficiente de flexión K_t en ranuras eje 2 punto B	157
Figura 179. Coeficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 2 punto B	158
Figura 180. Dimensiones de los anillos seeger para el punto A (eje 2)	158
Figura 181. Iteración para el punto A por concentración de esfuerzos en ranuras (eje 2)	158
Figura 182. Coeficiente de flexión K_t en ranuras eje 2 punto A	159
Figura 183. Coeficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 2 punto A	159
Figura 184. Dimensiones de los anillos seeger para el punto C (eje 2)	160
Figura 185. Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos en ranuras (eje 2)	160
Figura 186. Coeficiente de flexión K_t en ranuras eje 2 punto C	160
Figura 187. Coeficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 2 punto C	161
Figura 188. Diámetros mínimos por fatiga en el eje 2	163
Figura 189. Modelo del eje 2	164
Figura 190. Diámetros finales del eje 2	164
Figura 191. Datos de esfuerzo de Von Misses para el eje 2	165
Figura 192. Dimensiones de las chavetas y chaveteros del eje 2	165
Figura 193. Dimensiones de los anillos seeger del eje 2	166
Figura 194. Dimensiones de los rodamientos según catálogo	166
Figura 195. Dimensiones de los rodamientos para el eje 2	167
Figura 196. Propiedades físicas del eje 2	167
Figura 197. Ensamble del eje 2	168
Figura 198. Foto del motor seleccionado para el mecanismo	168
Figura 199. Propiedades físicas del motor TYD-50	168
Figura 200. Propiedades del acero AISI 304	170
Figura 201. Propiedades del acero AISI 304	171
Figura 202. Datos de esfuerzo de Von Misses para el recalcu del eje 2	172
Figura 203. Modelo del acople	173
Figura 204. Radio interno (mayor) y externo del acople	174
Figura 205. Ensamble del motor y el eje 2	175
Figura 206. Matriz scoring para proveedores	176
Figura 207. Características del cilindro CP10 de doble efecto. Tomado del catálogo de micro	177

Figura 208. Referencia del cilindro seleccionado	178
Figura 209. Medidas del cilindro CP10 doble efecto de 20 mm de diámetro	178
Figura 210. Características del cilindro con guía anti giro CP10 de doble efecto	180
Figura 211. Referencia del cilindro seleccionado	180
Figura 212. Medidas del cilindro CP10 doble efecto con guía anti giro	181
Figura 213. Sensor DSL seleccionado	182
Figura 214. Dimensiones de las placas para montaje de cilindros	183
Figura 215. Guía lineal seleccionada tipo SR V	183
Figura 216. Dimensiones de la guía lineal seleccionada	184
Figura 217. Características de la ventosa magnética	185
Figura 218. Dimensiones de la ventosa magnética	186
Figura 219. Características pinza de tres dedos	186
Figura 220. Dimensiones para garras de sujeción de la pinza de tres dedos	187
Figura 221. Tablas para selección pinza de tres dedos.	188
Figura 222. Estación múltipolo seleccionada.	188
Figura 223. Codificación para estación multipolo	189
Figura 224. Características de las válvulas seleccionadas	190
Figura 225. Tipos de válvulas seleccionadas	190
Figura 226. Características de válvulas reguladoras de caudal	191
Figura 227. Sensor inductivo seleccionado	192
Figura 228. diagrama de conexión del sensor inductivo	192
Figura 229. Sensor tenedor fotoeléctrico seleccionado	193
figura 230. diagrama de conexión sensor fotoeléctrico	194
Figura 231. Sensor capacitivo seleccionado	194
Figura 232. diagrama de conexión del sensor capacitivo	195
Figura 233. Contactador seleccionado	195
Figura 234. Características del contactador seleccionado	196
Figura 235. Características de la mesa rotante de micro	197
Figura 236. Dimensiones de la mesa rotatoria de micro	197
Figura 237. Modelo de la base del mecanismo	198

Figura 238. Ensamble del mecanismo en la base	198
Figura 239. Modelo de la mesa del mecanismo	199
Figura 240. Ensamble de la mesa y el mecanismo	200
Figura 241. Modelo de la coraza	201
Figura 242. Diseño preliminar de la rampa para piezas alimentadas por bowls vibratorios	202
Figura 243. Alineación de las ranuras del plato con la rampa	203
Figura 244. Montaje de sistemas de posicionamiento (parte 1)	203
Figura 245. Montaje de sistemas de posicionamiento (parte 2)	204
Figura 246. Montaje de sistemas de posicionamiento (parte 3)	205
Figura 247. Platina de sujeción	205
Figura 248. Montaje de sistemas de posicionamiento (parte 4)	206
Figura 249. Acople entre ventosa magnética y vástago del cilindro 2	207
Figura 250. Montaje de sistemas de posicionamiento (parte 5)	207
Figura 251. Acople entre pinza de tres dedos y vástago cilindro 2	208
Figura 252. Ensamble del Sistema de posicionamiento del o'ring	208
Figura 253. Ensamble conjunto con cilindro 3	209
Figura 254. Sistema de sujeción para la arandela	210
Figura 255. Sistema de sujeción para el carrier	210
Figura 256. Sistema de sujeción para el carrier	211
Figura 257. Visualización de los sistemas de posicionamiento en el plato giratorio	211
Figura 258. Ensamble del sistema de posicionamiento por gripper magnético	212
Figura 259. Modelo de la rampa de pistones	213
Figura 260. Modelo de la rampa de carriers	213
Figura 261. Modelo de la rampa de resortes	214
Figura 262. Modelo de la guía de arandelas	214
Figura 263. Diseño definitivo de la base del alimentador de arandelas	215
Figura 264. Ensamble de la máquina automática	215
Figura 265. Opción 2 de diseño de mecanismo de giro para la máquina automática	216
Figura 266. Opción 3 de diseño del mecanismo de giro para la máquina automática	217
Figura 267. Matriz scoring para la selección de la del diseño de máquina automática	218

Figura 268. Matriz scoring para selección del proveedor del PLC	220
Figura 269. PLC seleccionado	221
Figura 270. Características específicas del modelo seleccionado	221
Figura 271. Características de las entradas digitales del PLC	222
Figura 272. Características de las salidas digitales del PLC	222
Figura 273. Características del módulo adicional seleccionado	223
Figura 274. Listado de entradas digitales para el PLC	223
Figura 275. Listado de salidas digitales para el PLC	226
Figura 276. Visualización de los contadores para el ladder	228
Figura 277. Listado de contadores para la programación	229
Figura 278. Esquema de la conexión de las salidas del PLC tipo transistor con los <i>contactores</i> conectados a 220VAC	231
Figura 279. Esquema de la conexión de las salidas del PLC tipo transistor con el contactor a fuente de 110VAC	232
Figura 280. Transformador de 110V/220V AC a 24V DC	233
Figura 281. Esquematación de fuentes de energía para los componentes del sistema de automatización industrial	233
Figura 282. Programación Ladder para sistemas de alimentación	234
Figura 283. Ubicación de los sensores fotoeléctricos	237
Figura 284. Programación para alarmas de nivel de bowls vibratorios y tolva de arandelas	238
Figura 285. Ubicación de los sensores inductivos	239
Figura 286. Ubicación de los elementos del sistema de posicionamiento para la arandela	240
Figura 287. Secuencia lógica del posicionamiento de arandelas	240
Figura 288. Diagrama de fase para el posicionamiento de la arandela. Fuente propia	241
Figura 289. Visualización válvulas y actuadores para el posicionamiento de la arandela	241
Figura 290. Programación Ladder para el sistema de posicionamiento de la arandela	242
Figura 291. Ubicación de los elementos del sistema de posicionamiento para el o´ring	244
Figura 292. Secuencia lógica del posicionamiento de o´rings	245
Figura 293. Diagrama de fase para el posicionamiento del oring	245
Figura 294. Visualización de válvulas y actuadores para el posicionamiento del O´ring	246
Figura 295. Programación Ladder para el sistema de posicionamiento de o´rings	246

Figura 296. Ubicación de los elementos del sistema de posicionamiento para el carrier	248
Figura 297. Secuencia lógica del posicionamiento de carriers	248
Figura 298. Diagrama de fase para el posicionamiento de carriers	249
Figura 299. Visualización de válvulas y actuadores para el posicionamiento del carrier	249
Figura 300. Programación Ladder para sistema de posicionamiento de carriers	250
Figura 301. Ubicación de los elementos del sistema de posicionamiento para el resorte	252
Figura 302. Secuencia lógica del posicionamiento de resortes. Elaboración propia	252
Figura 303. Diagrama de fase para el posicionamiento de resortes.	253
Figura 304. Visualización de válvulas y actuadores para el posicionamiento del resorte	253
Figura 305. Programación Ladder para sistema de posicionamiento del resorte	254
Figura 306. Esquema neumático adicional para mesa rotatoria de micro	256
Figura 307. Líneas de programación ladder adicionales para implementar la mesa rotatoria	256
Figura 308. Dimensiones del PLC según fabricante	258
Figura 309. Montaje del PLC según fabricante	258
Figura 310. Presupuesto anteproyecto.	284
Figura 311. Presupuesto Desarrollo del Proyecto	285
Figura 312. Estado financiero Gabriel de Colombia S.A año 2019	286
Figura 313. Tabla de amortización para propuesta de financiación	288

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1. Planos de los componentes entregados por gabriel de colombia s.a

Anexo 2. Cotización bowls vibratorios tad

Anexo 3. Dimensiones y características de los bowls vibratorios

Anexo 4. Cotización micro automation

Anexo 5. Cotización colsein para el plc

Anexo 6. Programación del plc en visilogic

Anexo 7. Simulación del sistema de alimentación en zelio soft

Anexo 8. Simulación del sistema de posicionamiento en fluidsim

Anexo 9. Planos de alimentador de arandelas

Anexo 10. Planos de mesas y soportería

Anexo 11. Planos de mecanismo de cruz de ginebra

Anexo 12. Planos de sistema de posicionamiento

Anexo 13. Plano de gabinete de ubicación del plc y contactores

Anexo 14. Ficha técnica sensor inductivo

Anexo 15. Ficha técnica sensor fotoeléctrico

Anexo 16. Ficha técnica sensor capacitivo

RESUMEN

En el siguiente documento se desarrollara el diseño optimo y detallado de un sistema de automatización industrial para un proceso especifico en el ensamblaje de amortiguadores en la empresa Gabriel de Colombia S.A, el cual a la fecha representa un cuello de botella para la compañía al tener muchos lapsos de tiempo muerto, de igual forma, el proceso en mención es una tarea repetitiva y ergonómicamente inadecuada para el operario lo que da indicio a que es una operación que debería ser remplazada por un mecanismo automatizado, para mejor la producción de la compañía y el bienestar de sus trabajadores.

A lo largo de este documento se evaluarán las opciones existentes para alimentar y posicionar las piezas del ensamble de la forma correcta, al igual que los equipos y elementos necesarios para dicho fin, para así ejecutar un sistema de control mediante un controlador lógico programable (PLC), luego de obtener el diseño adecuado mecánico y mecatrónico, se procederá a ejecutar un plan de mantenimiento y operación para el correcto funcionamiento y arranque del sistema automatizado, para finalmente hacer un análisis financiero con el fin de evaluar la viabilidad económica de la implementación del automa para la compañía.

PALABRAS CLAVE

Automatización industrial, diseño, máquina alimentadora, ensamble, piezas pequeñas, industria automotriz.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La empresa Gabriel de Colombia S.A. se encarga de fabricar y ensamblar componentes del sistema de suspensión para vehículos, para los mercados de equipo original y reposición en Colombia, Venezuela, Ecuador, Perú, Bolivia, Chile, Argentina, Estados Unidos y México. Uno de sus objetivos contemplados en el sistema integral de gestión dice “Ejecutar las estrategias que permitan optimizar la calidad de nuestros productos y aumentar la satisfacción de las necesidades y expectativas de nuestros clientes.” [1] En base a este objetivo la empresa busca el aumento de su capital por medio de la optimización y mejora de sus procesos de fabricación, y reducir o redirigir su mano de obra a labores donde puedan realizar un desempeño más valioso para la compañía.

El proceso que se quiere mejorar específicamente en la empresa es denominado dentro de la compañía como “vestida de pistón”, ubicado en la celda de ensamblaje, consiste en el ensamble manual de 5 piezas esenciales para el funcionamiento del amortiguador, dichas piezas son: Pistón (componente principal), arandela, o-ring (empaquete de caucho), carrier (arandela ranurada) y resorte. Dichas piezas son fabricadas por un proveedor externo y adquiridas por la compañía para su posterior ensamble. El proceso actualmente es realizado por un operario, quien ensambla las piezas en el orden correcto, teniendo especial cuidado con el posicionamiento del carrier, que se debe ubicar con la ranura hacia abajo para asegurar el sellado del conjunto. La realización de esta tarea toma aproximadamente 200 segundos en promedio por cada pistón, este resultado puede deberse al agotamiento físico y mental que implica la realización de actividades repetitivas por tiempos prolongados en el operario, disminuyendo su eficiencia a lo largo de la jornada laboral.

El proceso de vestida o subensamble de pistón, representa en este momento uno de los cuellos de botella más significativos en el proceso de producción, provocando tiempos muertos en los procesos posteriores y aumentando significativamente el tiempo de fabricación y terminado de las órdenes de producción. Los tiempos muertos generados por cuellos de botella en el proceso generan sobrecostos, producciones más limitadas y una posición en el mercado desfavorable para la empresa al no ser competitiva ante otros fabricantes. Además, en la celda a trabajar específicamente, el factor humano aumenta la probabilidad de cometer errores, y disminuir la productividad y calidad en largas jornadas.

El propósito del proyecto es diseñar un sistema de ensamblaje automatizado, compuesto principalmente por máquinas alimentadoras, encargadas de suministrar y posicionar de manera correcta los 5 componentes. Dicho sistema permitirá la reducción en los tiempos de proceso y, por lo tanto, en los costos de fabricación. Además, el proyecto busca actualizar los activos de la compañía siguiendo las tendencias del mercado que se explicarán más adelante.

1.1 Justificación

La dinámica actual de la industria automotriz se caracteriza por su intrincada cadena de suministro. Usualmente involucra a los fabricantes de equipo original (denominados OEM por sus siglas en inglés “Original Equipment Manufacturer”), fabricantes de subensambles y componentes finales, distribuidores, vendedores y clientes. Debido a la competencia y las dinámicas de mercado, los proveedores se ven constantemente puestos a prueba por los OEM para cumplir con los estándares de calidad y tiempos de entrega que les exigen, además de tener que mantener un precio de mercado competitivo o preferiblemente más bajo que las empresas rivales. [2]

Para mantenerse vigentes en medio de estas condiciones, durante los últimos 30 años muchas empresas, principalmente en países industrializados, decidieron enfocarse en actualizar sus métodos y cadenas de producción con el objetivo de reducir los costos de producción y competir con las empresas ubicadas en países no industrializados caracterizados por su mano de obra barata. A pesar de que en la actualidad en el mercado automotriz están presentes tanto el modelo de negocio enfocado en el capital (maquinaria y tecnología) y el enfocado en la mano de obra, la tendencia a migrar hacia el primer enfoque se ha generalizado, buscando obtener procesos de producción automatizados, que se caracterizan por aumentar la productividad, calidad y repetibilidad.[2]

La demanda de repuestos y consumibles en la industria automotriz cada vez es más elevada, lo que obliga a las empresas manufactureras de dichos elementos, a innovar en sus métodos de producción masiva, por esta razón la modernización y automatización de los procesos industriales para este sector es cada vez más necesaria.

Particularmente en el sector automotriz, a lo largo de la historia se han implementado modelos innovadores que permiten aumentar la productividad de las plantas. Uno de los ejemplos más icónicos es el de la compañía Toyota, cuya creación e implementación del modelo conocido como Lean Manufacturing o Lean Production les permitió aumentar su productividad hasta en un 25%.[3] Alrededor de 4 décadas después de su creación, en los años 90’s, junto con el

desarrollo de las tecnologías de la información y comunicación, surge el concepto de Lean Automation como una “automatización con toque humano”, este concepto es una antítesis al CIM (Computer Integrated Manufacturing) que plantea la idea de fábricas totalmente automatizadas donde la presencia humana se hace innecesaria. [4]

El planteamiento del Lean Automation se basa en la justa proporción de automatización, reconociendo que ciertas habilidades del ser humano pueden superar a las de ciertas máquinas, por ejemplo, el reconocimiento de patrones. Contrario a la situación anterior, el ser humano presenta especial dificultad para realizar labores repetitivas durante largos lapsos de tiempo, escenario en el que las máquinas realizan un excelente trabajo. [5] Para definir la justa proporción de automatización que se debe implementar, Malik y Bilberg plantean [6] “La automatización debe ser usada para labores que no requieren mucha habilidad, que son repetitivas y/o ergonómicamente desafiantes para la realización humana, mientras los humanos deben realizar labores más especializadas y complejas que no pueden ser automatizadas con facilidad. La automatización de tareas idealmente debe empezar por las tareas que agregan mayor valor e ir moviéndose gradualmente a las que generan menor valor.”

Teniendo en cuenta que el proceso a trabajar a lo largo de este proyecto está pensado para producir alrededor de 3000 piezas por día, es sumamente repetitivo, exige la concentración del operario para la realización de manera adecuada el ensamblaje de los componentes y es ergonómicamente incómodo al exigir al operario estar en la misma posición por largos periodos de tiempo, se hace evidente que el proceso tiene un gran potencial de automatización en base a los parámetros y condiciones de Lean Automation narrados anteriormente.

El diseño de un sistema de control automatizado para el proceso de subensamble de pistón en la celda de ensamble convencional de la empresa Gabriel de Colombia S.A le permitirá a la compañía expandir sus fronteras tecnológicas y de mercado, actualizando y optimizando su proceso de producción a la par que reducirá costos generados por tiempos muertos innecesarios, que se verán reflejados en el aumento de los ingresos netos de la compañía manteniendo estándares elevados de calidad y producción siendo cada vez más competitivos en la industria sudamericana de autopartes.

1.2 Propuesta de solución

En base a la bibliografía revisada y expuesta anteriormente, se realizará el diseño de un sistema de automatización industrial compuesto por máquinas alimentadoras o “feeders” que se encarguen de transportar y posicionar de manera correcta cada uno de los componentes. Este

diseño permitirá que el proceso de subensamble de pistón de la celda convencional de la empresa Gabriel de Colombia S.A. sea actualizado, que se reduzcan los tiempos de procesamiento y que se redirija parte de la mano de obra de la celda hacia labores que le generan más valor a la compañía.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general*

Diseñar un sistema de automatización industrial para el proceso específico de subensamble de pistón para la celda de ensamblaje convencional de la empresa Gabriel de Colombia S.A.

1.3.2 *Objetivos específicos*

- Analizar e identificar los componentes y factores involucrados en el proceso de ensamble de los mismos.
- Evaluar los diferentes métodos de alimentación y posicionamiento de piezas para escoger el óptimo acorde a las necesidades del proceso.
- Diseñar los sistemas automatizados de alimentación de los cinco componentes, así mismo que los sistemas de posicionamiento del pistón y del Carrier, garantizando el correcto ensamble del conjunto.
- Consolidar un manual de mantenimiento y operaciones para la máquina automatizada
- Realizar un análisis financiero de la implementación de un sistema automatizado para el proceso

1.4 Delimitación

Realizar el diseño de un sistema de automatización industrial que permita optimizar los activos y el tiempo disponible específicamente en el proceso de subensamble de pistón de la celda de ensamblaje convencional, mediante el diseño de una máquina que permita automatizar el proceso utilizando sistemas de control industrial con la implementación de instrumentos eléctricos y electroneumáticos.

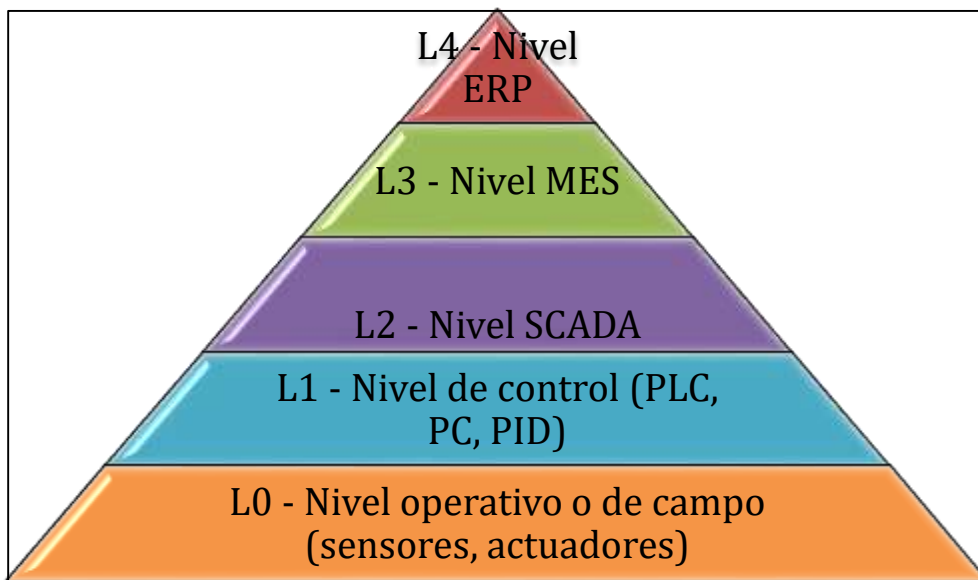
La optimización de este proceso en específico consiste en disminuir la intervención humana en esta labor repetitiva y secuencial, permitiendo así una producción constante y más ágil de los pistones revestidos para su posterior ensamblaje en el amortiguador; y permitiendo a la vez una redirección de la mano de obra a labores que sean más valiosas para la compañía.

El diseño se planteará para alcanzar el segundo nivel en la pirámide de automatización, es decir, hasta un nivel de control por medio de controladores lógicos programables (PLC). Ver figura 1.

La realización de este proyecto contemplará el desarrollo del diseño conceptual, funcional y detallado del sistema de automatización industrial para el proceso de subensamble de pistón. Teniendo en cuenta que dicho desarrollo será meramente teórico, el proyecto no involucrará la fabricación de ningún tipo de prototipo o entregable físico.

Figura 1.

Pirámide de automatización industrial



Nota. Pirámide de automatización industrial. Tomado de L. A. Cruz Salazar, D. Ryashentseva, A. Lüder, and B. Vogel-Heuser, “Cyber-physical production systems architecture based on multi-agent’s design pattern—comparison of selected approaches mapping four agent patterns,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 105, no. 9, pp. 4035–4035, 2019.

2. MARCO REFERENCIAL

2.1 Antecedentes

García [8], describe que una maquina autómatas se considera, a aquella que funciona al suministrarle una fuente de energía, la cual se transformará en el accionamiento de un mecanismo específico buscando imitar o asemejar el movimiento de un ser animado (humano). Para los fines pertinentes al proceso, se busca reemplazar la actividad del operario ensamblador que realiza un proceso secuencial y repetitivo, por un autómatas que permita ejecutar las mismas acciones a un menor costo y sin contar con el factor del cansancio humano que se ve reflejado en caídas en los estándares de producción.

Swapan Basu [9] realizó una clasificación completa de los sistemas de medición de flujo para materiales sólidos utilizados en sistemas industriales según el fenómeno físico o método que utilizan para determinar el flujo de material. En su libro explica que la gran mayoría de estos sistemas determinan el flujo de material por medio de métodos de pesaje, y en los casos donde el material que se quiere pesar está en movimiento (sistemas de pesaje dinámico) se complementan con sistemas de pesaje indirecto que pueden ser de tipo mecánico (coriolis, fuerza de impacto, fuerza centrípeta), nucleónico o de escáner. Además de los sistemas de medición, también realizó una respectiva clasificación de los sistemas de alimentación que utiliza cada uno en base a las características del proceso y de los sólidos a trabajar.

Santos [10] en su artículo propone diversas estrategias para abordar sistemas de control complejos evaluando alternativas de aplicación de la inteligencia artificial al cual el autor denomina un sistema de “control moderno e inteligente” en donde resalta que es importante desvincular toda acción humana en un proceso automatizado para garantizar el funcionamiento óptimo del algoritmo de control y poder así automatizar procesos de mayor envergadura en donde el operario se encargara netamente del monitoreo de las variables.

Díaz, Valera, Navarro, Valles y Encinas [11] realizaron un curso interactivo de la aplicación del sistema grafcet para la implementación de algoritmos de control en sistemas complejos en donde se evidencia que este lenguaje de programación grafico en PLC es confiable y contundente para procesos secuenciales combinados ya que permite ejecutar diversas tareas de control en simultaneo sin interferencia.

Aguilar, Bravo, Cerrada, Echeverría mencionan en su artículo [12] que para la automatización moderna se requiere la implementación de diversos agentes de control en donde destacan que

es importante establecer una “arquitectura en conjunto” de los diferentes métodos de control para garantizar el desarrollo óptimo de los algoritmos de control necesarios para automatizar un proceso complejo.

Mendoza y Rodríguez realizaron el diseño de una máquina alimentadora de botellas para un laboratorio de automatización, su diseño representa las condiciones reales de una línea de producción [13]. Para la realización de este proyecto, los autores hicieron una revisión de los componentes necesarios para los sistemas de la máquina (sistema de alimentación, amortiguación, estabilidad sujeción, control y posicionamiento), a través de los catálogos de algunos de los principales fabricantes a nivel mundial. El diseño propuesto por estos autores brinda información valiosa en cuanto a los componentes, instrumentos y mecanismos disponibles en el mercado para la ejecución del proyecto, a pesar de que este diseño esta pensado para otro tipo proceso.

Palacios y Salinas [14] en su proyecto de investigación proponen un sistema automatizado didáctico para el envasado de productos, evaluando diversas opciones para la producción secuencial del envasado bajo un patrón de automatización que permite: la apertura de electroválvulas para la deposición de diversos productos, activación de motores para el movimiento rotacional que permite el flujo secuencial de los productos y diversos instrumentos para controlar variables a lo largo del proceso. Este proyecto ilustra una configuración posible para el sistema de control, que puede ser utilizada en parte para la realización de este proyecto, especialmente para el posicionamiento de la pieza base del ensamble (pistón).

Gupta, Arora y Westcott [15] realizan en su libro una descripción de los componentes de diferentes clases de feeders, y los clasifican dándole especial relevancia a las aplicaciones que se les da dentro de la industria. Dentro de dicha clasificación, se destacan cinco alimentadores importantes para este proyecto por su utilidad para el transporte y posicionamiento de piezas cilíndricas: Alimentador de tolva tubular reciprocante, alimentador de tazón vibratorio, alimentador de tolva centrifuga, alimentador de tolva de orza y, por último, el alimentador flexible; que se caracteriza por el uso de visión robótica para identificar diversos componentes y su correcto posicionamiento.

Malik, Andersen y Bilberg [16] compilaron en su artículo los distintos métodos de visión mecánica existentes, aplicados a procesos de ensamble de piezas en celdas HRC (human-robot cooperation) por medio de alimentadores flexibles. Los autores plantean 3 variables esenciales para el modelo de “especificación de técnica de alimentación basada en visión”, estos son:

Ordenamiento de las partes, presentación de las partes y tecnología de detección empleada. La información presentada en este artículo presenta una posible solución para el problema de reconocimiento y posicionamiento de piezas, en caso de escoger un alimentador flexible como la opción de diseño para este proyecto.

2.2 Marco teórico

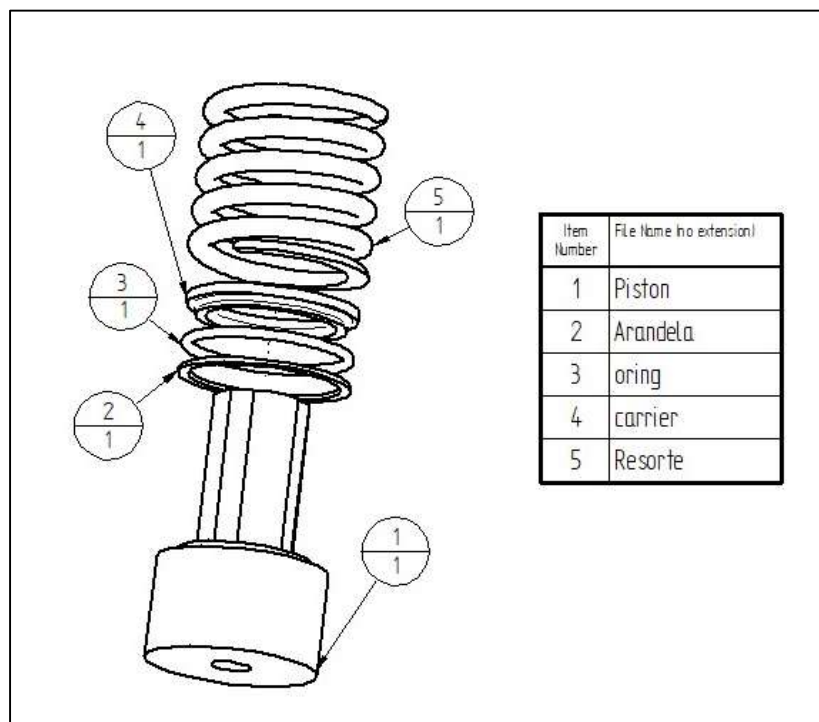
2.2.1 Estado actual del proceso

El proceso que se quiere automatizar consiste en el ensamble de 5 piezas: Pistón, arandela, oring, Carrier y resorte. Hasta este momento, el proceso de subensamble siempre ha sido realizado por un operario de manera manual, siendo uno de los pocos procesos dentro de la celda de ensamble de la empresa Gabriel de Colombia S.A. que no se realizan mediante el uso de máquinas.

Las piezas a ensamblar se manejan en 3 referencias distintas: 1 pulgada, 1 3/16 pulgadas y 1 3/8 pulgadas, denominadas de esta manera por el diámetro del pistón. Las partes deben de ser ensambladas en el orden que se muestra en la siguiente imagen.

Figura 2.

Explosionado del subensamble

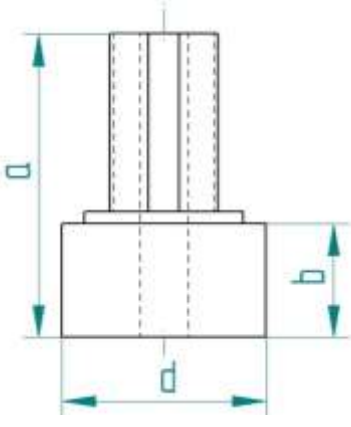


Nota. Plano con vista explosionada y listado de partes.

A continuación, se enuncian algunas de las dimensiones relevantes para el proyecto y características de cada uno de los componentes del subensamble, para las 3 referencias utilizadas:

Figura 3.

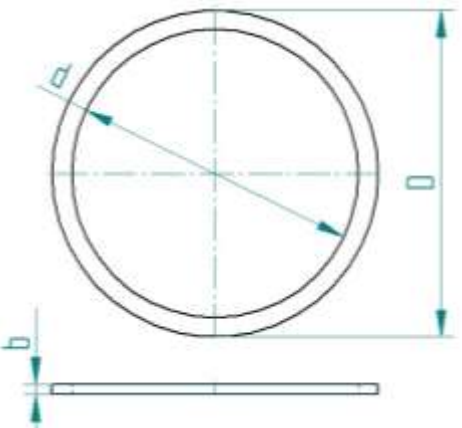
Características del pistón

Pistón	Material	Hierro sinterizado		
	Referencia	a (mm)	b (mm)	d (mm)
	1''	31.22	11.46	25.76
	1 3/16''	33.68	15.4	29.98
	1 3/8''	39.4	18.8	35

Nota. Datos del pistón. Tomados de los planos de Gabriel de Colombia S.A. (Anexo 1)

Figura 4.

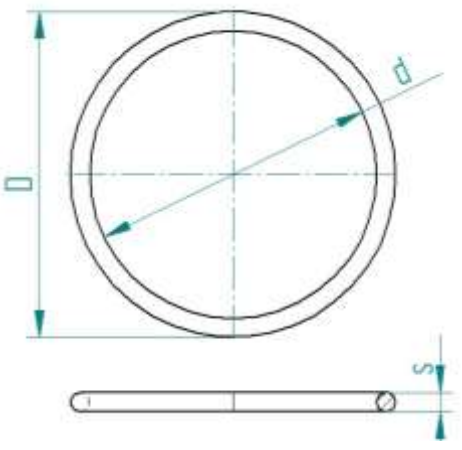
Características de la arandela

Arandela	Material	SAE 1010 / SAE 1015		
	Referencia	D (mm)	d (mm)	b (mm)
	1''	25.22	20.52	1.36
	1 3/16''	29.97	23.83	1.36
	1 3/8''	34.82	28.96	1.36

Nota. Datos de la arandela. Tomados de los planos de Gabriel de Colombia S.A. (Anexo 1)

Figura 5.

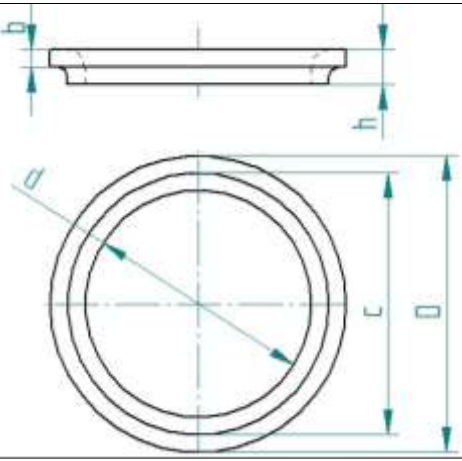
Características del o'ring

Oring	Material	Caucho sintético		
	Referencia	D (mm)	d (mm)	s (mm)
	1''	25.42	20.45	2.64
	1 3/16''	30.3	23.55	3.53
	1 3/8''	35.08	28.32	3.53

Nota. Datos del o'ring. Tomado de los planos de Gabriel de Colombia S.A. (Anexo 1)

Figura 6.

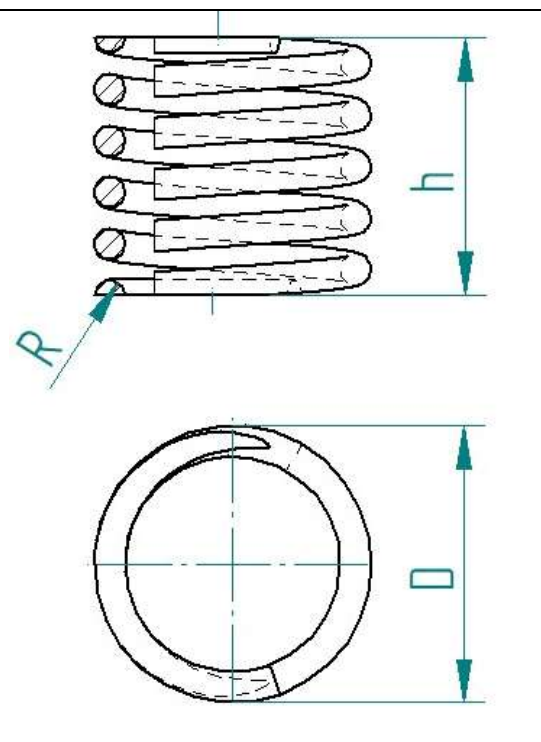
Características del carrier

Carrier	Material	ASTM A-620-82				
	Referencia	D (mm)	d (mm)	c (mm)	h (mm)	b (mm)
	1''	25.02	18.11	19.74	4.86	0.82
	1 3/16''	29.72	21.08	23.01	5.95	0.96
	1 3/8''	34.34	25.96	27.79	5.9	0.92

Nota. Datos del carrier. Tomados de los planos de Gabriel de Colombia S.A. (Anexo 1)

Figura 7.

Características del resorte

Resorte	Material		ASTM A227/83 / ASTM A229/83	
	Referencia	D (mm)	R (mm)	h (mm)
	1''	21.44	1.25	16.3
	1 3/16''	26.6	1.25	14
	1 3/8''	31.4	1.5	21

Nota. Datos del resorte. Tomados de los planos de Gabriel de Colombia S.A. (Anexo 1)

2.2.2 Líneas de producción

Se considera una línea de producción a un grupo de operaciones secuenciales en una empresa manufacturera de productos o tratamiento de materias primas, ordenadas de una forma estratégica para ejecutar los procesos con la mayor eficacia posible, evitando retardos por tiempos muertos y eventos no deseados durante el periodo de producción[17]. El principio fundamental de las líneas de producción consiste primordialmente en que a cada operario (humano o robot) del proceso se le asigna una tarea específica repetitiva, las cuales se ejecutaran ordenadamente y secuencialmente hasta concluir con la fabricación definitiva del producto, el número de pasos (estaciones de trabajo) depende de la complejidad del producto a fabricar, idealmente se busca tener el menor número de operaciones lo cual se verá reflejado en menos personal involucrado y mayor velocidad de producción. Esta forma de producción es ideal para producciones en masa de forma rápida y ordenada.

Equilibrar la eficiencia con la productividad y con la demanda del mercado se traduce en ganancias. Una baja productividad significa costos más altos, debido a desperdicios en mano de obra y aumento en los gastos. Es fundamental para una línea de producción masiva equilibrar

la relación ideal entre costos de mano de obra, gastos generales, maquinaria, materias primas y demanda.

Desde el origen de esta forma de producción ejecutada por primera vez por Henry Ford a inicios del siglo XX [18] para producción en masa de automóviles; gracias a la revolución generada por esta forma de operación de manufactura se ha avanzado considerablemente en el estudio y desarrollo de las técnicas y tecnologías para la ejecución de este método, es por esta razón que en la actualidad las líneas de producción se encuentran parcial o totalmente automatizadas, buscando reducir cada vez más los tiempos del ciclo de fabricación y los costos de producción, reemplazando los operarios humanos por inteligencia artificial (robots) o sistemas automatizados que garanticen la calidad y cantidad de los productos fabricados. Esto es posible gracias a un sistema de control primario que ejecuta e integra el trabajo en línea de todas las estaciones de trabajo, un sistema de transporte mediante maquinas autómatas entre los puntos de operación para agilizar y facilitar la transición entre estaciones, y un sistema de monitoreo que mantenga informado a los operarios sobre el correcto funcionamiento de la línea de producción. Sin embargo, existen múltiples tareas que por su precisión o dificultad de ejecución tienen que ser desarrolladas por humanos directamente, en este caso se busca la mejor coordinación para evitar retardos entre las funciones manuales y las automatizadas.

2.2.3 Automatización industrial

La automatización industrial de las diversas empresas está ligada directamente a la búsqueda de competitividad en el entorno de mercado variable y agresivo el cual obliga a las diferentes compañías a innovar en su tecnología, maquinaria y estilo de producción. La automatización industrial consiste principalmente en incorporar a los equipos un conjunto de dispositivos e instrumentos que permitan asegurar el control óptimo del proceso. La intención de dicho automatismo es disminuir los costos de fabricación, aumentar la calidad de los productos, y desvincular cualquier intervención humana en labores que sean tediosas, repetitivas, peligrosas e insalubres.

El desarrollo de la automatización industrial se centra en el conocimiento e implementación de dispositivos tecnológicos para ejecutar los automatismos entre los cuales encontramos: transductores, preaccionadores, temporizadores, contadores, módulos secuenciadores y los dispositivos lógicos de control (Autómatas programables industriales). Adicionalmente los diseñadores de los sistemas de control requieren una serie de procedimientos metodológicos para abordar de forma sistemática el estudio preliminar, análisis, ejecución y posterior

mantenimiento de los sistemas autómatas. Por tal razón se emplean herramientas para diseñar los algoritmos de control como lo son tablas de Karnaugh, tablas de fases, redes de Petri, GRAFCET, GEMMA, LADDER, entre otros.

El funcionamiento de los sistemas automatizados se basa principalmente en la confrontación de una señal de mando que describe el comportamiento deseado del sistema y una señal de información de estado que describe la situación momentánea del sistema. De dicha interacción resulta una orden de control sobre ciertos accionadores que actúan sobre el sistema modificando así su estado hasta obtener el deseado. Esta sucesión de operaciones ocurre dentro de un sistema de lazo cerrado o bucle cerrado donde un centro de operación de control, mando y monitoreo aseguran el funcionamiento adecuado del proceso automatizado.[8]

2.2.4 Máquina alimentadora

Una máquina alimentadora o feeder se define como “un sistema mecánico para transportar material de una manera controlada”[9]. Los feeders tienen un amplio uso y diversificación en la industria, y su principal diferencia con respecto a otras máquinas cuya función es el transporte de material, como las bandas transportadoras radica en que su funcionamiento permite que estén cargados en su totalidad, y la velocidad a la que fluye el material puede ser controlada para regular la tasa de descarga.[9]

La clasificación de las máquinas alimentadoras se realiza en base a la variable que utilizan para controlar el flujo de material, los dos grupos principales según Gupta, Arora y Westcott son[15]:

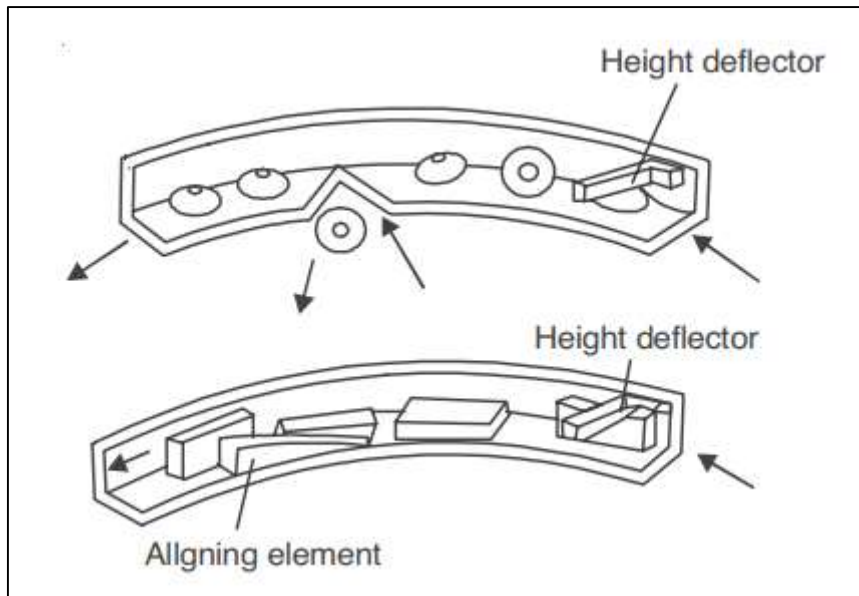
- Alimentadores volumétricos: Controlan el flujo volumétrico del material que pasa a través de una tolva, para lograr dicha tarea comúnmente se utilizan tornillos giratorios, bandas, válvulas giratorias o contenedores vibratorios.
- Alimentadores gravimétricos: Modulan el flujo másico del material, esto puede ocurrir de dos maneras, controlando la cantidad de masa por unidad de tiempo que se descarga o descargando el material cuando se alcanza cierta cantidad de masa previamente establecida. Los dos tipos de alimentadores gravimétricos más conocidos son el alimentador por pérdida de peso (loss-in-weight) y el alimentador por peso de banda (weight belt).

A pesar de la gran variedad de diseños existentes de máquinas alimentadoras, existen componentes esenciales para su correcto funcionamiento, algunos de ellos son:

- Tolva: Recipiente diseñado para almacenar temporalmente el material, su correcto funcionamiento implica que el material que se contiene pueda ser expulsado de manera sencilla. Para usos de material pesado se fabrican a partir de aluminio o acero, y a partir de plástico para material ligero.
- Vertedero: Superficie lisa e inclinada que permite el flujo de material bajo la fuerza de gravedad, sus diseños pueden ser rectos o en forma de espiral
- Recamaras: Dispositivos diseñados para apilar el material y, posteriormente darle paso de manera controlada a la máquina.
- Separadores: Dispositivos diseñados para interrumpir temporalmente el flujo de material con la finalidad de separar los lotes de material o las piezas y ajustarlas a los intervalos de alimentación de la máquina
- Ordenadores: Son máquinas encargadas de alinear el posicionamiento de partes que están siendo transportadas por medio de deflectores, antes de llegar a la zona de ensamblaje o procesamiento. El tipo más común de estas máquinas es el alimentador por recipiente vibratorio, en el cual una fuerza rotatoria genera vibración, y esto permite que las piezas suban por una guía helicoidal y se organicen a lo largo del trayecto.
- Posicionadores: Se encargan de sincronizar de manera correcta el ensamble de componentes que provienen de líneas o guías distintas.
- Selectores y orientadores: Este tipo de elementos cumple con dos funciones. Los selectores se encargan retirar de la línea de producción las piezas que no se han posicionado correctamente, y los posicionadores cumplen con el propósito de cambiar la posición geométrica de las piezas, para su correcto ensamble o procesamiento una vez son transportadas al lugar deseado. Ver figura 8.

Figura 8.

Selector y orientador



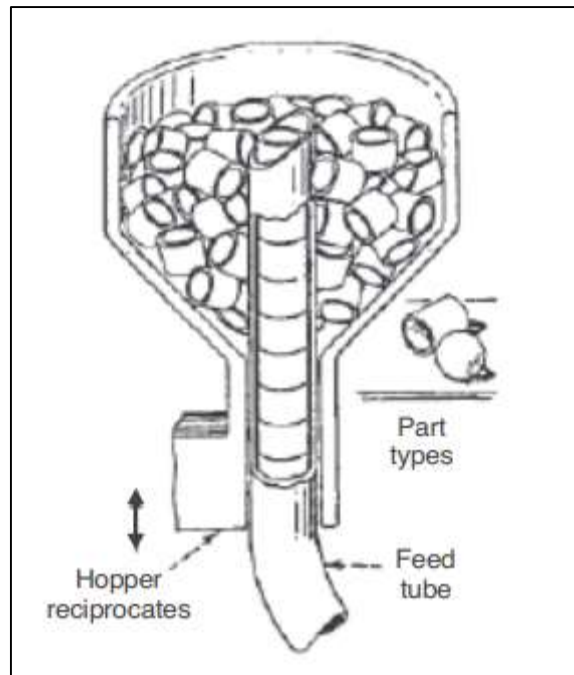
Nota. Representación gráfica de algunos ejemplos de selector y orientador. Tomado de A. K. Gupta, S. K. Arora, and J. R. Westcott, *Industrial Automation and Robotics*. 2017.

A continuación, se presentan algunas de las máquinas alimentadoras más utilizadas en la industria para el suministro y posicionamiento de partes pequeñas:

2.2.4.i. Feeder de tolva reciprocante. Se compone de una tolva con forma cónica y un agujero en el centro, a través del cual pasa un tubo por el cual se entregan las piezas por medio de un movimiento vertical reciprocante que puede realizar el tubo o la propia tolva[19]. La entrega o salida de las piezas ocurre cuando el extremo superior del tubo se ubica por debajo del nivel al cual se encuentran las partes, en este punto las partes empiezan a caer por gravedad a través del agujero del tubo hasta que el movimiento hace que vuelva a posicionarse por encima del nivel de las piezas. Con el fin de asegurar que las piezas bajen con facilidad se suele mecanizar el extremo superior el tubo a un ángulo determinado, y se debe considerar el ángulo del cono de la tolva para evitar el atascamiento entre las piezas.

Figura 9.

Feeder de tolva reciprocante

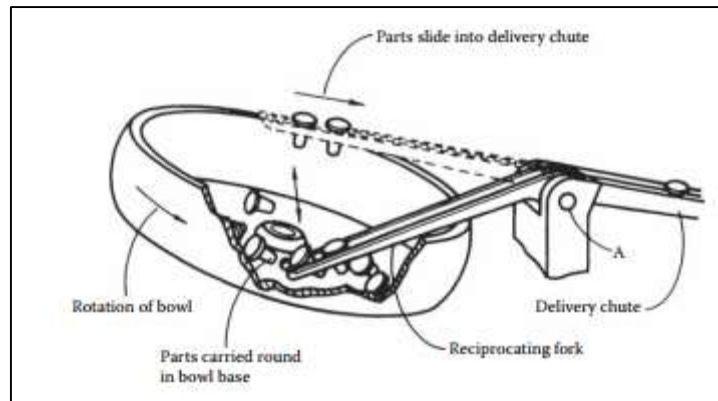


Nota. Representación gráfica de un feeder de tolva reciprocante. Tomado de J. R. Gupta, A.K. Arora, S.K. Westcott, Industrial Automation and Robotics - 12.21. Reciprocating Feeders (Plate Feeders). Mercury Learning and Information, 2017.

2.2.4.ii. Feeder de tolva de orza. Al igual que el feeder por tolva reciprocante este feeder está diseñado principalmente para la alimentación de piezas cilíndricas, consiste en una tolva y un aspa ubicada perpendicularmente con respecto a su parte hueca. Dicha aspa se caracteriza por tener formada una guía en su borde superior[19], en la cual se acomodan las piezas por medio de un movimiento reciprocante, a diferencia del feeder anterior, generado de manera angular y no vertical. Una vez el aspa alcanza su punto más alto, las piezas se deslizan por gravedad a través un agujero de salida ubicado en uno de los bordes de la tolva.

Figura 11.

Feeder de tenedor reciprocante



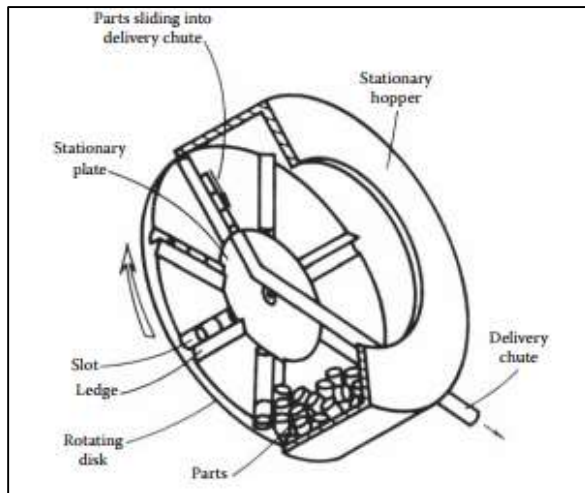
Nota. Representación gráfica de un feeder de tenedor reciprocante. Tomado de B. Geoffrey, *Assembly Automation and Product Design*, 2nd ed. 2005. B. Geoffrey, *Assembly Automation and Product Design*, 2nd ed. 2005.

2.2.4.iv. Feeder de disco rotatorio. El funcionamiento de este feeder se basa en un contenedor con forma cilíndrica y el movimiento rotacional de un disco con ranuras radiales dimensionalmente similares a las piezas que se busca alimentar, que se posiciona con una inclinación pronunciada con respecto a la horizontal. A medida que el disco gira, las piezas que se encuentran almacenadas en la parte inferior del conjunto se posicionan en las ranuras y son transportadas hasta el punto más alto, donde desembocan por gravedad en una tubería guía.

El mecanismo de giro utilizado en estos alimentadores puede ser continuo o intermitente (cruz de malta).

Figura 12.

Feeder de disco rotatorio

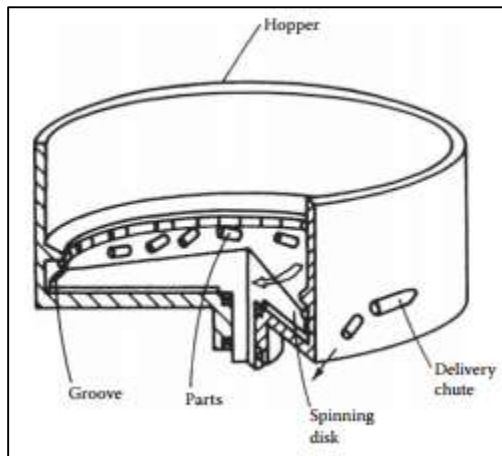


Nota. Representación gráfica de un feeder de disco rotatorio. Tomado de B. Geoffrey, *Assembly Automation and Product Design*, 2nd ed. 2005.

2.2.4.v. Feeder de tolva centrifuga. Es un conjunto conformado por una tolva cilíndrica con una guía de salida ubicada de manera tangencial, cuya forma se asimila a la de las piezas a alimentar en su posición deseada, y una base que gira a una velocidad constante. A medida que la base gira, las piezas tienden a adoptar la posición deseada hasta que son expulsadas por la guía de salida.

Figura 13.

Feeder de tolva centrifuga

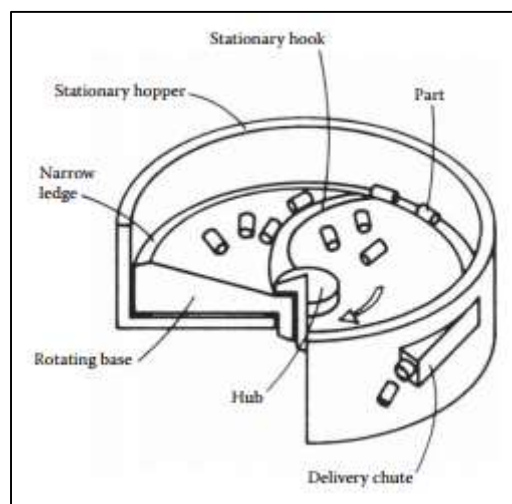


Nota. Representación gráfica de un feeder de tolva centrifuga. Tomado de B. Geoffrey, *Assembly Automation and Product Design*, 2nd ed. 2005.

2.2.4.vi. Feeder de tolva de gancho estacionario. Este tipo de feeder tiene un funcionamiento similar al feeder de tolva centrifuga, la diferencia radica en que está diseñado para el manejo de piezas delicadas principalmente, por dicha razón funciona a velocidades bajas, de manera que las piezas no llegan a estar presionadas contra la pared de la tolva hasta salir por la guía. En este caso, las piezas giran lentamente en una base cóncava mientras son guiadas por el borde de un “gancho”, hasta llegar a la periferia de la base, que posee un ángulo de inclinación opuesto para evitar que vuelvan al centro, y finalmente son expulsadas por una guía de salida tangencial a la tolva.

Figura 14.

Feeder de tolva de gancho estacionario

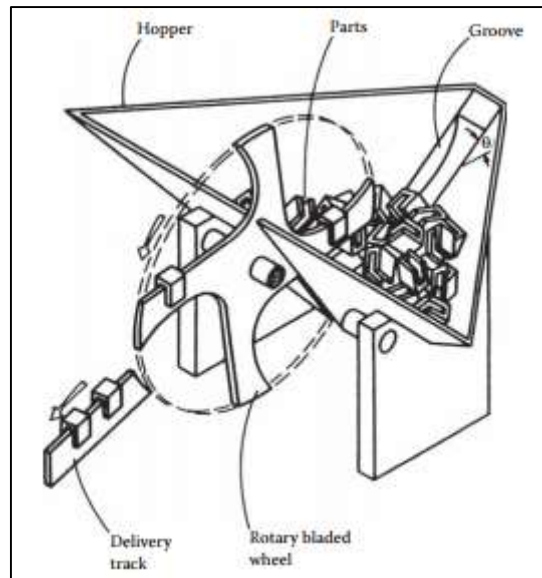


Nota. Representación gráfica de un feeder de tolva de gancho estacionario. Tomado de B. Geoffrey, *Assembly Automation and Product Design*, 2nd ed. 2005.

2.2.4.vii. Feeder de orza rotatoria. El funcionamiento de este feeder consiste en una rueda con aspas que gira de manera intermitente, al igual que en el feeder de tolva de orza, las aspas están diseñadas para que las piezas encajen y se deslicen en ellas. De esta manera, cuando el movimiento rotacional se produce, el aspa que está dentro de la tolva recoge las piezas, y cuando se detiene las piezas se deslizan por el bode hasta llegar a una guía de salida.

Figura 15.

Feeder de orza rotatoria

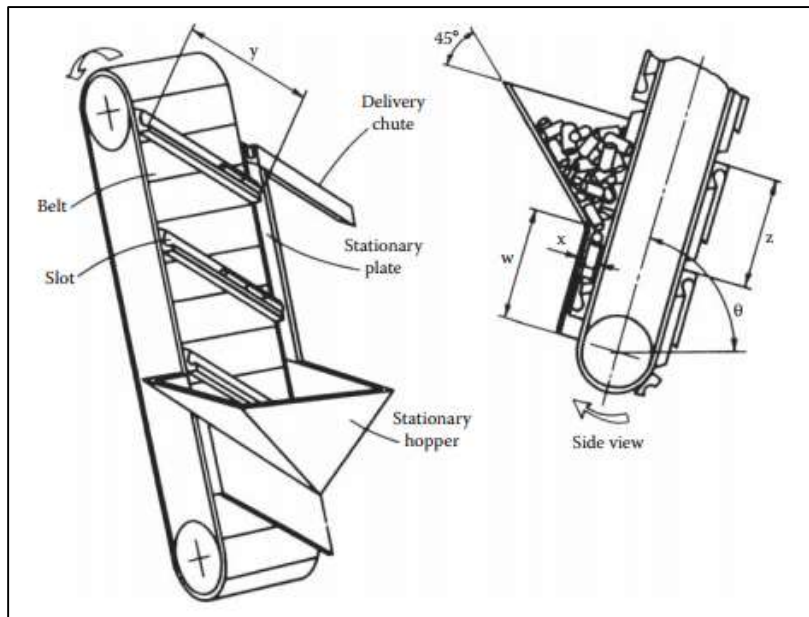


Nota. Representación gráfica de un feeder de orza rotatoria. Tomado de B. Geoffrey, *Assembly Automation and Product Design*, 2nd ed. 2005.

2.2.4.viii. Feeder de banda inclinada. Su funcionamiento se basa en el movimiento continuo de una banda transportadora fijada a un ángulo de inclinación muy pronunciado con respecto a la horizontal, en la parte inferior de la banda se ubica una tolva con lados inclinados, e incluso en algunos casos, un dispositivo vibratorio que se encarga de asegurar que las piezas lleguen a la base[19]. En ese punto, unas plataformas adheridas a los eslabones de la banda se encargan de transportar las piezas hasta la parte superior del conjunto, donde se descargan por una guía de salida. Dichas plataformas se diseñan teniendo en cuenta la geometría de las piezas a alimentar, de manera que aquellas que no se encuentran en la posición deseada caigan debido a que su centro de masa no se ubica dentro de la plataforma.

Figura 16.

Feeder de banda inclinada

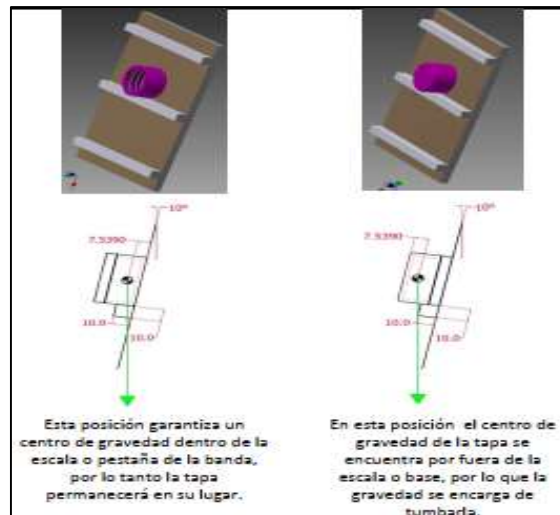


Nota. Representación gráfica de un feeder de banda inclinada. Tomado de B. Geoffrey, *Assembly Automation and Product Design*, 2nd ed. 2005.[19]

Una aplicación industrial de este tipo de máquina alimentadora fue desarrollada por Córdoba y Vélez[21] en su proyecto de grado para la obtención del título de ingeniero electromecánico, donde desarrollaron una máquina para automatizar el proceso de colocación de sellos de seguridad en tapas plásticas. Para ello diseñaron un feeder de banda inclinada en el cual sus plataformas se encargaban de elevar únicamente las tapas que se ubicaran con la banda de seguridad hacia arriba.

Figura 17.

Ejemplo 1 banda inclinada



Nota. Representación gráfica del funcionamiento de las plataformas de un feeder de banda inclinada. Tomado de J. L. Córdoba and D. A. Vélez, “Diseño de máquina para automatización de proceso en colocación de sellos de seguridad en tapas plásticas,” 2015.

Otra aplicación similar se muestra en el proyecto de Tovar[22], donde una empresa tabacalera ecuatoriana dispone de una serie de bandas transportadoras para la alimentación de filtros de cigarrillo desde las tolvas hasta la máquina de armado.

Figura 18.

Ejemplo 2 banda inclinada



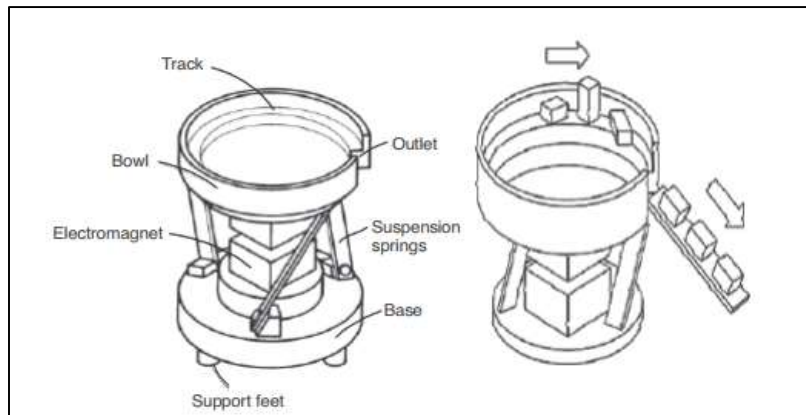
Nota. Representación gráfica del sistema de transporte de filtros de cigarrillo. Tomado de J. L. Córdoba and D. A. Vélez, “Diseño de máquina para automatización de proceso en colocación de sellos de seguridad en tapas plásticas,” 2015.

2.2.4.ix. Feeder de contenedor o bowl vibratorio. Este tipo de máquina alimentadora está compuesta básicamente por una base, un sistema de suspensión conformado generalmente por tres o cuatro resortes de ballesta, un contenedor cilíndrico de poca profundidad y una guía helicoidal que asciende dentro del diámetro interior del contenedor[19]. La alimentación de las piezas se da por medio de un electroimán posicionado entre la base y el bowl, el cual se somete a una corriente eléctrica alterna, provocando una vibración en el bowl y su contenido, haciendo que las piezas asciendan, siguiendo el recorrido de la guía.[15]

El bowl vibratorio es el feeder más utilizado en la industria para la alimentación y orientación de partes pequeñas, además, como no hay piezas móviles en el equipo los costos por mantenimiento se reducen significativamente ya que no sufre desgaste ni rupturas.

Figura 19.

Feeder de bowl vibratorio

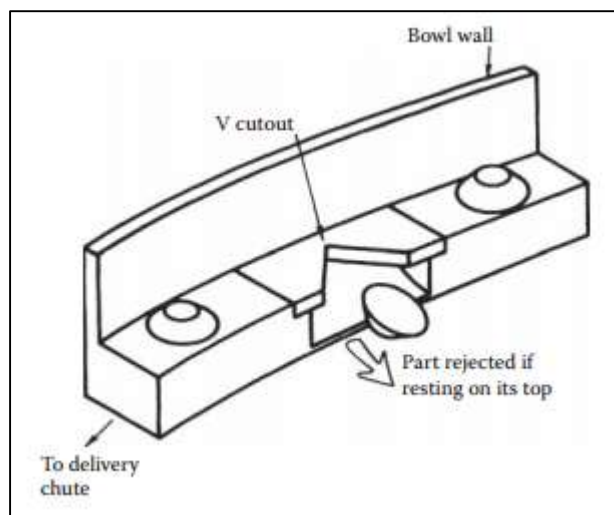


Nota. Representación gráfica de un feeder de bowl vibratorio. Tomado de A. K. Gupta, S. K. Arora, and J. R. Westcott, *Industrial Automation and Robotics*. 2017.

Su éxito radica en su versatilidad, se fabrica en diámetros desde 200 hasta 1000 milímetros [15] y se utiliza para alimentar una amplia gama de elementos, ya que sus guías se diseñan con la finalidad de permitir el paso de las piezas correctamente posicionadas geoméricamente y expulsar aquellas que no.

Figura 20.

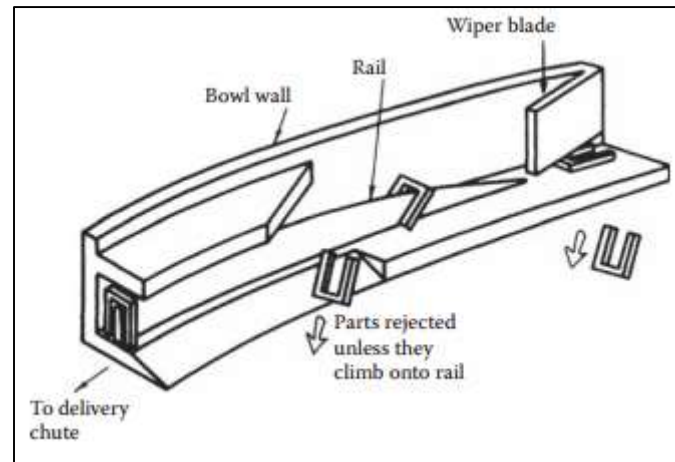
Guía de bowl vibratorio para conos truncados



Nota. Representación gráfica de la orientación de conos truncados en un bowl vibratorio. Tomado de B. Geoffrey, *Assembly Automation and Product Design*, 2nd ed. 2005.

Figura 21.

Guía de bowl vibratorio para partes con forma de U

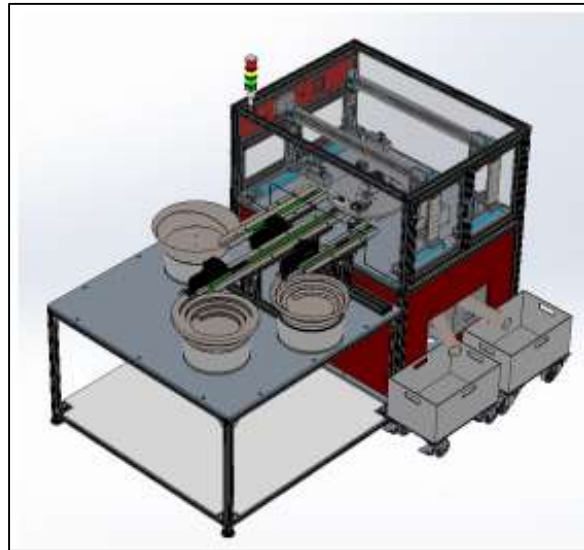


Nota. Representación gráfica de la orientación de partes con forma de U en un bowl vibratorio. Tomado de B. Geoffrey, *Assembly Automation and Product Design*, 2nd ed. 2005.

Como se mencionó anteriormente, los bowls vibratorios son ampliamente utilizados en la industria y el sector de la industria automotriz no es la excepción. En muchos casos, los fabricantes de equipo original (OEM) han actualizado sus procesos por medio de estos artefactos, uno de estos casos es el desarrollado por Veiga, Camphilo et al [23], donde se reemplazó un proceso de ensamble manual de conectores de cables, por uno automatizado que utiliza un conjunto de 3 bowls vibratorios, bandas transportadoras a la salida de los mismos, una mesa rotatoria, dos grippers neumáticos y diversos sistemas de visión artificial para identificar el correcto posicionamiento y ensamble de los componentes.

Figura 22.

Vista isométrica del diseño final de la máquina para ensamble de conectores de cables



Nota. Vista isométrica del diseño final de la máquina para ensamble de conectores de cables. Tomado de N. F. M. Veiga, R. D. S. G. Campilho, F. J. G. da Silva, P. M. M. Santos, and P. V. Lopes, “Design of automated equipment for the assembly of automotive parts,” *Procedia Manuf.*, vol. 38, no. 2019, pp. 1316–1323, 2019.

2.2.5 Sistemas de control

2.2.5.i. Proceso. Es el conjunto de equipo y material utilizado en una operación de manufactura, involucra una serie de variables que varían a lo largo del tiempo y, generalmente tener bajo control por lo menos una de ellas es necesario para asegurar su correcta ejecución[24].

2.2.5.ii. Variables de proceso (variables controladas). Se denomina variables de proceso a las propiedades físicas que proveen información sobre el mismo y se miden a través de sensores[25].

2.2.5.iii. Variables manipuladas. Son aquellas que cuyo valor o condición varia por medio del controlador y se utilizan para alterar el valor de las variables controladas. Por ejemplo, la posición de una válvula[24].

2.2.5.iv. Parámetros de proceso. Son los valores prestablecidos o “set points” de las variables controladas, dichos valores se requieren para que el proceso se realice de manera adecuada[25].

2.2.5.v. Perturbaciones. Son los cambios o interferencias en el proceso que afectan y hacen que las variables controladas se alejen de sus parámetros[24].

2.2.6 Controlador lógico programable (PLC)

El controlador lógico programable o PLC (programmable logic controller) es un controlador de procesos discretos basado en microprocesador, que utiliza instrucciones guardadas previamente con el fin de implementar funciones lógicas, de secuencia y de control matemático para el control de proceso de máquina y el control coordinado de máquinas y procesos, dicho control se genera por medio de energía eléctrica y tecnología computacional[25]. Debido a su funcionalidad y entorno, su diseño es robusto y está pensado para soportar las diversas condiciones que pueden llegar a presentarse dentro de una fábrica.

El control de procesos industriales a través del PLC se da a partir de la recolección de información a través de diversos sensores encargados de garantizar que las condiciones (variables de proceso) se encuentren dentro de los parámetros necesarios para la correcta realización del proceso, y la activación de las máquinas y dispositivos denominados actuadores.

Su invención en el año de 1968 por parte de Richard Morley se dio a partir de una serie de peticiones de la compañía General Motors y marcó un antes y un después en el mundo industrial. Esta nueva tecnología permitía una flexibilidad mucho mayor en comparación al método de control de procesos cableados, permitiendo entre muchas cosas, una fácil y rápida programación y reprogramación de los dispositivos como temporizadores y relés, menor ocupación de espacio de planta y mayor facilidad en el mantenimiento. Este conjunto de ventajas permitió un control de procesos mucho más complejos, a la vez que una mayor adaptabilidad a la tecnología que se desarrollaba en diversos ámbitos de la industria incluyendo la robótica, reduciendo el control de procesos por medio de cableado a labores mucho más sencillas y baratas.

2.2.6.i. Programa de ciclo de trabajo. Son las instrucciones grabadas en el PLC, se crea a partir de tomar el conjunto de acciones que requiere el proceso que se busca automatizar, y dividirlo en instrucciones lógicas y secuenciales. La función del PLC se basa en comparar en tiempo real el estado de las entradas, que están conectadas a los sensores del proceso con las instrucciones del programa de ciclo de trabajo, y según estas, ejecutar la acción requerida por medio de la activación o desactivación de las salidas, que están conectadas a los actuadores. Las instrucciones lógicas determinan cuáles salidas activar o desactivar según las condiciones

determinadas por las entradas, las instrucciones secuenciales determinan cuanto tiempo se mantienen las condiciones de las salidas.

2.2.6.ii. Tiempo de escaneo. El tiempo de escaneo de un PLC se define como el tiempo que tarda desde determinar el estado de las entradas hasta actualizar el estado de las salidas. Dicho proceso se realiza en tres fases o escaneos, durante el primer escaneo (escaneo de entrada) se verifica el estado de la entrada y se guarda dicha información en la memoria del PLC, en el segundo escaneo (escaneo de programa) se realizan las operaciones lógicas especificadas por el programa de ciclo de trabajo en base a los valores anteriormente guardados, finalmente, en el tercer escaneo (escaneo de salida) se actualiza el estado de las salidas. Para que se dé un correcto funcionamiento del PLC el tiempo de escaneo debe ser más rápido que el tiempo entre los cambios de las entradas, para la mayoría de PLCs dicho tiempo se encuentra entre 1 y 3 milisegundos.

2.2.6.iii. Componentes del PLC.

- Procesador

Es el componente encargado de examinar el estado de las señales de entrada, ejecutar las funciones lógicas y secuenciales, y operar las salidas. Se compone a su vez de uno o más microprocesadores diseñados para operaciones input output (I/O)[25].

- Unidad de memoria

Es el componente del PLC que se encarga de almacenar la información, se divide en dos secciones: La memoria de usuario, donde se guarda el programa de ciclo de trabajo; y la memoria de sistema donde se guarda la información operacional del controlador, es decir, el estado de las entradas y salidas.

- CPU

Se denomina unidad de procesamiento central o CPU por sus siglas en inglés (controller processing unit) al conjunto formado por el procesador y la unidad de memoria.

- Fuente de alimentación

Provee energía eléctrica al PLC, está específicamente diseñada para funcionar con una conexión a 120 Voltios de corriente alterna.

- Módulos I/O

Son la interfaz que relaciona el PLC con los sensores y actuadores (entradas y salidas), en sus inicios estaban diseñados para conectarse a la fuente de alimentación de 120 voltios AC, pero desde entonces han evolucionado a una variedad de diversas configuraciones, incluyendo alimentación AC, DC y relés (para las salidas). Otro desarrollo de los módulos I/O es la configuración analógica, que permite un mayor rango de uso de distintos sensores y actuadores.

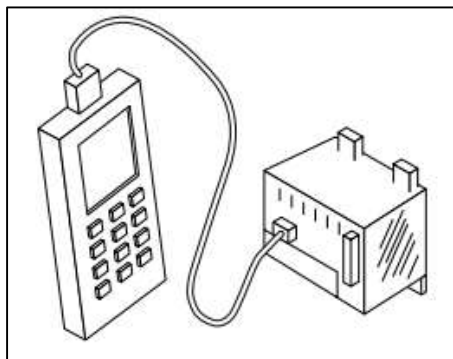
El tipo y cantidad de entradas y salidas seleccionadas dependen de la aplicación para la cual se requiera el PLC.

- Dispositivo de programación

Es el encargado de desarrollar e introducir el programa de ciclo de trabajo a la unidad de memoria del PLC. En los inicios de esta tecnología el dispositivo era una especie de panel colgante, y el código se subía a la memoria presionando las teclas indicadas. Actualmente, el dispositivo de programación más común es la computadora o PC, cuyas principales ventajas son una mayor facilidad a la hora de crear y editar el programa, y la posibilidad de simularlo antes de subirlo al PLC.

Figura 23.

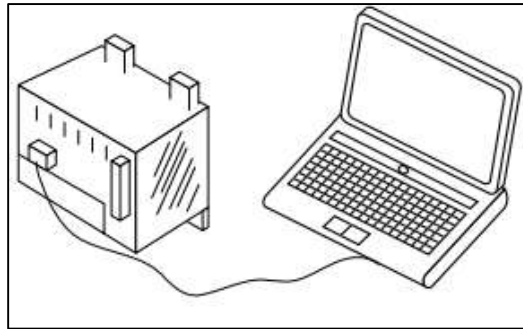
Dispositivo colgante de programación



Nota. Representación gráfica de un dispositivo colgante de programación. Tomado de D. E. Kandray, *Programmable Automation Technologies - An Introduction to CNC, Robotics and PLCs*. 2010.

Figura 24.

PC usado como elemento de programación



Nota. Representación gráfica de un PC usado como elemento de programación. Tomado de D. E. Kandray, *Programmable Automation Technologies - An Introduction to CNC, Robotics and PLCs*. 2010.

2.2.7 Actuadores neumáticos

Los actuadores neumáticos son dispositivos que funcionan mediante la transformación de la energía potencial que contiene el aire comprimido a energía cinética, para realizar un trabajo específico [26]. Existen dos tipos de actuadores neumáticos según el tipo de movimiento que se requiera ejecutar, para movimientos lineales se implementan los cilindros y para movimientos de giro se implementan los motores.

2.2.7.i. Cilindros neumáticos. Por lo general en los sistemas neumáticos los cilindros son los principales generadores de trabajo, ya que gracias a su capacidad de ejecutar movimientos de vaivén (avance y retroceso) proporcionan una alternativa eficaz para ejecutar procesos automatizados de carácter repetitivo si se tiene la configuración correcta de los actuadores [27]. Estos cilindros se activan por medio de una válvula de accionamiento electroneumático o únicamente neumático dependiendo del control que se ejecute. Existen diferentes tipos de cilindros los cuales se seleccionan dependiendo la aplicación que se requiera.

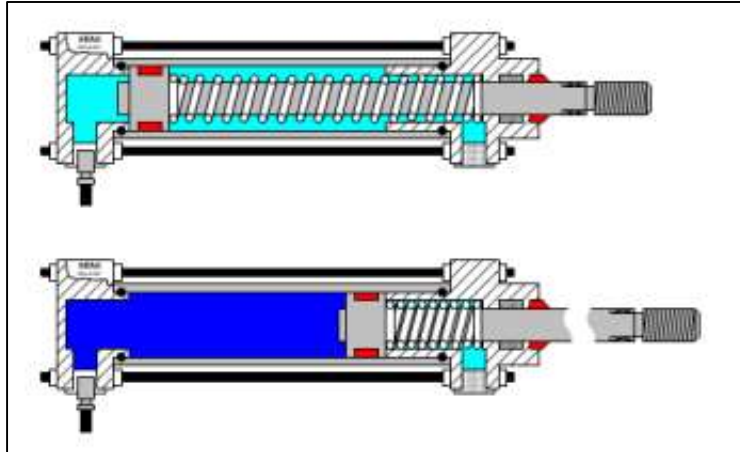
- Cilindros de simple efecto

Esta clase de cilindros desarrollan únicamente trabajo en un sentido que se obtiene al llenar la cámara de aire comprimido lo cual permite el desplazamiento del embolo [27], su retroceso se da mediante un resorte alojado en el cuerpo del cilindro alrededor del vástago. Esta clase de cilindro puede ser normalmente adentro o normalmente afuera, según la conexión que se presente con la válvula de control.

Los cilindros de este tipo se utilizan principalmente para ejecutar acciones como marcar, sujetar y expulsar elementos durante un proceso automatizado determinado, su consumo de aire es inferior a los cilindros de doble efecto de tamaños semejantes.

Figura 25.

Representación gráfica del cilindro de simple efecto

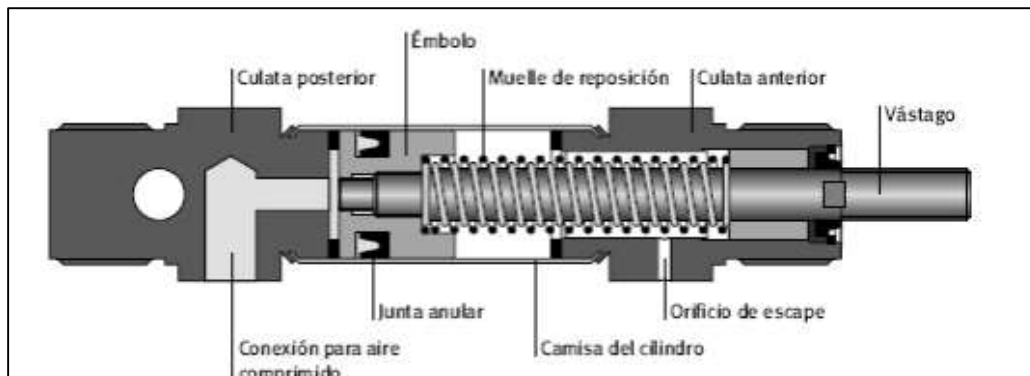


Nota. Posiciones para cilindro de simple efecto. Tomado de F. S. Valero, *Neumática*. 2010.

Normalmente los cilindros de simple efecto están compuestos principalmente por el émbolo, el vástago, tapas y empaques para el sellado, una conexión para aire comprimido y un orificio de escape de aire, normalmente son fabricados en acero inoxidable rectificadas o en fundición las piezas que poseen una geometría más compleja

Figura 26.

Partes de un cilindro de simple efecto

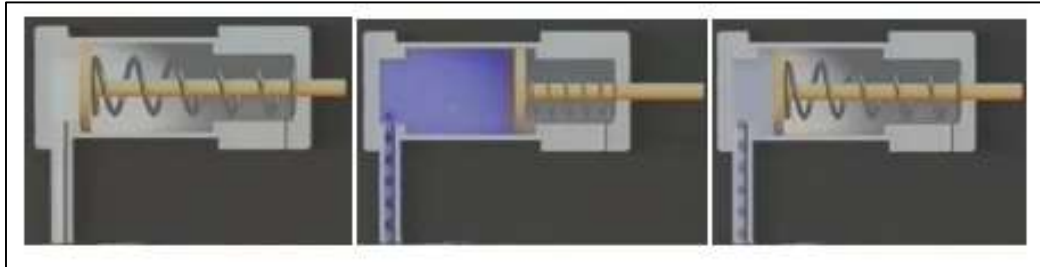


Nota. Partes de un cilindro de simple efecto. Tomado de P. Croser, J. Thomson, and F. Ebel, "Fundamentos de Electroneumática," 2000.

Si el empuje generado por la presión del aire comprimido suministrado es mayor que la resistencia a compresión del muelle (resorte), desplaza al embolo generando posteriormente la salida del vástago del pistón y a su vez el recogimiento del resorte, cuando se libera el aire el muelle se estira a su posición natural generando el retroceso del embolo y el vástago (ver figura 27)

Figura 27.

Funcionamiento cilindro de simple efecto



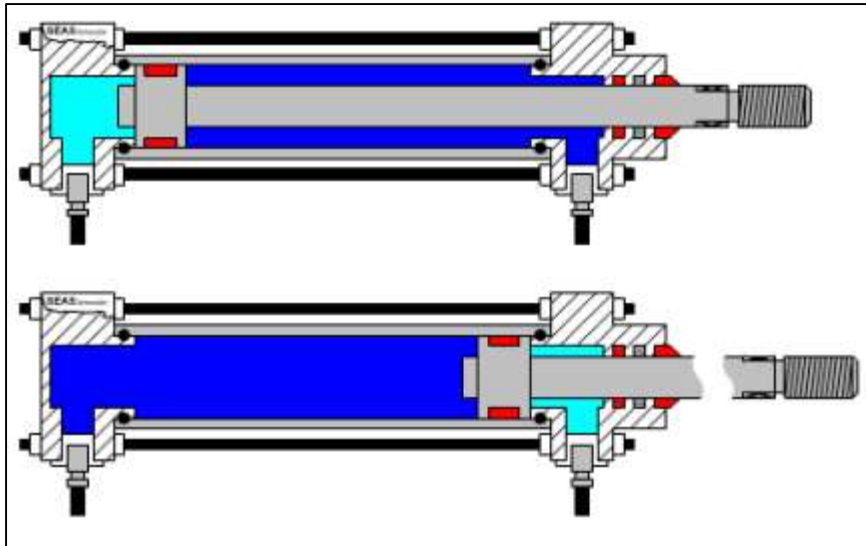
Nota. Funcionamiento cilindro de simple efecto. Tomado de “Video de Actuadores neumáticos de Festo Didactic,” 2010. <https://www.youtube.com/watch?v=pwFBxBEVIXs&NR=1>.

- Cilindros de doble efecto

Esta clase de cilindros ejecutan tanto el movimiento de avance como el de retroceso por la acción del aire comprimido, lo que permite ejecutar trabajo en ambos sentidos, esto es posible gracias a que cuenta con dos cámaras para suministro de aire (dos caras del embolo) ver Figura 24. No cuenta con muelle de retroceso por lo que se requiere siempre suministrar aire en alguna de las cámaras para desplazar el embolo y a su vez el vástago. Como el volumen ocupado por el vástago es significativo en relación al tamaño del cuerpo del cilindro se requiere menos aire para el retroceso del cilindro que para el avance [27]. Para seleccionar un cilindro se deben considerar los siguientes parámetros: longitud de carrera del vástago, fuerza de avance y retroceso del embolo, presión del aire comprimido y velocidad del ciclo.

Figura 28.

Representación gráfica del cilindro de doble efecto



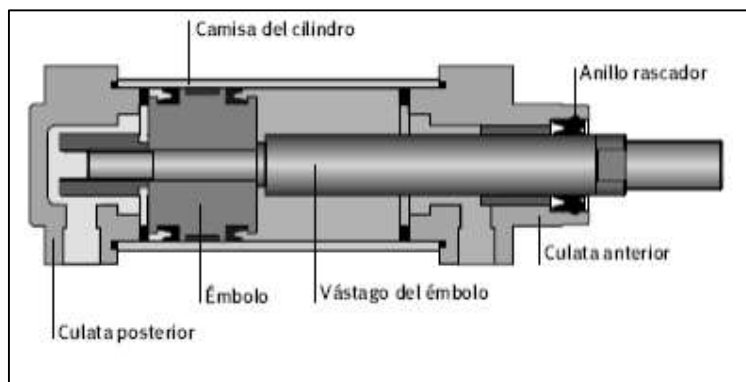
Nota. Representación gráfica de las posiciones para cilindro de doble efecto.

Tomado de F. S. Valero, *Neumática*. 2010.

Los componentes del cilindro de doble efecto son muy similares a los de simple efecto, con pocas variaciones en el cuerpo del cilindro para adaptar las cámaras de aire que desplazarán el vástago, ya que posee dos entradas de aire y un sistema de sellado especial en el émbolo (ver figura 29) [28]. Su fabricación normalmente es en acero inoxidable rectificado sin soldadura salvo algunos casos que se fabrican en latón o bronce.

Figura 29.

Partes de un cilindro de doble efecto



Nota. Partes de un cilindro de doble efecto. Tomado de P. Croser, J.

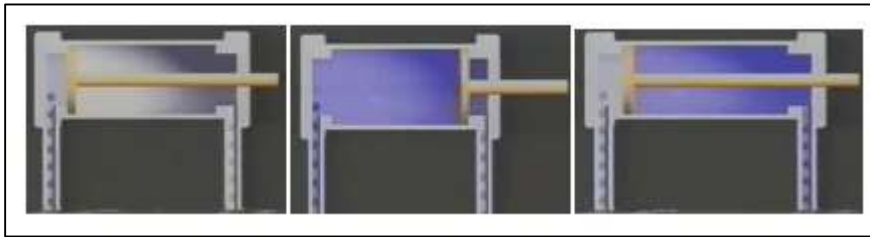
Thomson, and F. Ebel, "Fundamentos de Electroneumática," 2000.

El campo de acción para este tipo de cilindros es mucho más extenso debido a que por norma general los cilindros de esta clase permanecen con una de las dos cavidades con aire

comprimido lo cual garantiza la posición sin posibilidad de fallo inesperado [28], el uso de dichos actuadores genera ventajas como: la posibilidad de ejecutar trabajo en ambas direcciones, no se genera pérdida de fuerza en el accionamiento por la ausencia del resorte o muelle de las válvulas de simple efecto, para un cilindro de mismo tamaño es mayor la carrera para un cilindro de doble efecto que de simple efecto. En la figura 26 se puede apreciar el funcionamiento de esta clase de cilindros.

Figura 30.

Funcionamiento de un cilindro de doble efecto



Nota. Funcionamiento de un cilindro de doble efecto. Tomado de Tomado de “Video de Actuadores neumáticos de Festo Didactic,” 2010. <https://www.youtube.com/watch?v=pwFBxBEVIXs&NR=1>.

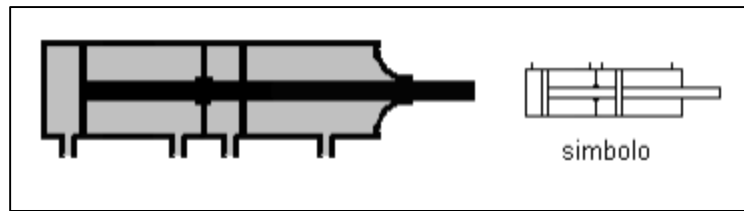
- Cilindros especiales

Los cilindros anteriormente explicados son los más usuales para aplicaciones normales en la automatización industrial [30]. Sin embargo, existen casos especiales en donde se adecua la configuración de estos cilindros para funciones específicas, algunos de estos cilindros pueden ser:

- Cilindro Tándem. Es la unión de un par de cilindros de doble efecto y tiene como propósito particular sumar la fuerza generada por los émbolos de cada cilindro, se usan en casos particulares donde hay limitaciones espaciales para implementar un cilindro del diámetro necesario para ejecutar una fuerza requerida.

Figura 31.

Esquema y símbolo ISO del cilindro Tandem.

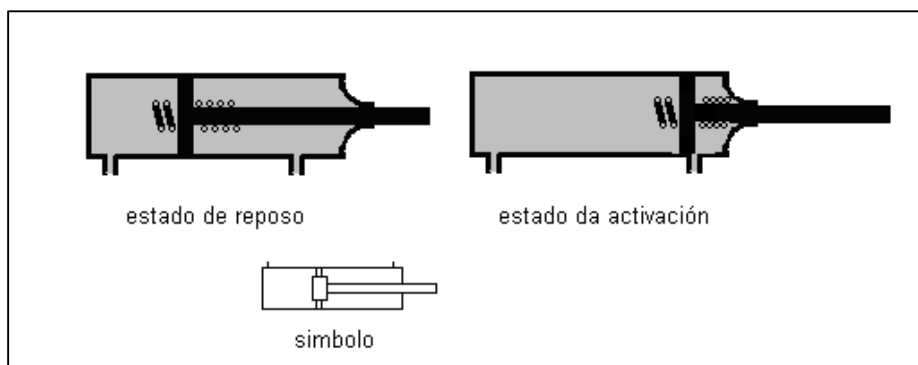


Nota. Esquema y símbolo ISO del cilindro Tandem. Tomado de J. C. Villamizar, *Control de procesos industriales*. 2004

- Cilindro de impacto. Esta clase de cilindro adopta su nombre gracias a la velocidad con la que sale el vástago al activarse, esto es debido a que cuenta con una pre cámara de aire comprimido en donde se almacena el fluido hasta una presión determinada lo que genera una salida bastante brusca del embolo por la presión acumulada [30]. Este tipo de impacto solo se ejecuta en un sentido por lo que el retorno del embolo es de manera ordinaria.
- Cilindro de amortiguación interna. Para aquellos casos en donde la carga a desplazar es significativamente considerable, se implementa un sistema de amortiguación con el fin de evitar daños por un choque brusco, el cual entra en funcionamiento antes de llegar al final de carrera [26].

Figura 32.

Cilindro de amortiguación interna

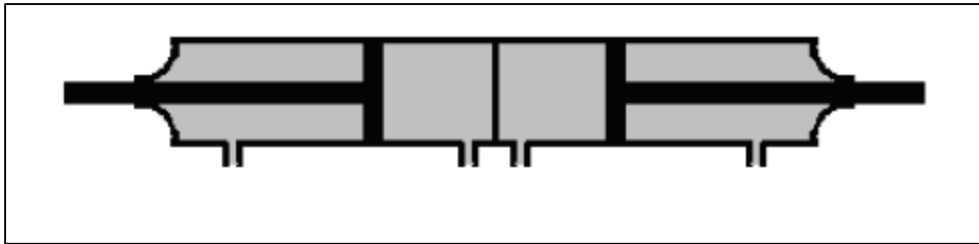


Nota. Cilindro de amortiguación interna, esquema y simbología ISO. Tomado de J. C. Villamizar, *Control de procesos industriales*. 2004

- Cilindro multiposicional. Este tipo de cilindro es la unión de al menos dos cilindros neumáticos de doble efecto dispuestos en direcciones contrarias con el fin de obtener mínimo 4 posiciones y varias direcciones para ejecutar trabajos.[30]

Figura 33.

Esquema de cilindro multiposicional.

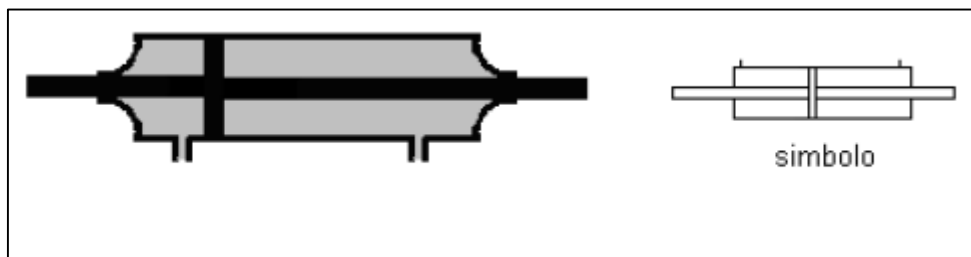


Nota. Esquema de cilindro multiposicional. Tomado de J. C. Villamizar, Control de procesos industriales. 2004

- Cilindro con vástago reforzado. Esta clase de cilindro se caracteriza por tener un vástago extendido por ambos costados del cuerpo del cilindro [26], la guía del vástago posee mejores características puesto que dispone de dos cojinetes lo que le permite absorber cargas laterales, la ubicación del vástago permite ejercer una fuerza de igual magnitud en ambos sentidos.

Figura 34.

Cilindro de vástago reforzado



Nota. Cilindro de vástago reforzado esquema y simbología ISO. Tomado de J. C. Villamizar, Control de procesos industriales. 2004.

2.2.7.ii. Electroválvulas. Las electroválvulas o válvulas electromagnéticas son elementos utilizados en la automatización industrial para controlar procesos [31], al permitir determinar la activación o desactivación de un actuador, regulando el sentido del caudal del fluido enviado por una bomba en caso de ser un sistema hidráulico o un compresor en el caso de ser un sistema neumático. Estas válvulas como su nombre lo indican son de funcionamiento eléctrico y su activación se da mediante un pulso generado por un contador, temporizador, presostato, termostato, final de carrera eléctrico, entre otros.

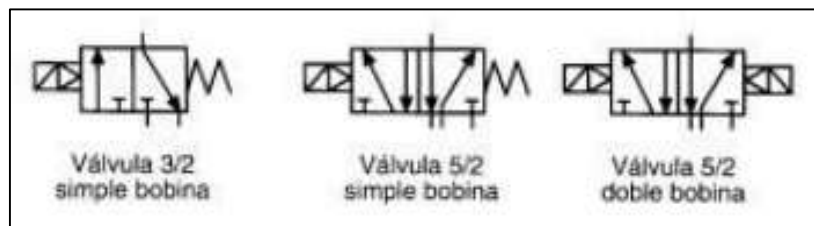
El funcionamiento de estos elementos de control se da mediante el principio de inducción magnética que activa o desactiva los contactos de los solenoides (contacto eléctrico de

activación) en las válvulas [26]. Consiste de un núcleo de hierro que lleva un embobinado el cual, al recibir una tensión eléctrica de los terminales de contacto, genera su desplazamiento para cambio de posición de la válvula.

Las válvulas electromagnéticas se clasifican según el número de elementos de activación que posea, monoestables si son de un solo solenoide y biestables si son dos. De igual forma el nombramiento de estos elementos se da por un fraccionario determinado por el número de vías de la válvula (numerador) y el número de posiciones que puede adoptar la válvula (denominador). A continuación, se presentarán algunos ejemplos de válvulas con sus respectivos símbolos:

Figura 35.

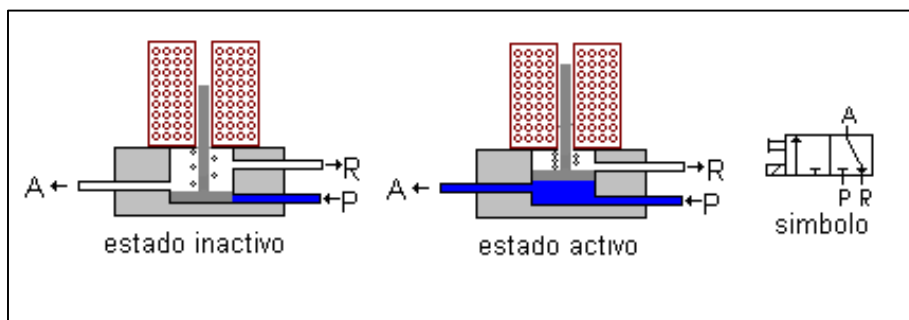
Simbología de electroválvulas de dos posiciones



Nota. Simbología ISO para válvulas de dos posiciones. Tomado de J. C. Villamizar, Control de procesos industriales. 2004.

Figura 36.

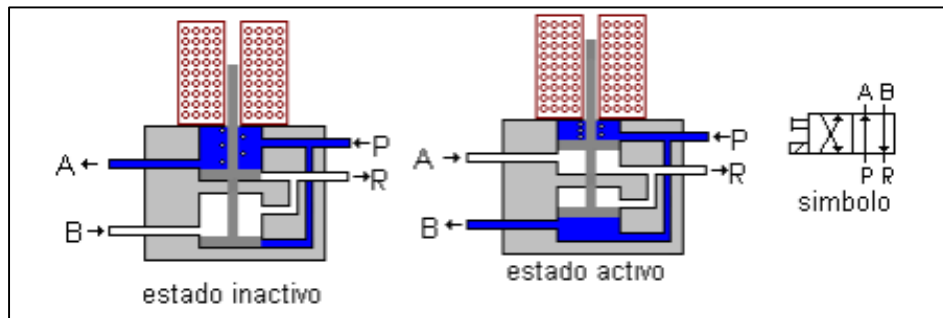
Electroválvula 3/2 monoestable



Nota. funcionamiento de electroválvula 3/2 monoestable. Tomado J. C. Villamizar, Control de procesos industriales. 2004.

Figura 37.

Electroválvula 4/2 monoestable.



Nota. Funcionamiento válvula 4/3 monoestable. Tomado de J. C. Villamizar, Control de procesos industriales. 2004.

2.2.7.iii. Pinza neumática. Un gripper o pinza es un dispositivo que permite sujetar, apretar, manipular y soltar objetos presentes en un proceso de automatización específico buscando simular el comportamiento de una mano humana [32]. Dicho componente se puede implementar en un sistema robótico (inteligencia artificial) o en un sistema de automatización estándar o fija, existen diversos tipos de pinzas en el mercado para las diferentes geometrías de piezas en la industria.

Figura 38.

Fotografía de una pinza neumática.



Nota. Fotografía de una pinza neumática. Tomado de “Página web Automation. ‘Gripper 101 What is a gripper.’”
[https://www.automation.com/en-us/articles/2011-1/gripper-101-what-is-a-gripper.](https://www.automation.com/en-us/articles/2011-1/gripper-101-what-is-a-gripper)

Estos elementos funcionan mediante el suministro de aire comprimido dirigido a un cilindro localizado en el cuerpo de la pinza el cual mediante un mecanismo de acople mecánico permite

la apertura y cierre de las mordazas, existen 3 tipos de pinzas según los movimientos de las mordazas de agarre en relación al cuerpo de la pinza:

- Pinza paralela: en este caso las mordazas se mueven de forma paralela con respecto al cuerpo de la pinza lo que asegura una precisión en el agarre con respecto a otras pinzas
- Pinza angular: para este tipo de pinza, las mordazas abren y cierran con respecto a un punto de pivote central, generando así un movimiento de barrida o arco. Este tipo de pinzas se utiliza principalmente cuando el espacio con el que se cuenta es reducido y se desea ejecutar un movimiento hacia arriba y afuera de forma simultánea.
- Pinza de palanca: en este caso también se cuenta con un punto de pivote, el cual actúa como un bloqueo en forma de palanca, esto permitiendo tener una amplia relación entre la fuerza de agarre y el peso, dicho mecanismo puede permanecer bloqueado incluso si se cancela el suministro de aire comprimido.

Los tipos de pinza más comunes son las de dos mordazas (dos ubicaciones para los dedos que entran en contacto con las piezas), en donde cada una de estas se mueven de forma sincrónica abriéndose y cerrándose en dirección al eje central, de igual forma existen pinzas con tres mordazas (tres ubicaciones para los dedos que entran en contacto con las piezas) en las cuales se presenta más agarre y una posibilidad de centrar mejor las piezas.

De igual forma existen dos formas de sujeción para las pinzas, interna y externa. Comúnmente es implementado el agarre externo, a menos que la geometría de la pieza permita la sujeción interna (por medio de un agujero) y el proceso a realizar requiera de la superficie exterior de la pieza.

2.2.7.iv. Ventosas. Una ventosa es una pieza que se encarga de sujetar algún objeto presente en un proceso, por lo tanto, es el conector entre un actuador ya sea neumático o robótico y un producto [33], estos elementos aportan grandes beneficios a los sistemas de automatización industrial, ya que, por la amplia variedad de referencias en el mercado, es posible proporcionar agarre a diferentes tipos de pieza, adaptándose a su geometría, espesor, textura, etc. En la actualidad existen dos grandes grupos de ventosas dependiendo el sistema con el que se ejecuta el agarre de piezas:

- Ventosas de vacío

Este tipo de ventosa en particular implementa presión negativa (de vacío) para sujetar las piezas al generar una diferencia de presiones, este tipo de ventosa funciona al colocarse sobre una

superficie determinada, al adherirse expulsa el aire contenido al exterior, en el momento que deja de ejercer presión, la ventosa vuelve a su posición normal, creando de este modo una presión en su interior de magnitud significativa la cual permite sujetar firmemente las piezas.

Para generar la diferencia de presiones es necesario contar con una bomba de vacío en el sistema, responsable de evacuar el aire alojado en la ventosa y adicionalmente es necesario un sistema para anular el vacío y eyectar la pieza.

Figura 39.

Tipos de ventosas de vacío



Nota. Opciones de ventosa de vacío según proveedor. Tomado de “Página web. Revista de robots.” <https://revistaderobots.com/sistemas-devacio/ventosas-de-vacio-para-aplicaciones-industriales/>.

- Ventosas magnéticas

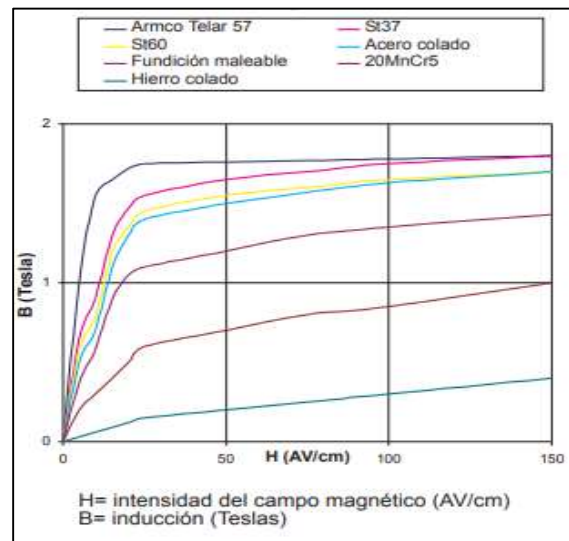
Esta clase de ventosas sujetan las piezas mediante la atracción magnética entre la ventosa y una pieza metálica, lo cual restringe el uso de este tipo de sujetador para piezas de materiales ferromagnéticos (ver figura 36) [34]. Las ventosas generan sobre la superficie de la pieza a sujetar un campo magnético entre dos polos Norte y Sur. Cuando la pieza entra en contacto con la ventosa el circuito magnético se completa al contar con esta, lo que incrementa flujo magnético.

La fuerza de atracción es constante. El valor máximo de la fuerza de mantenimiento (F_m), es definido por la geometría, tamaño y peso de la pieza a sujetar, lo que indica que para una misma

ventosa las fuerzas de mantenimiento son variables dependiendo del material que se quiera mantener sujeto.

Figura 40.

Curva de imantación



Nota. Curva de imantación de diversos materiales ferromagnéticos. Tomado de “Página web de NAFSA.”

https://www.nafsa.es/imagenes/NAFSA_Explicación-técnicaventosas_SP_1_20172.pdf.

A continuación, se presentan los tipos de ventosas magnéticas:

- Ventosas electropermanentes con imán incorporado: atraer y mantener la pieza del material ferromagnético es gracias a los imanes permanentes incluidos en la ventosa[34], esta no presenta armaduras móviles y es de circuito magnético abierto. Adicional a los imanes permanentes se adiciona una bobina que cuando se excita anula parte del campo magnético del imán, permitiendo así soltar la pieza, al cesar la excitación la ventosa recupera su fuerza inicial.
- Ventosas electromagnéticas: la atracción y el mantenimiento de la pieza de material ferromagnético se obtiene al excitar la bobina, no presenta armaduras móviles y de igual forma es de circuito magnético abierto. Al concluir la excitación de la bobina la pieza es soltada por la ventosa.
- Ventosa magnética neumática: su funcionamiento es netamente neumático, similar al de un cilindro de doble efecto sin vástago, la cual, cuenta con imán permanente en la parte inferior del embolo [35]. En el momento que la válvula de control para la ventosa genera el paso

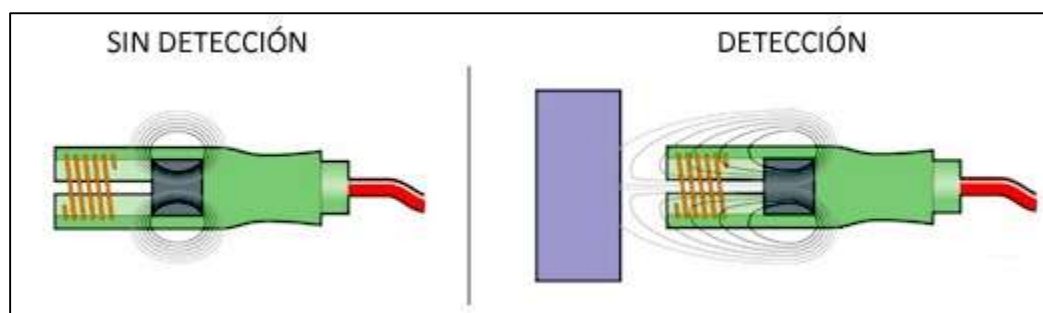
para la posición de apertura, el imán estará más cerca de la pieza ferromagnética por lo que la sujetará, cuando la válvula cambia de posición el embolo magnético se aleja del objeto a sujetar, lo que genera la liberación de la misma.

2.2.8 Sensor inductivo

Un sensor inductivo tiene como función principal determinar la distancia con respecto a un objeto metálico sin necesidad de algún tipo de contacto directo, a esta distancia de reconocimiento de piezas se le conoce como distancia de conmutación (Distancia S), si el sensor no capta ningún objeto en el rango de distancia mencionado, se dispara un pulso eléctrico, el cual servirá como señal para un sistema de control específico [36]. Dicho sensor es muy común en la industria para ejecutar proyectos de automatización ya que se puede adaptar para medir diferentes tipos de variables como lo son: movimiento, posición y nivel.

Figura 41.

Funcionamiento del sensor inductivo



Nota. Funcionamiento del sensor inductivo. Tomado de “Página web de Luis Llamas.”
<https://www.luisllamas.es/detector-de-metales-conarduino-y-sensor-inductivo/>.

Para su funcionamiento, el sensor cuenta con una superficie activa en su parte frontal que funciona como un oscilador, el cual genera un campo magnético en un semicírculo que, al captar un objeto metálico en el rango de distancia, debilita el campo, lo que genera el reconocimiento por parte del sensor para su activación, dichos sensores tienen un rango de funcionamiento de 0,5 mm a 50 mm dependiendo de la referencia que se refleja en la magnitud del campo magnético generado.

Esta clase de sensores detectan metales como: acero, hierro colado, níquel, acero inoxidable, cobre, aluminio y latón.

2.2.9 Sensor capacitivo

Esta clase de sensores son especiales para ejecutar control y mediciones de distancia en espacios muy pequeños, ya que permite determinar valores en rangos nanométricos [38], por tal motivo esta clase de sensores son usados para un amplio campo de aplicaciones tanto para la industria como para lo cotidianidad de las personas, se pueden usar en: pantallas táctiles, instalaciones de montajes industriales, en microscopios, entre otras aplicaciones.

Los sensores capacitivos funcionan mediante el principio que emplean los condensadores de placas ideales, en donde una de las capas es el sensor y la otra es el elemento a sensar, entre estas dos placas se genera un campo de tensión eléctrica. Un anillo protector dispuesto en el cuerpo del sensor garantiza la homogeneidad del campo. La señal es captada cuando un cuerpo ajeno se dispone entre las dos placas, dicho fenómeno es medible y controlado por una señal emitida por el sensor. Dichas placas acumulan cierta cantidad de carga (Q), la relación existente entre dicha carga y la tensión eléctrica suministrada (U), se denomina capacitancia (C).

$$C = \frac{Q}{U}$$

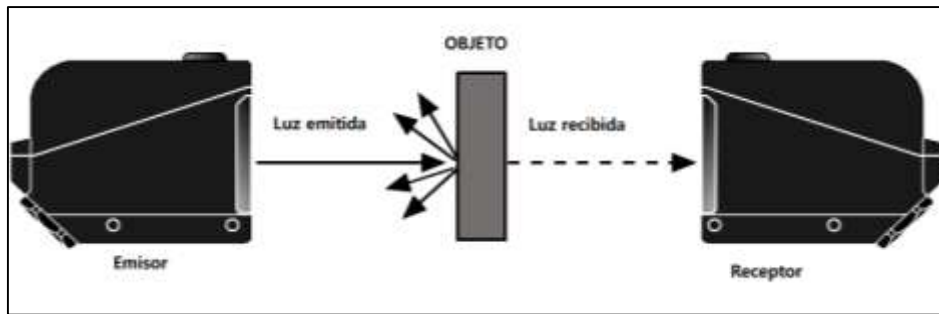
2.2.10 Sensor fotoeléctrico

Un sensor fotoeléctrico es aquel dispositivo que detecta ya sea la presencia o alguna característica física (color, dimensión. Tamaño, textura, brillo) de algún objeto, mediante un rayo de luz ya sea visible o no visible [39]. Esta clase de sensores permite detectar objetos sin necesidad de un contacto directo a una velocidad elevada si así se requiere y no presenta alteración en su señal por campos magnéticos externos, existen diferentes categorías de sensores fotoeléctricos dependiendo la forma en que detectan los objetos (Toda la información de sensores fotoeléctricos presentada a continuación fue tomada de [39]):

2.2.10.i. Barrera o emisor – receptor. En esta clase de sensor se detectan los objetos mediante la diferencia en la intensidad de la luz emitida en comparación a la recibida.

Figura 42.

Sensor de barrera

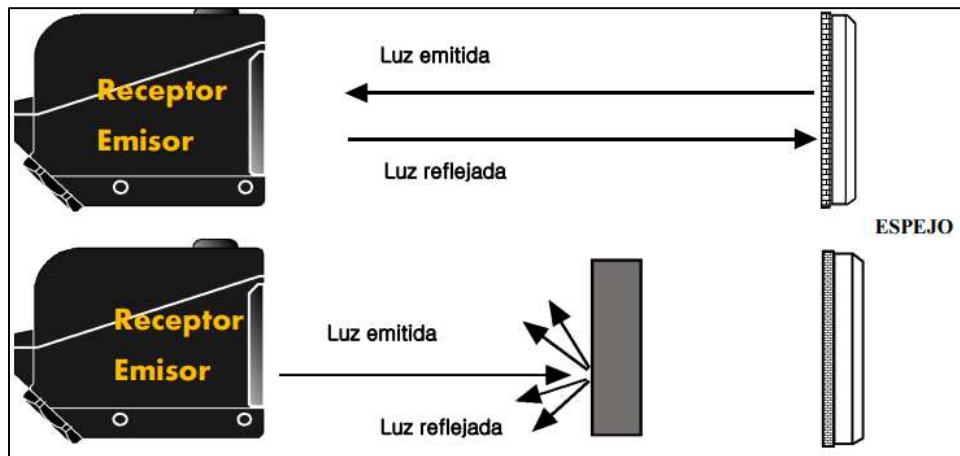


Nota. Sensor de barrera. Tomado de Autonics, “Sensores fotoeléctricos.”

2.2.10.ii. Retro reflectivo. Esta clase de sensor utiliza una clase de material reflectante (espejo), con el fin de comparar la diferencia entre la cantidad de luz emitida y la cantidad de luz recibida luego de reflejarse, esta clase de sensores posee tan el emisor como el receptor en un único cuerpo.

Figura 43.

Sensor retro reflectante



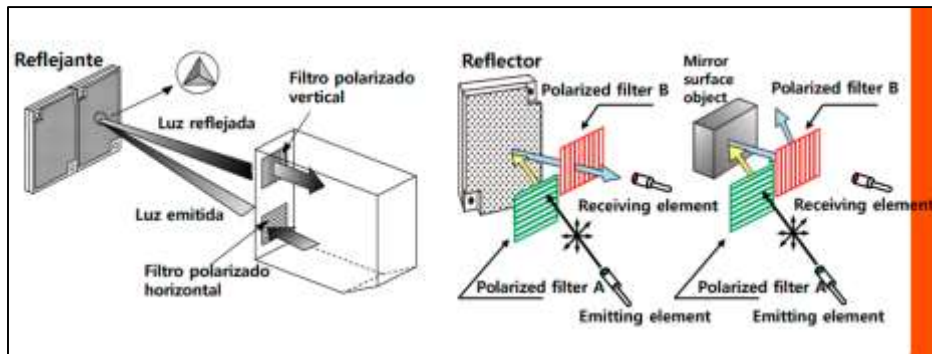
Nota. Sensor retro reflectante. Tomado de Autonics, “Sensores fotoeléctricos.”

➤ Retro reflectivo polarizado

Esta clase de sensor tiene un funcionamiento semejante al del sensor retro reflectivo convencional, con la adición de un filtro polarizado con el fin de recibir únicamente la luz reflejada del espejo. Se implementa para detectar objetos con un acabado superficial brillante.

Figura 44.

Sensor reflectivo polarizado



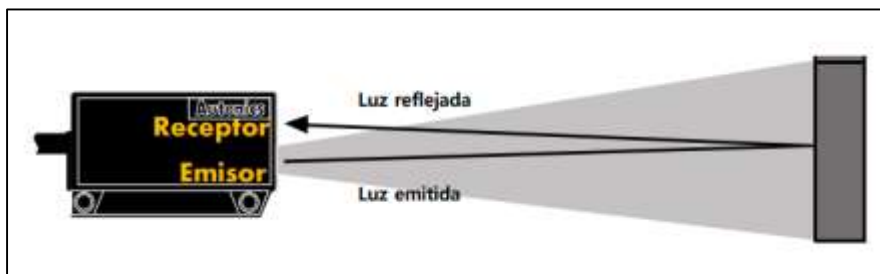
Nota. Sensor reflectivo polarizado. Tomado de Autonics, “Sensores fotoeléctricos.”

➤ Difuso reflectivo

Esta clase de sensor detecta recibiendo directamente la luz reflejada por el objeto que se interpone en el rayo de luz, esta clase de sensor posee tanto el emisor como el receptor en un mismo cuerpo

Figura 45.

Sensor difuso reflectivo



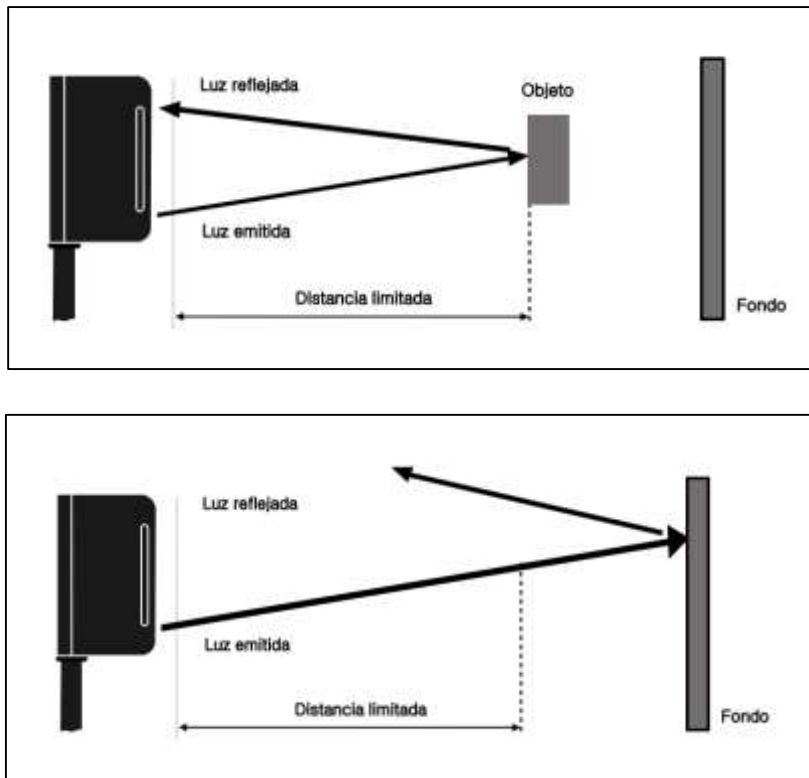
Nota. Sensor difuso reflectivo. Tomado de Autonics, “Sensores fotoeléctricos.”

➤ Convergente reflectivo

Al igual que el difuso reflectivo esta clase de sensor refleja el rayo de luz en el objeto que pasa, con la diferencia que tiene un fondo definido y una distancia limitada para captar los elementos.

Figura 46.

Sensor convergente reflectivo



Nota. Sensor convergente reflectivo, en la imagen superior se observa la detección del objeto, y en la inferior se muestra como la señal no llega al receptor. Tomado de Autonics, “Sensores fotoeléctricos.”

2.2.11 Contactor

Un contactor es un elemento eléctrico, capaz de cerrar o abrir contactos en un circuito mediante la energización de un relé o bobina, la cual es un electro imán que genera un campo magnético al recibir carga y que ejecuta la apertura o cierre de los demás contactos, al desenergizar la bobina, los contactos vuelven a su estado original (ver figura 42), su principal aplicación es controlar el arranque y paro de los motores eléctricos, aunque tiene diversas aplicaciones en los sistemas de control para manipular máquinas que funcionan a voltajes e intensidades superiores a los emitidos en las salidas de los PLC [40].

Figura 47.

Visualización de un contactor

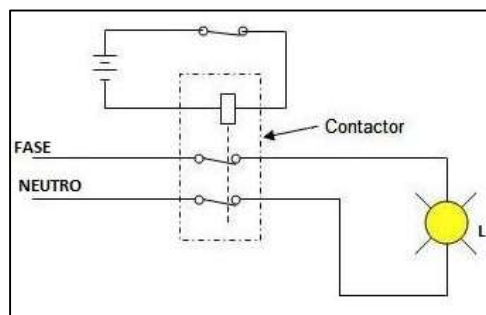


Nota. Simbología y apariencia de un contactor. Tomado de “Página web Área Tecnología.” <https://www.areatecnologia.com/electricidad/contactor.html>.

Para seleccionar un contactor es necesario considerar la tensión y potencia nominal del elemento a manipular, la cantidad de fases presentes en la máquina para determinar el número de contactos necesarios para el contactor (ver figura 43 y 44), número aproximado de activaciones en un periodo determinado de tiempo y el tipo de conexión requerido por la máquina.

Figura 48.

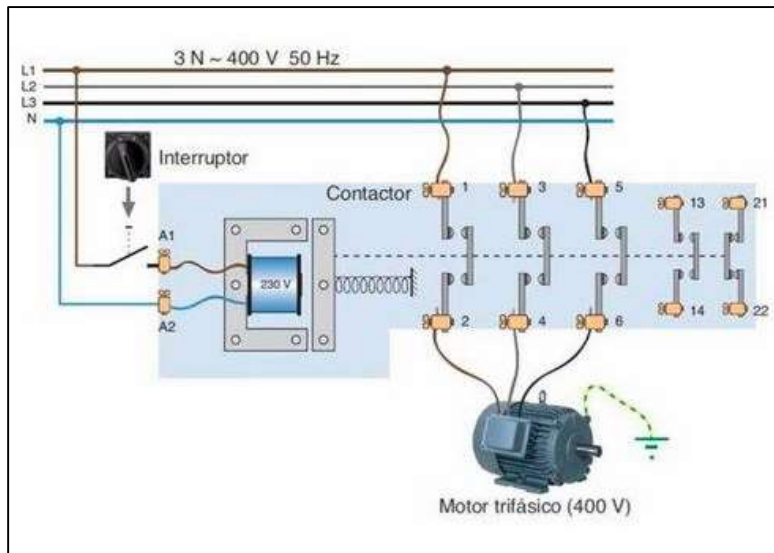
Contactor monofásico



Nota: Circuito de un contactor monofásico. Tomado de “Página web Área Tecnología.” <https://www.areatecnologia.com/electricidad/contactor.html>.

Figura 49.

Contactor trifásico



Nota. Circuito para un contactor trifásico. Tomado de “Página web Área Tecnología.

<https://www.areatecnologia.com/electricidad/contactor.html>.

Existen diversas categorías para seleccionar los contactores según las condiciones de operación a las cuales estarán expuestos por el tipo de dispositivo a controlar, estas categorías son [40]:

- AC1 (Condiciones ligeras): este tipo de contactor es el indicado para el control de cargas que posean bajo efecto inductivo a excepción de los motores, como por ejemplo lámparas de incandescencia y calefactores eléctricos.
- AC2 (Condiciones normales): este tipo de contactor es el indicado para aplicaciones con corriente alterna y para el arranque y cambio de marcha de los motores de anillos, así como para aplicaciones de centrifugado
- AC3 (Condiciones difíciles): este tipo de contactor es el indicado para aplicaciones de arranques largos o a plena carga de motores asíncronos como por ejemplo compresores, ventiladores, aires acondicionados, y motores frenados por contracorriente
- AC4 (Condiciones Extremas): este tipo de contactor es el indicado para motores asíncronos como por ejemplo grúas y ascensores al igual que para frenado por contracorriente e inversión de marchas.

3. CARACTERIZACIÓN DEL PROCESO

El proceso de subensamble o vestida de pistón hace parte de la fabricación de amortiguadores de la línea convencional de la empresa Gabriel de Colombia S.A, la principal función que cumple este conjunto en el producto terminado es permitir el paso correcto de aceite a través del amortiguador gracias al diseño del carrier y el número de perforaciones que se realizan en el pistón dependiendo de la referencia de amortiguador a fabricar.

Como se ha mencionado anteriormente, el proceso consiste en la superposición de cinco diferentes elementos (pistón, arandela, o´ring, carrier y resorte) y en la actualidad es realizado de manera manual por un operario. Dentro de este proceso se manejan tres distintas referencias de tamaño (1", 1 3/16" y 1 3/8") y para el caso del carrier se manejan cinco subreferencias por cada una dependiendo del número de ranuras que posea (estas pueden ser de cero a cuatro). Para ilustrar mejor cada una de las piezas, se modelaron en el programa SolidEdge ST9 a partir de los planos dados por la empresa (Anexo 1) y se determinó su volumen y su masa a partir de la densidad del material con el cual se fabrican, además de otras propiedades físicas. A continuación, se muestran algunos de los sólidos modelados de la referencia 1 3/8", y los datos de cada una de las piezas tabulados.

Figura 50.

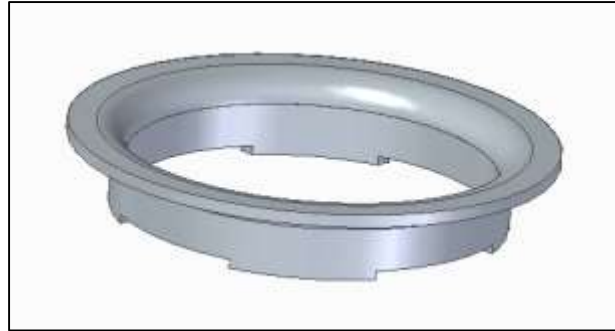
Carrier 1 3/8" sin ranuras (360012-1)



Nota. Solido del carrier de la referencia 1"3/8, referencia interna de la empresa 360012-1, realizado en SolidEdge.

Figura 51.

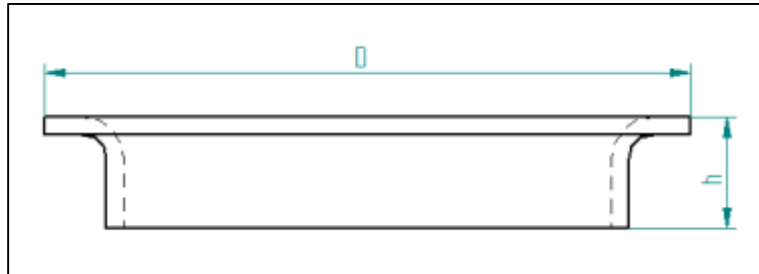
Carrier 1 3/8'' con 4 ranuras (360012-5)



Nota. Solido del carrier de la referencia 1 3/8'', referencia interna de la empresa 360012-5, realizado en SolidEdge.

Figura 52.

Esquema dimensional del carrier



Nota. Esquema dimensional genérico para el carrier, realizado en SolidEdge.

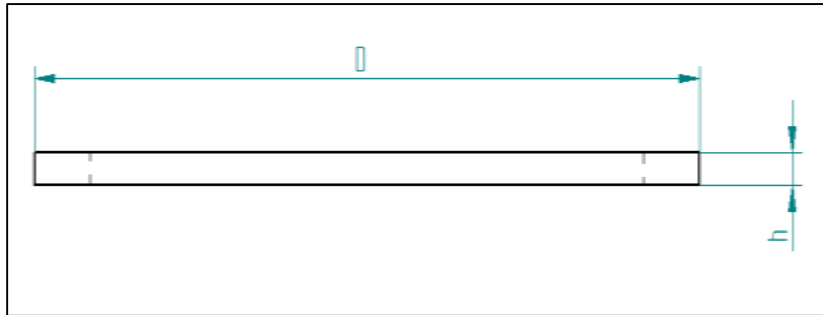
Figura 53.*Propiedades físicas del carrier*

Carrier	Masa (Kg)	Volumen real(mm ³)	Volumen sin agujeros(mm ³)	h (mm)	D (mm)	Centro de masa (mm)		
						x	y	z
1" (300033-1)	0,003	362,88	1644,9	4,86	25,02	0	0	1,73
1" (300033-2)	0,003	360,309	1644,9	4,86	25,02	0	-0,07	1,71
1" (300033-3)	0,003	357,734	1644,9	4,86	25,02	0	0	1,69
1" (300033-4)	0,003	355,159	1644,9	4,86	25,02	0	0	1,67
1" (300033-5)	0,003	352,585	1644,9	4,86	25,02	0	0	1,65
1" 3/16 (310024-1)	0,005	619,821	2764,1	5,95	29,72	0	0	2,11
1" 3/16 (310024-2)	0,005	615,632	2764,1	5,95	29,72	0,07	0	2,09
1" 3/16 (310024-3)	0,005	611,443	2764,1	5,95	29,72	0	0	2,06
1" 3/16 (310024-4)	0,005	607,254	2764,1	5,95	29,72	0	0	2,04
1" 3/16 (310024-5)	0,005	603,065	2764,1	5,95	29,72	0	0	2,01
1" 3/8 (360012-1)	0,005	691,998	3898,9	5,9	34,34	0	0	2,13
1" 3/8 (360012-2)	0,005	685,296	3898,9	5,9	34,34	-0,13	0	2,09
1" 3/8 (360012-3)	0,005	678,595	3898,9	5,9	34,34	0	0	2,06
1" 3/8 (360012-4)	0,005	671,894	3898,9	5,9	34,34	0	0	2,02
1" 3/8 (360012-5)	0,005	665,193	3898,9	5,9	34,34	0	0	1,99

Nota. Propiedades físicas del carrier para todas las referencias, obtenidas a partir de SolidEdge.

Figura 54.

Esquema dimensional de la arandela



Nota. Esquema dimensional genérico para la arandela, realizado en SolidEdge.

Figura 55.

Propiedades físicas de la arandela

Arandela	Masa (Kg)	Volumen real(mm ³)	Volumen sin agujeros(mm ³)	h (mm)	D (mm)	Centro de masa (mm)		
						x	y	z
1"	0,002	229,627	679,4	1,36	25,22	0	0	0,68
1 3/16"	0,003	352,841	959,4	1,36	29,97	0	0	0,68
1 3/8"	0,003	399,219	1295,1	1,36	34,82	0	0	0,68

Nota. Propiedades físicas de la arandela para todas las referencias, obtenidas a partir de SolidEdge.

Figura 56.

O'ring 1 3/8''



Nota. Sólido del o'ring de la referencia 1 3/8'', realizado en SolidEdge.

Figura 57.

Esquema dimensional del o'ring



Nota. Esquema dimensional genérico para el o'ring, realizado en SolidEdge.

Figura 58.

Propiedades físicas del o'ring

O-Ring	Masa (Kg)	Volumen real(mm ³)	Volumen sin agujeros(mm ³)	h (mm)	D (mm)	Centro de masa (mm)		
						x	y	z
1"	0,0003	351,7	1274,6	2,64	25,42	0	0	1,32
1 3/16"	0,0007	759,69	2409,8	3,53	30,3	0	0	1,76
1 3/8"	0,0008	894,425	3253,2	3,53	35,08	0	0	1,76

Nota. Propiedades físicas del o'ring para todas las referencias, obtenidas a partir de SolidEdge.

Figura 59.

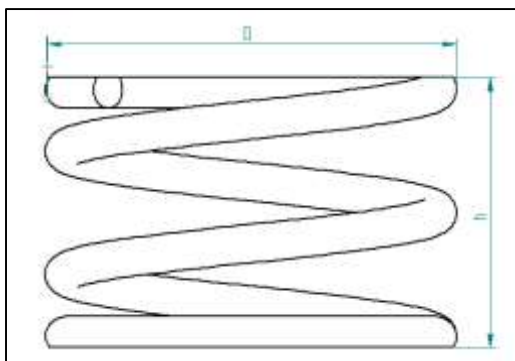
Resorte 1 3/8"



Nota. Solido del resorte de la referencia 1 3/8", realizado en SolidEdge.

Figura 60.

Esquema dimensional del resorte



Nota. Esquema dimensional genérico para el resorte, realizado en SolidEdge.

Figura 61.

Propiedades físicas del resorte

Resorte	Masa (Kg)	Volumen real(mm ³)	Volumen sin agujeros(mm ³)	h (mm)	D (mm)	Centro de masa (mm)		
						x	y	z
1"	0,008	1008,89	6084	16,3	21,44	0	-0,54	8,15
1 3/16"	0,007	941,96	7780	14	26,6	-0,82	0	7
1 3/8"	0,015	1958,037	16889,2	21	31,4	-0,87	0	9,6

Nota. Propiedades físicas del resorte para todas las referencias, obtenidas a partir de SolidEdge.

Figura 62.

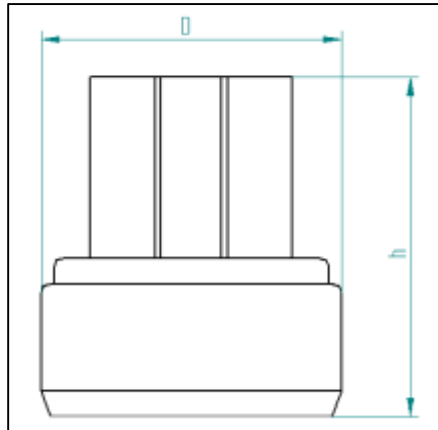
Pistón 1 3/8"



Nota. Solido del pistón de la referencia 1 3/8", realizado en SolidEdge.

Figura 63.

Esquema dimensional del pistón



Nota. Esquema dimensional genérico para el pistón, realizado en SolidEdge.

Figura 64.

Propiedades físicas del pistón

Pistón	Masa (Kg)	Volumen real(mm ³)	Volumen sin agujeros(mm ³)	h (mm)	D (mm)	Centro de masa (mm)		
						x	y	z
1"	0,04	5769,96	9030,5	31,22	25,76	0	0	13,95
1 3/16"	0,069	9951,49	15416,6	33,68	29,98	0	0,04	15,26
1 3/8"	0,119	17151,59	25548,7	39,4	35	0,04	0,04	17,8

Nota. Propiedades físicas del pistón para todas las referencias, obtenidas a partir de SolidEdge.

El lugar donde se realiza el proceso de subensamble de pistón se denomina “Celda de ensamble convencional”, es un sector especial de la fábrica de Gabriel de Colombia caracterizado por sus estrictos niveles de limpieza, se encuentra aislada del resto de la planta por medio de dos puertas deslizantes de vidrio que nunca se abren en simultaneo y todos los operarios deben ingresar con una cofia además del resto de implementos regulares de seguridad. Estas condiciones se deben a que el ingreso de impurezas dentro del amortiguador puede generar ruidos y mal funcionamiento en el mismo, este es un factor de gran importancia para tener en cuenta durante el desarrollo del diseño.

Los componentes a ensamblar son transportados desde la sección de alistamiento de la planta (a excepción de los pistones ya que estos se perforan en otra sección) a través de carros de una altura aproximada de 0,9 m y 0,44 m de ancho.

Para determinar la mejora en los tiempos que se busca conseguir a partir del cambio del proceso manual por uno automatizado, se tomará como referencia la producción total de la empresa Gabriel de Colombia S.A. Dicha producción se compone por dos clases de sistemas de suspensión: amortiguadores convencionales y estructuras McPherson, la diferencia entre estas radica en que las estructuras McPherson son diseñadas para soportar mayores cargas que los amortiguadores, como por ejemplo el peso del motor de ciertos vehículos.

Figura 65.

Fotografía del amortiguador convencional



Nota. Fotografía del amortiguador convencional. Tomado de “Página web Gabriel de Colombia S.A.” [Online].

Available:

<http://www.gabriel.com.co/la-compania/quienes-somos/>.

Figura 66.

Fotografía de la estructura McPherson



Nota. Fotografía de la estructura McPherson. Tomado de “Página web Gabriel de Colombia S.A.” [Online].

Available:

<http://www.gabriel.com.co/la-compania/quienes-somos/>.

La producción diaria de la planta sumando ambas referencias equivale a 3000 productos terminados, teniendo en cuenta que la producción se realiza durante dos turnos de seis horas se extrajeron los siguientes datos:

Figura 67.

Capacidad de la planta de Gabriel de Colombia

3000	amortiguadores/día
1500	amortiguadores/turno
250	amortiguadores/hora
4,16666667	amortiguadores/ min

Nota. Capacidad de la planta de Gabriel de Colombia por unidad de tiempo.

Teniendo en cuenta estos datos se determinó que el tiempo de proceso para el subensamble de pistón sea de 5 pistones por minuto, esto representa una mejora con respecto a la capacidad total de la planta de aproximadamente 19%; asumiendo que los dos tipos de sistemas de suspensión se fabriquen en proporciones iguales dicha mejora equivaldría a 139%, y

particularmente para el proceso en específico, donde el tiempo de proceso promedio es de 200 segundos (0.3 pistones por minuto) la mejora sería de aproximadamente 1667%.

Se debe tener en cuenta para el desarrollo del proyecto que toda la planta de la empresa Gabriel de Colombia S.A. está equipada con accesos a línea neumática, y eléctrica a 220V y 110 V.

Esta actualización en el proceso de subensamble de pistón implicará que su capacidad superará ampliamente la del resto de procesos, por lo que a lo largo de futuras actualizaciones en la planta se garantizará que este proceso no se hará obsoleto con respecto a los demás, asegurando que la compañía no deba actualizarlo en cuanto a su infraestructura en un lapso de tiempo corto o mediano.

4. IDENTIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE ALIMENTACIÓN

A partir de la revisión bibliográfica realizada, se tomaron las opciones más adecuadas según la geometría de cada una de las piezas a ensamblar, y se escogió la más adecuada en cada caso a partir de una matriz scoring basada en los siguientes criterios:

- **Espacio:** Se define como espacio la cantidad de volumen que ocupa una maquina o mecanismo dentro del área disponible de la planta o fabrica.
- **Frecuencia:** Se define como frecuencia la cantidad de piezas depositadas por unidad de tiempo para los diferentes sistemas de alimentación.
- **Flexibilidad:** Se define como flexibilidad a la capacidad de la máquina alimentadora de trabajar correctamente sin importar las variaciones dimensionales, el material, posición requerida y otras características de las piezas a alimentar. Es decir, la capacidad de adaptarse a las condiciones de trabajo cambiantes y realizar una correcta alimentación.
- **Posición Optima:** Se define como posición optima a la capacidad que poseen las maquinas alimentadoras de depositar cada una de las piezas en la posición requerida para los procesos posteriores.
- **Mantenimiento:** Se define como mantenimiento a la cantidad de esfuerzo, personal y herramientas requeridas para realizar el correcto ajuste periódico de las diferentes maquinas alimentadoras.
- **Energía Requerida:** Se define como la energía requerida a la cantidad de potencia necesaria para alimentar los diferentes tipos de máquinas alimentadoras.
- **Costo:** Se define como costo la cantidad neta de efectivo necesario para comprar, maquinar e implementar cada una de las maquinas alimentadoras.
- **Facilidad de diseño:** Se define como facilidad de diseño a la simplicidad al momento de diseñar componentes, seleccionar material, escoger mecanismos y calcular dimensiones para los diferentes sistemas y máquinas alimentadoras.
- **Riesgo en seguridad:** Se define como riesgo en seguridad la cantidad de peligro o daño que puede llegar a generar en los operarios cada una de las máquinas alimentadoras.
- **Atascamiento:** Se define como atascamiento a la posibilidad que presenta cada una de las máquinas alimentadoras de entrelazar varias piezas entre sí, o con la estructura misma de la máquina, generando un fallo en el mecanismo alimentador.

- Disponibilidad en el mercado: Se define como disponibilidad en el mercado a la oferta en el mercado actual para adquirir las diferentes máquinas alimentadoras.

4.1 Selección del sistema de alimentación para el pistón

Figura 68.

Matriz scoring para la alimentación del pistón

Alimentador 1 (Pistón)				
Característica	Importancia	Bowl vibratorio	Feeder flexible	Feeder por bifurcación
Espacio	1	4	1	4
Frecuencia	2	5	2	3
Flexibilidad	3	4	5	4
Posición óptima	3	5	5	3
Mantenimiento	2	5	4	3
Energía Requerida	2	5	2	3
Costo	3	3	1	4
Riesgo en seguridad	1	4	5	4
Facilidad de diseño	3	3	1	4
total		83	58	71

Nota. Matriz scoring para la alimentación del pistón.

4.2 Selección del sistema de alimentación para la arandela

Figura 69.

Matriz scoring para la alimentación de la arandela

Alimentador 2 (Arandela)				
Característica	Importancia	Bowl vibratorio	Tolva por Gravedad	Tolva reciprocante
Espacio	1	3	5	3
Frecuencia	2	4	4	4
Flexibilidad	3	5	4	5
Posición óptima	3	5	5	5
Mantenimiento	2	4	5	3
Energía Requerida	2	3	5	2
Costo	3	1	5	3
Riesgo en seguridad	1	5	5	5
Posibilidad de falla	3	3	5	4
total		72	95	77

Nota. Matriz scoring para la alimentación de la arandela.

4.3 Selección del sistema de alimentación para el o'ring

Figura 70.

Matriz scoring para la alimentación del o'ring

Alimentador 3 (O ring)				
Característica	Importancia	Bowl vibratorio	Tolva por Gravedad	Tolva reciprocante
Espacio	1	3	5	3
frecuencia	2	4	4	4
Flexibilidad	3	5	5	5
Posición óptima	3	5	3	5
Mantenimiento	2	4	5	3
Energía Requerida	2	3	5	2
Costo	3	1	5	3
Riesgo en seguridad	1	5	5	5
Atascamiento	3	5	1	4
Disponibilidad en el mercado	3	5	1	1
total		93	85	78

Nota. Matriz scoring para la alimentación del o'ring.

4.4 Selección del sistema de alimentación para el carrier

Figura 71.

Matriz scoring para la alimentación del carrier

Alimentador 4 (Carrier)				
Característica	Importancia	Bowl vibratorio	Banda inclinada	Feeder flexible
Espacio	1	4	3	2
Frecuencia	2	5	4	2
Flexibilidad	3	3	4	5
Posición óptima	3	5	3	5
Mantenimiento	2	4	3	3
Energía Requerida	2	4	3	3
Costo	3	3	5	1
Riesgo en seguridad	1	4	3	5
Facilidad de diseño	3	3	4	1
total		76	74	59

Nota. Matriz scoring para la alimentación del carrier.

4.5 Selección del sistema de alimentación para el resorte

Figura 72.

Matriz scoring para la alimentación del resorte

Alimentador 5 (resorte)				
Característica	importancia	Feeder flexible	Bowl vibratorio	Tolva Centrifuga
Espacio	1	2	4	4
Frecuencia	2	2	5	4
Flexibilidad	3	5	4	4
Posición óptima	3	5	4	4
Mantenimiento	2	2	3	3
Energía Requerida	2	1	5	3
Costo	3	1	3	3
Riesgo en seguridad	1	3	5	2
Facilidad de diseño	3	1	4	4
Atascamiento	3	2	4	2
Disponibilidad en el mercado	3	1	5	3
total		60	107	86

Nota. Matriz scoring para la alimentación del resorte.

En base a los resultados de las matrices se decidió diseñar el alimentador de tolva por gravedad para la alimentación de la arandela, y cotizar los bowls vibratorios para la alimentación del resto de componentes. La cotización se realizó con la empresa europea “Técnicas de Alimentación Dinámica, S.L.” con sede en Barcelona, España (Anexo 2). A partir de la información brindada por esta empresa se extrajeron los siguientes datos:

Figura 73.

Modelo de alimentador para las piezas

Componente	Alimentador
Pistón	Bowl vibratorio VA-450/4, incluyendo vibrador circular y cuba cilíndrica, Ø 450 mm, en acero inoxidable
Arandela	Diseño propio
O'ring	Bowl vibratorio VA-545/3C, incluyendo vibrador circular y cuba cónica, Ø 545 mm, en acero inoxidable
Carrier	Bowl vibratorio VA-545/3C, incluyendo vibrador circular y cuba cónica, Ø 545 mm, en acero inoxidable
Resorte	Bowl vibratorio VA-450/4, incluyendo vibrador circular y cuba cilíndrica, Ø 450 mm, en acero inoxidable

Nota. Modelo de alimentador para cada una de las piezas. Tomado de Anexo 2 Cotización bowls vibratorios tad.

Una vez determinada la referencia de los bowls a utilizar, se descargaron los sólidos modelados, a través de la página web de TAD (Técnicas de Alimentación Dinámica, S.L.)[41]. Ya que dichos modelos son genéricos y no tienen guía de salida del bowl, algunas piezas fueron modificadas (manteniendo las proporciones dimensionales originales) para el posterior desarrollo del diseño, con el fin de ensamblar los bowls con el resto de los componentes de la maquina a diseñar, escogiendo el sentido de la guía que más se ajuste a la disposición geométrica del conjunto.

Figura 74.

Bowl vibratorio VA-450/4 de cuba cilíndrica y sentido antihorario original



Nota. Bowl vibratorio VA-450/4 de cuba cilíndrica y sentido antihorario original. Tomado de “Página web de TAD en español.” <https://tad.es/productos/>.

Figura 75.

Bowl vibratorio VA-450/4 de cuba cilíndrica modificado



Nota. Bowl vibratorio VA-450/4 de cuba cilíndrica modificado (la imagen de la izquierda corresponde al bowl con guía en sentido antihorario y la de la derecha con guía en sentido horario). diseño de “Página web de TAD en español.” <https://tad.es/productos/>.

Figura 76.

Bowl vibratorio VA-545/3C de cuba cónica y sentido antihorario original



Nota. Bowl vibratorio VA-545/3C de cuba cónica y sentido antihorario original. Tomado de “Página web de TAD en español.” <https://tad.es/productos/>.

Figura 77.

Bowl vibratorio VA-545/3C de cuba cónica modificado



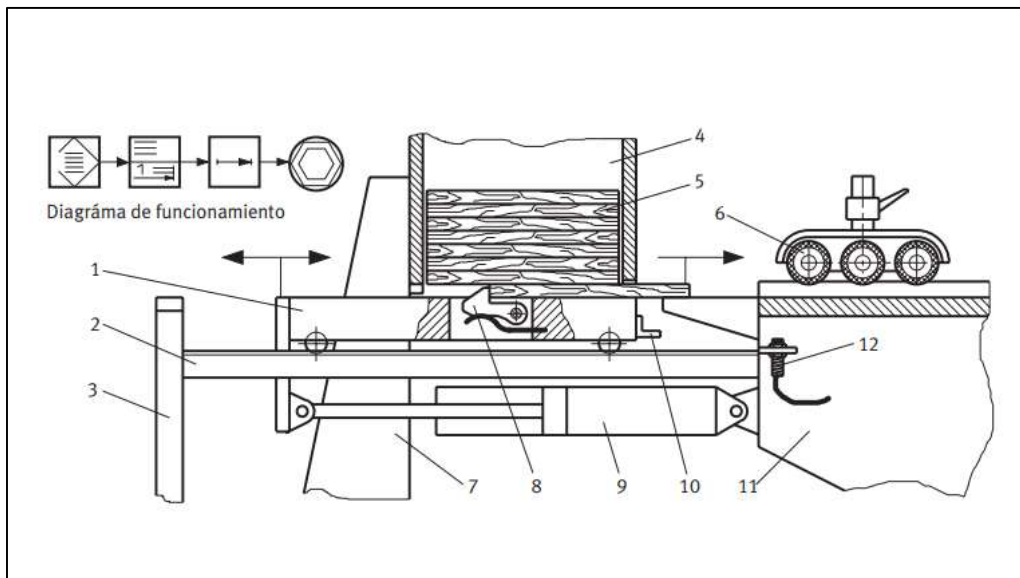
Nota. Bowl vibratorio VA-545/3C de cuba cónica modificado (la imagen de la izquierda corresponde al bowl con guía en sentido antihorario y la de la derecha con guía en sentido horario). diseño de “Página web de TAD en español.” <https://tad.es/productos/>.

4.6 Diseño del alimentador de arandelas

Se procedió a diseñar el sistema de alimentación para la arandela, tomando como referencia conceptos presentados en el libro 99 ejemplos prácticos de aplicaciones neumáticas de Stefan Hesse (miembro de la compañía Festo) [42], particularmente el alimentador está inspirado en el ejemplo 5, referente a la alimentación de tableros de madera por medio de un mecanismo accionado por el movimiento lineal de un cilindro neumático

Figura 78.

Mecanismo de alimentación de tableros



Nota. Mecanismo de alimentación de tableros de piasas al granel (Ejemplo 5). Tomado de S. Hesse, “99 Ejemplos Prácticos de Aplicaciones Neumáticas.”

Como primer paso se determinó el volumen cilíndrico mínimo para almacenar aproximadamente 300 arandelas, para ello se tomó el valor del volumen sin agujeros de la arandela de 1 3/8”.

$$V_{min} = 300V_{SA}$$

Donde:

V_{min} : Volumen mínimo del espacio vacío de la tolva

V_{SA} : Volumen sin agujeros de la arandela de 1” 3/8

$$V_{min} = 300(1295,1 \text{ mm}^3)$$

$$V_{min} = 338530 \text{ mm}^3$$

A partir del volumen mínimo se calculó la altura mínima que debe tener la sección rectangular de la tolva, asumiendo que el radio del cilindro será de aproximadamente 5 veces el diámetro de arandela de 1 3/8”.

$$D_{arandela} = 34,82 \text{ mm} \approx 35 \text{ mm}$$

$$r_{tolva} = 5(D_{arandela})$$

$$r_{tolva} = 5(35 \text{ mm}) = 175 \text{ mm}$$

$$L_{tolva} = \frac{V_{min}}{\pi r_{tolva}^2}$$

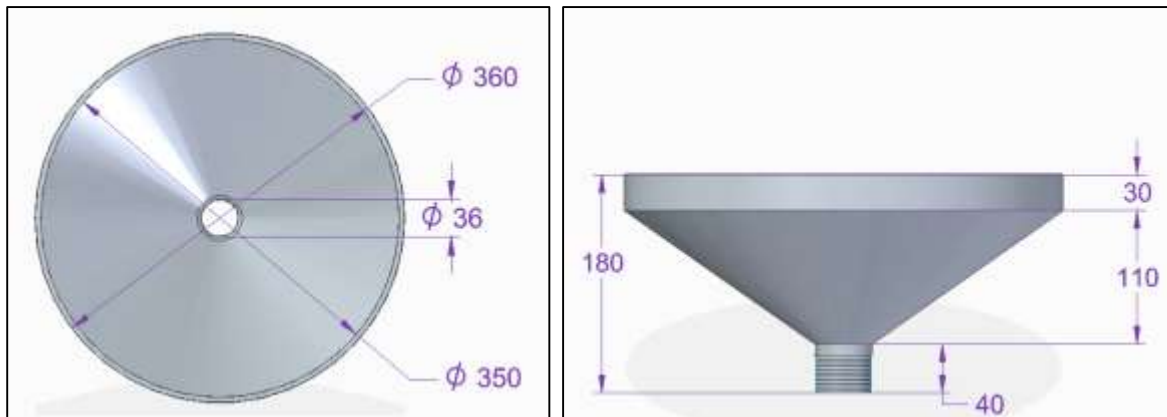
$$L_{tolva} = \frac{338530 \text{ mm}^3}{\pi(175 \text{ mm})^2} = 3,51 \text{ m}$$

Se eligió una altura de 30 mm, casi diez veces mayor a la altura mínima requerida para la parte cilíndrica de la tolva. Adicionalmente, la tolva requiere una desembocadura cónica para reducir el diámetro inicial (350 mm) hasta alcanzar el diámetro aproximado de una sola arandela (36 mm), para así poder almacenar momentáneamente las piezas una sobre la otra. La altura de esta sección se definió de 11 cm para alcanzar un ángulo aproximado con respecto a la horizontal de 35°, esto permitirá que las piezas se deslicen con facilidad en la tolva sin acumularse en el fondo.

Además de la sección cónica, considerando que se manejan tres distintas referencias de arandelas, se añadió una sección cilíndrica adicional con una rosca externa M45 para unir distintos adaptadores con distinto diámetro interno que podrán cambiarse dependiendo de la referencia a trabajar. Sin embargo, en el desarrollo de este proyecto los diseños se limitarán a la referencia de 1”3/8. Como la carga a la que está sometida a tolva es de aproximadamente 0,9 Kg (la masa de 300 arandelas), se asumió que era despreciable y se obviaron los cálculos de resistencia.

Figura 79.

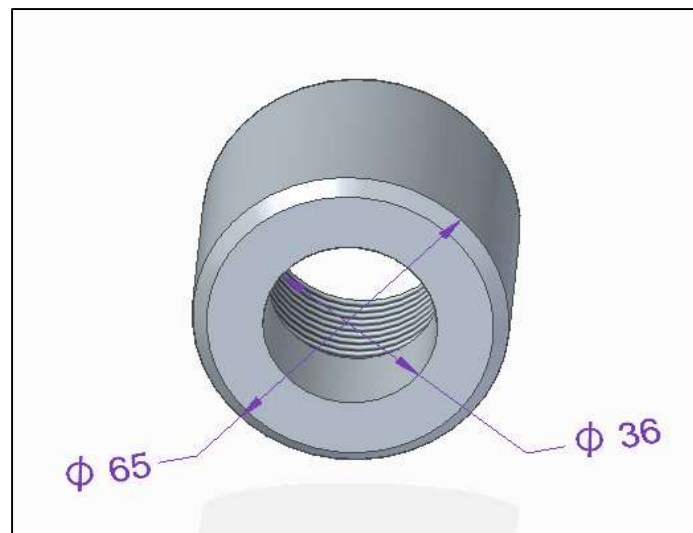
Diseño preliminar de la tova de las arandelas



Nota. Diseño preliminar de la tova de las arandelas realizado en SolidEdge.

Figura 80.

Solido del adaptador de 1 3/8''

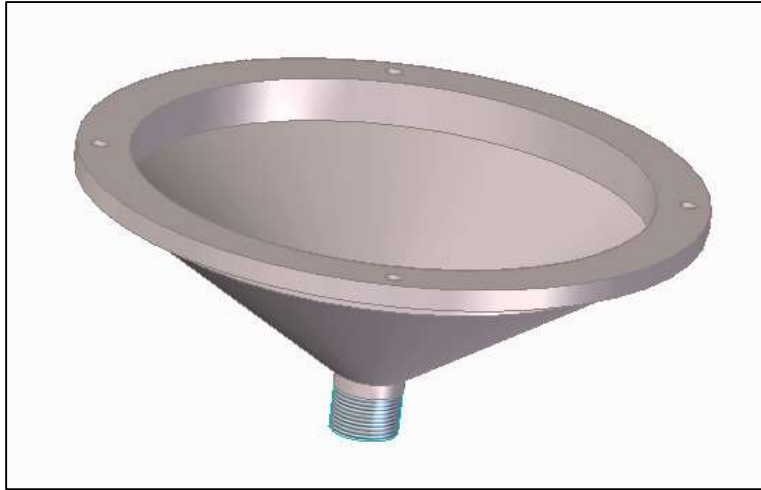


Nota. Modelamiento del adaptador de 1 3/8'' realizado en SolidEdge.

Adicionalmente, se le añadió a la tolva una aleta radial en la parte superior que tendrá la función de unirla a una base. Las dimensiones de dicha base serán determinadas por la geometría de la máquina automática en la cual se realizará el ensamble de los componentes.

Figura 81.

Diseño final de la tolva para las arandelas



Nota. Diseño final de la tova de las arandelas realizado en SolidEdge.

Figura 82.

Ensamble de la tolva y el adaptador



Nota. Ensamble de la tolva y el adaptador realizado en SolidEdge.

La siguiente parte del alimentador que se diseñó fue el sistema de eyección de las piezas alineadas. Dicho sistema es accionado por un cilindro neumático de doble efecto con 50 mm de carrera, 20 mm de diámetro del cilindro, y vástago roscado (macho) de la línea CP10 de la marca micro, las distancias a detalle se encuentran en el catálogo de la marca [43]. Este cilindro tiene una fuerza de empuje máxima de 100 N.

Figura 83.

Fotografía del cilindro CP10

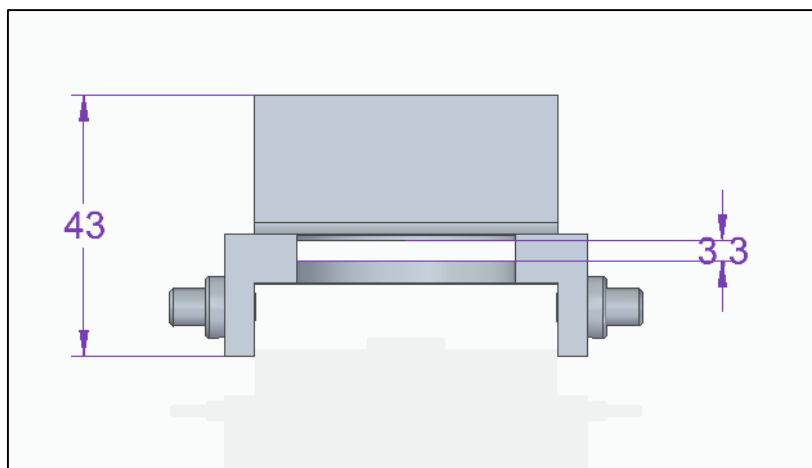


Nota. Fotografía del cilindro CP10. Tomada de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

A partir del cilindro se procedió a diseñar el eyector de las piezas, sus dimensiones se plantearon para que no tenga contacto con el adaptador de 1 3/8” en ningún momento del recorrido y, por lo tanto, no se genere desgaste.

Figura 84.

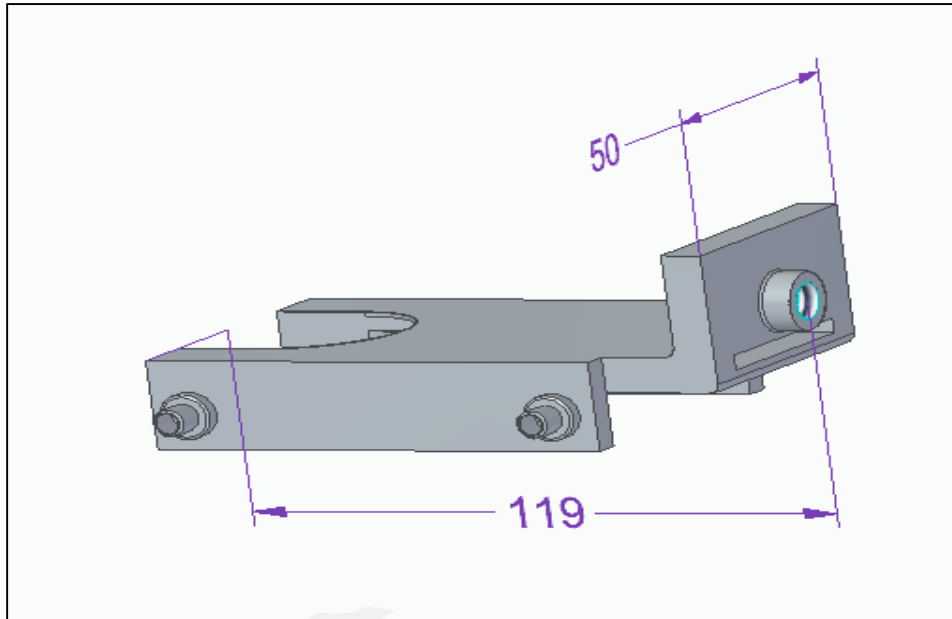
Solido del expulsor de arandelas (Vista superior)



Nota. Modelamiento del expulsor de arandelas realizado en SolidEdge.

Figura 85.

Solido del expulsor de arandelas



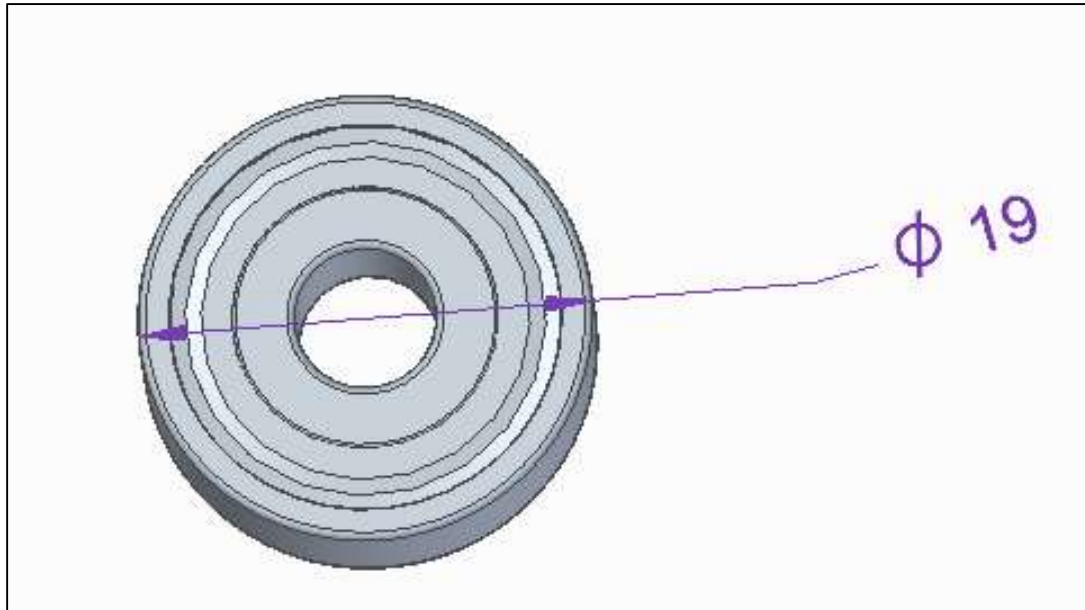
Nota. Modelamiento del expulsor de arandelas realizado en SolidEdge.

Con el fin de evitar el desgaste del expulsor al máximo, se diseñó con una ranura de 3,3 mm de espesor donde se ubicará una guía línea de 2,5 mm de espesor y 33 de ancho donde se acumularán las arandelas horizontalmente a medida que el cilindro repita su ciclo de trabajo. En la parte posterior se diseñó una entrada roscada que se encarga de unir el expulsor y el cilindro, y para que el cilindro no tenga que soportar el peso del expulsor se añadieron 4 ejes de 6 mm donde se colocarán rodamientos y se fijarán con tornillos Whitworth de 3/16" con cabeza Allen. Estos rodamientos se posicionarán sobre rieles como que se definirán según la geometría de la base del conjunto.

Los rodamientos se escogieron a partir del catálogo de la empresa SKF [44], teniendo como parámetro un diámetro de buje de 6 mm. La opción elegida fue el rodamiento 626-2Z, de 6 mm de diámetro interior, 6 de ancho y doble carcasa.

Figura 86.

Solido del rodamiento 626-2Z

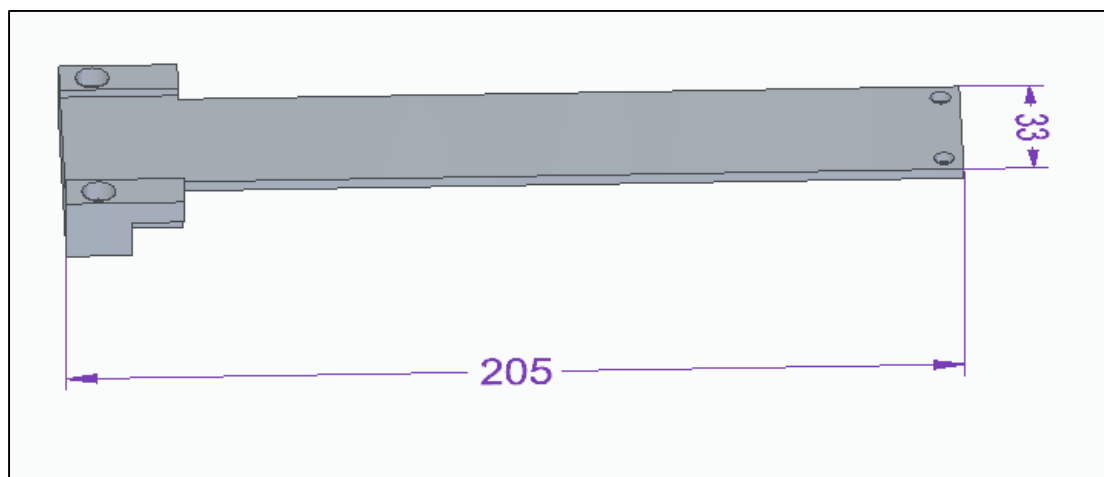


Nota. Modelamiento del rodamiento 626-2Z. Tomado de SKF, “Página web SKF.”
[https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings.](https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings)

La guía que se ubicará dentro de la ranura se diseñó para permitir el libre movimiento del expulsor al componerse de 2 partes que se unen por medio de tornillos Withworth de 3/16” con cabeza Allen en puntos externos al recorrido del expulsor.

Figura 87.

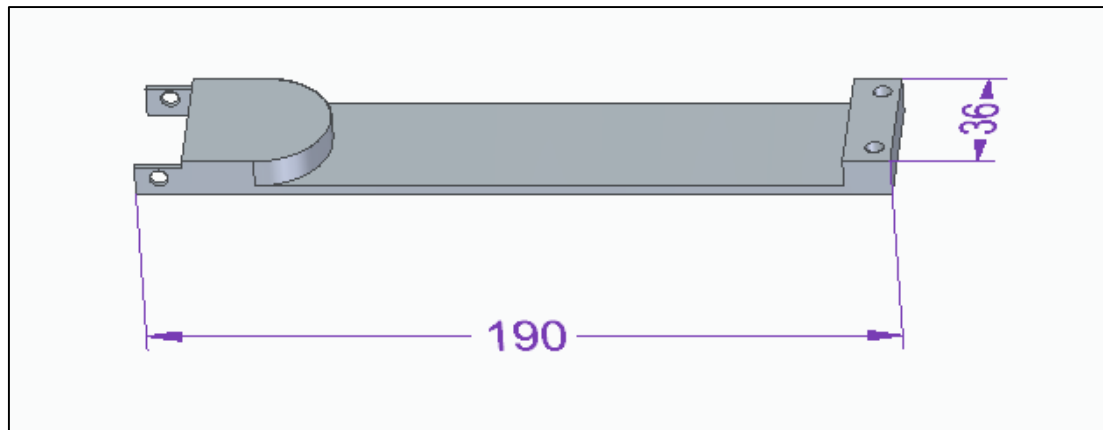
Solido de la guía de arandelas (Parte 1)



Nota. Modelamiento de la guía de arandelas (Parte 1) realizado en SolidEdge.

Figura 88.

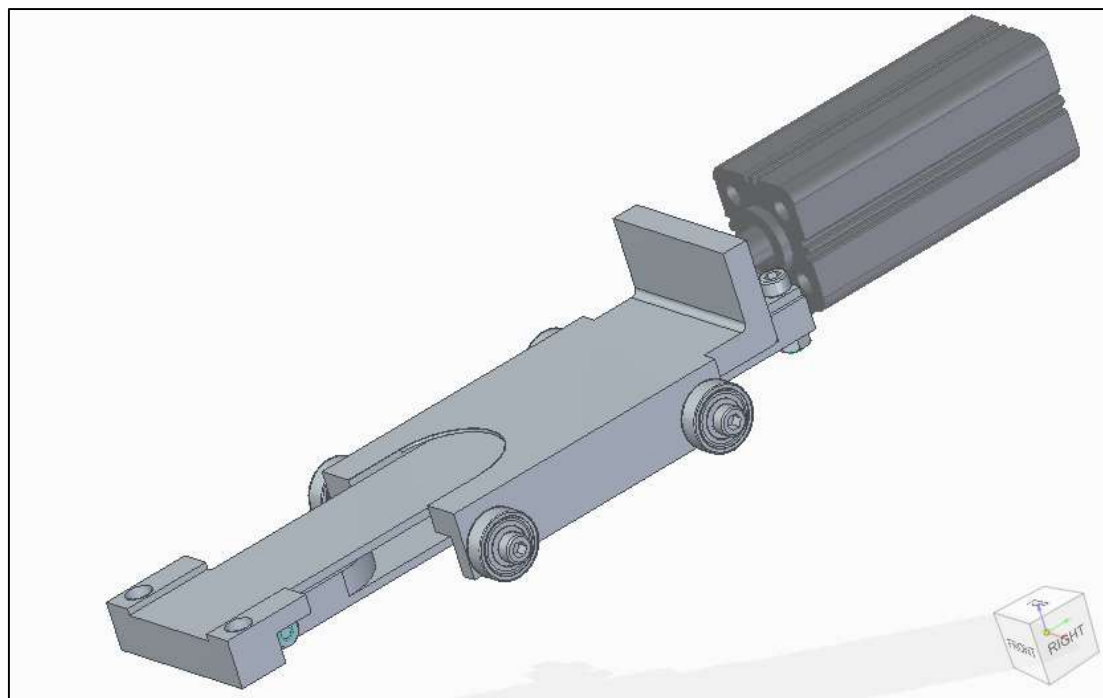
Solido de la guía de arandelas (Parte 2)



Nota. Modelamiento de la guía de arandelas (Parte 2) realizado en SolidEdge.

Figura 89.

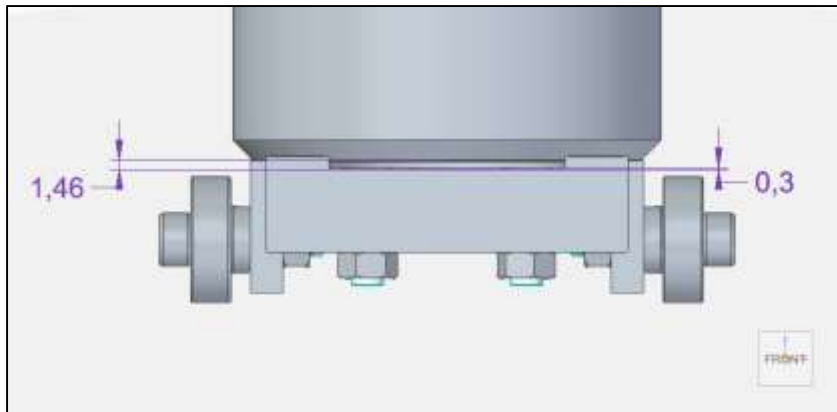
Ensamble del sistema expulsor y la guía de arandelas



Nota. Ensamble del sistema expulsor y la guía de arandelas realizado en SolidEdge.

Figura 90.

Distancias desde la base hasta la cara inferior de la tolva y de la ranura del expulsor

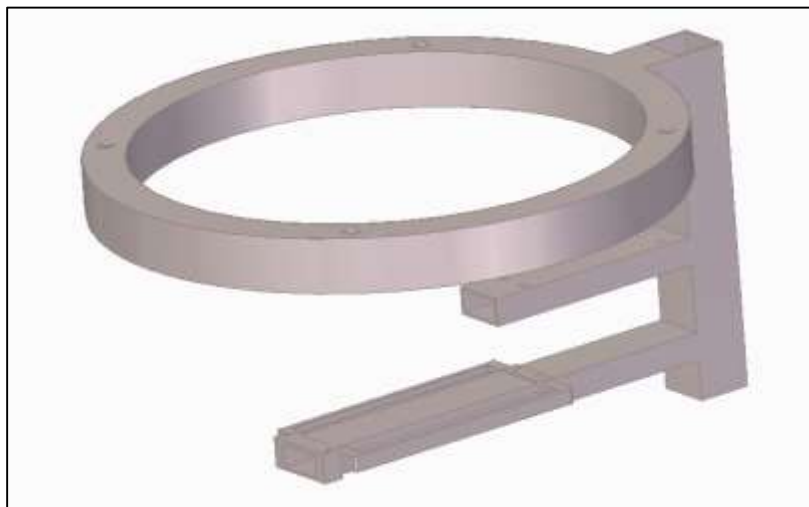


Nota. Ensamble del sistema expulsor, la guía de arandelas y el adaptador de 1 3/8" realizado en SolidEdge.

Una vez definida la geometría de los componentes anteriormente mostrados, se realizó el diseño preliminar de la base de acero inoxidable que mantendrá las piezas en el lugar indicado por medio de uniones a través de tornillos Withworth con cabeza Allen y tuercas. La altura definitiva de esta base y la longitud de algunos tornillos se definirá más adelante teniendo en cuenta las dimensiones de la máquina ensambladora.

Figura 91.

Diseño preliminar de la base del alimentador de arandelas



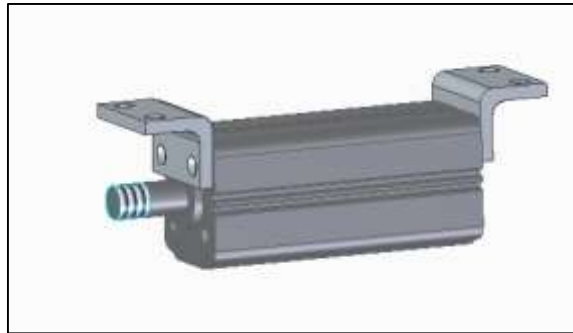
Nota. Diseño preliminar de la base del alimentador de arandelas realizado en SolidEdge.

La base se diseñó a partir de perfiles de acero inoxidable cuadrados de 40 mm, perfiles rectangulares de 40 mm x 30 mm para el aro, y de 40 mm x 20 mm para las vigas que sostendrán el mecanismo de expulsión de arandelas. Los agujeros para la unión de las piezas son de 1/2'' para el aro y 3/16'' para los demás, y los rieles para los rodamientos se diseñaron a partir de barras de 1 pulgada mecanizadas y soldadas al perfil rectangular.

El cilindro del sistema de expulsión se unirá por medio de los montajes con pies para la línea CP10 presentados por la compañía micro [43] a la cara inferior de la viga intermedia de la base.

Figura 92.

Ensamble del cilindro con los montajes de pies



Nota. Ensamble del cilindro con los montajes de pies realizado en SolidEdge.

Figura 93.

Ensamble completo del diseño preliminar del alimentador de arandelas



Nota. Ensamble completo del diseño preliminar del alimentador de arandelas realizado en SolidEdge, el diseño final con la tornillería completa, y la continuación de las guías de las arandelas hasta el punto de ensamble se definirá a partir del diseño de la máquina ensambladora.

4.6.1 Paso a paso de la alimentación de arandelas

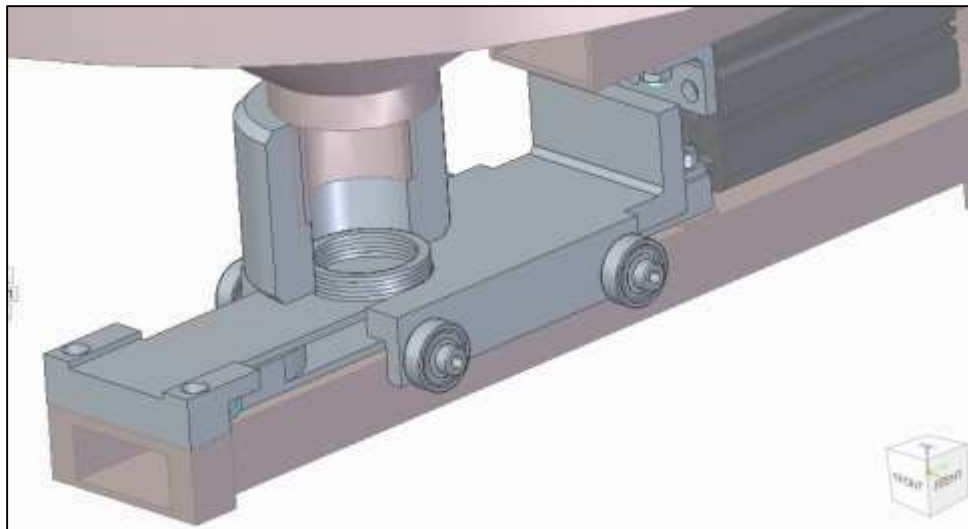
A continuación, se mostrará gráficamente el paso a paso de la alimentación de las arandelas a través del diseño realizado

- PASO 1: Caída de la arandela a la guía

Cuando el cilindro neumático se encuentra cerrado, es decir, cuando la válvula no permite el paso de aire y el cilindro no puede realizar el recorrido de 50 mm; la geometría del conjunto permite la caída de una de las arandelas hasta la pieza denominada “Guía de arandelas 1” (con 0,1 mm de holgura entre la arandela y el adaptador de 1 3/8”).

Figura 94.

Alimentación de arandelas. Paso 1



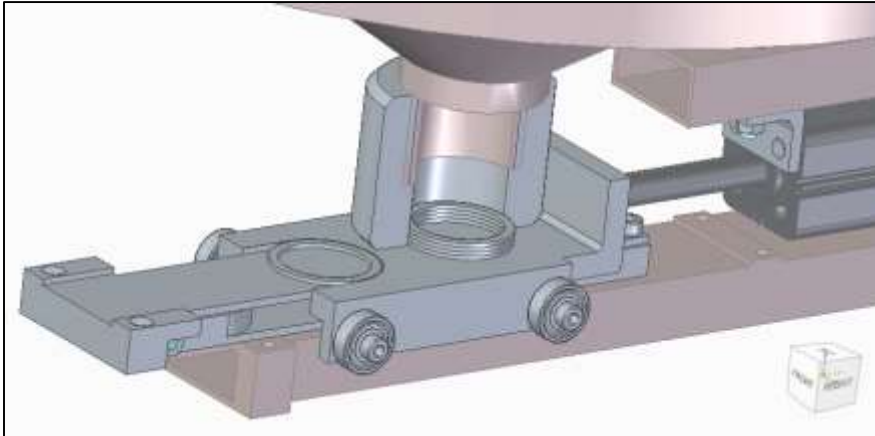
Nota. Paso 1, ensamble realizado en SolidEdge.

- PASO 2: Expulsión de la Arandela en la guía

Una señal eléctrica enviada por el PLC a una electroválvula permite el paso de aire hacia una de las vías neumáticas del cilindro, Haciendo que el embolo realice el recorrido de 50 mm. Cuando esto sucede, el expulsor ejerce una fuerza radial en la arandela, obligándola a desplazarse. La cara superior del expulsor tiene un chaflan de 0,1 mm que permite empujar hacia arriba pila de arandelas.

Figura 95.

Alimentación de arandelas. Paso 2



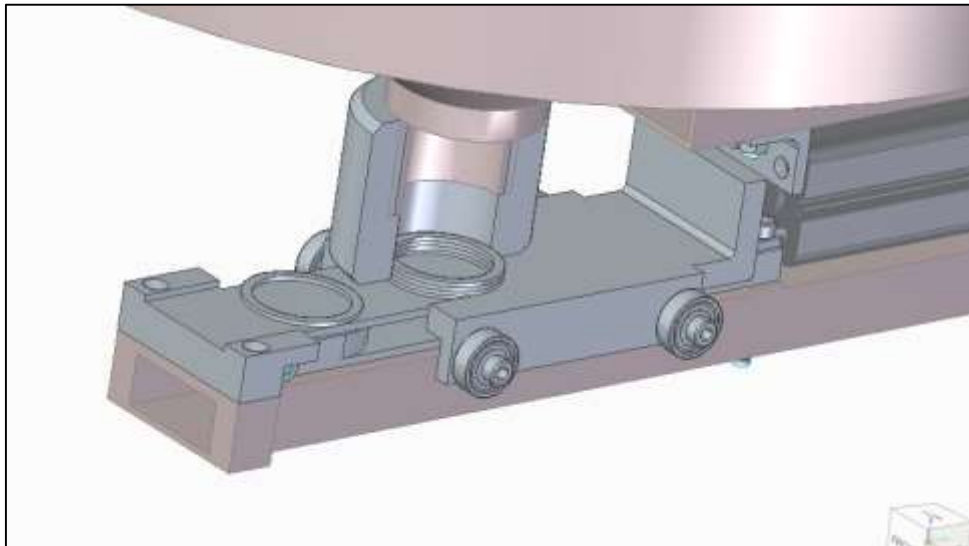
Nota. Paso 2, ensamble realizado en SolidEdge.

- PASO 3: Acumulación lineal de arandelas

A medida que se repiten varias veces los dos pasos anteriores, cada arandela que baja por el diámetro interno del adaptador de 1 3/8'' empujará a la anteriormente expulsada debido a la transmisión de la fuerza radial ejercida por el expulsor.

Figura 96.

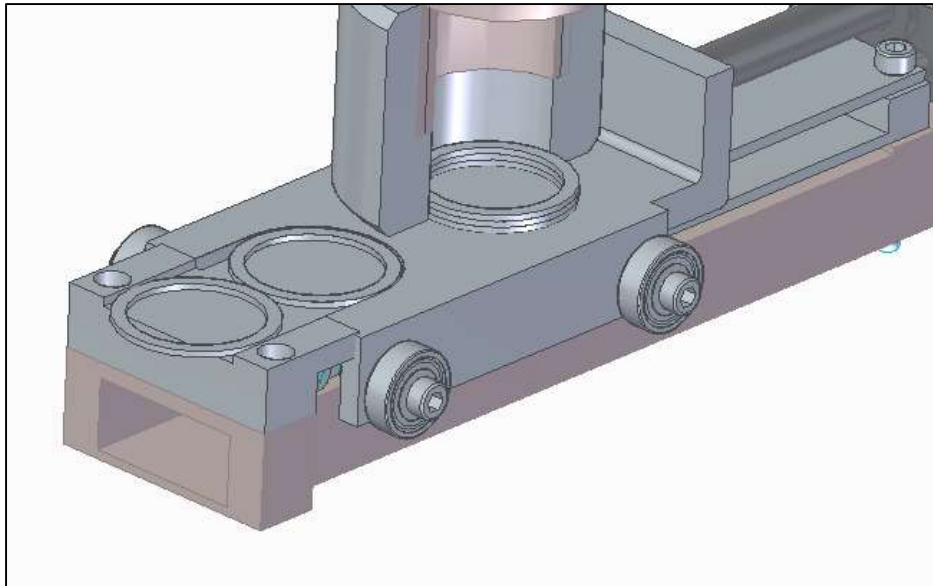
Alimentación de arandelas. Paso 3 (repetición paso 1)



Nota. Paso 3 (repetición paso 1), ensamble realizado en SolidEdge.

Figura 97.

Alimentación de arandelas. Paso 3 (repetición paso 2)



Nota. Paso 3 (repetición paso 2), ensamble realizado en SolidEdge.

La secuencia de control del cilindro neumático se definirá más adelante, en el diseño de la lógica de la máquina automática ensambladora.

5. IDENTIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE POSICIONAMIENTO

5.1 Selección del sistema de posicionamiento del pistón

La selección del sistema de posicionamiento para el pistón se realizó mediante la misma metodología utilizada para la selección de los sistemas de alimentación (Matriz Scoring). Los criterios que se utilizaron para el puntaje son los mismos que en caso anterior a excepción de los siguientes dos:

- Número de pasos: El número de pasos se refiere a la cantidad de paradas que debe realizar el sistema de posicionamiento para que el proceso se realice de manera correcta.
- Facilidad de entrada y salida: Se refiere a que tan sencillo resulta ubicar los componentes a ensamblar dentro del sistema de posicionamiento, y su posterior eyección una vez realizado el proceso.

Figura 98.

Matriz Scoring del sistema de posicionamiento del pistón

Sistema de posicionamiento				
Característica	Importancia	Lineal	Mesa rotativa	Puntual
Espacio	1	3	4	5
Frecuencia	2	4	4	4
Numero de pasos	3	3	3	4
Atascamiento	3	5	5	3
Facilidad de diseño	3	3	5	3
Facilidad de entrada y salida	2	4	4	3
Riesgo en seguridad	1	4	4	4
total	3	56	63	53

Nota. Matriz Scoring del sistema de posicionamiento.

La realización de la matriz scoring anterior sugiere que la opción más adecuada para el proyecto es una mesa rotativa. Para definir el diseño de la mesa rotativa, se evaluaron algunos de los métodos o mecanismos utilizados en la industria para realizar rotaciones intermitentes, la sincronización o precisión del posicionamiento del mecanismo será de particular importancia para que el ensamble se realice de manera concéntrica.

Figura 99.

Matriz scoring del mecanismo o sistema de rotación

Sistema de rotación					
Característica	importancia	Servo Motor poleas y correas	Trinquete con cilindro dentado	Trinquete intermitente ajustable por uñete	Cruz de ginebra
Facilidad de diseño	3	2	3	4	5
Espacio requerido	1	2	3	4	3
Mantenimiento	2	1	3	4	4
Facilidad de sincronización	3	1	2	5	5
Costo de fabricación	2	2	2	4	5
total		17	28	47	51

Nota. Matriz scoring del mecanismo o sistema de rotación.

En el desarrollo del anteproyecto que precede a este documento, se planteó como uno de los objetivos específicos “Diseñar los sistemas automatizados de alimentación de los cinco componentes, así mismo que los sistemas de posicionamiento del pistón y del Carrier, garantizando el correcto ensamble del conjunto”; La razón por la cual se delimitó el diseño de los sistemas de posicionamiento a dos de los componentes fue la hipótesis de que el resto de piezas (al ser simétricas con respecto al eje z o su altura) se posicionarían de manera correcta por gravedad y concetricidad con el pistón, a través de trampillas.

Sin embargo, al hacer un análisis dimensional más detallado a partir de los datos presentados en la caracterización del proceso, se determinó que el juego entre los componentes no es lo bastante amplio como para que esa fuera una opción viable, la caída de las piezas debe presentarse a una altura muy baja para que se garantice la correcta alineación. Por este motivo, se diseñó el sistema de posicionamiento, no solo para el pistón y el carrier, sino para cada uno de los componentes, a partir de la geometría definitiva de la máquina automática y, por lo tanto, se presentarán más adelante.

Figura 100.

Ensamble de los componentes



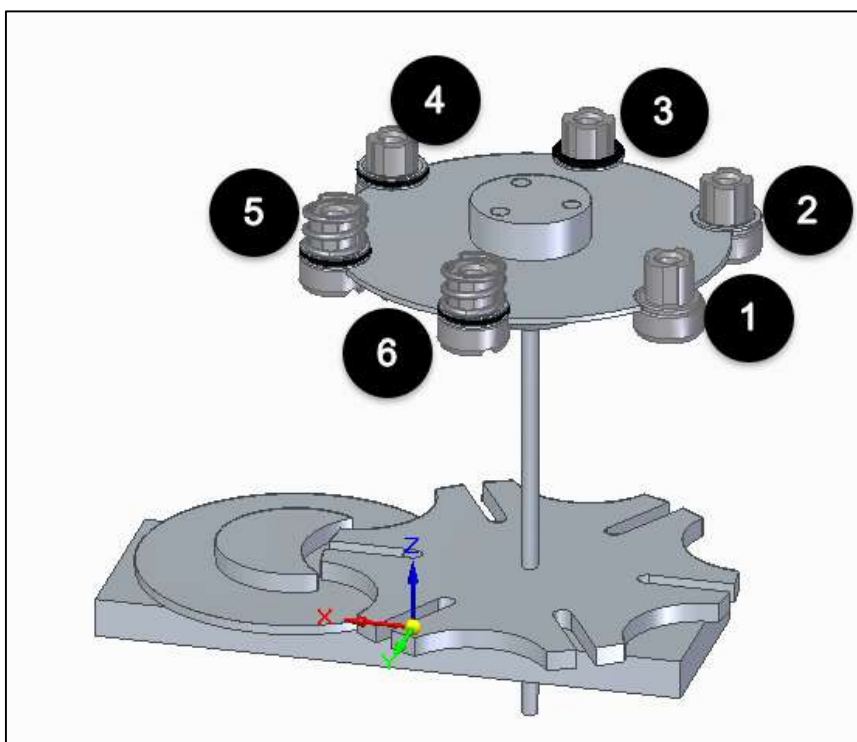
Nota. Resultado final del proceso de subensamble de pistón, realizado en SolidEdge, nótese que el espacio entre las piezas u holgura es bastante reducido.

6. DISEÑO MECÁNICO DE LA MÁQUINA AUTÓMATA

Se decidió diseñar una mesa rotatoria activada por un mecanismo de cruz de malta de 6 posiciones, con el fin de asegurar el correcto posicionamiento del pistón al momento de su ingreso (estación 1) y hacerlo avanzar de posición en posición realizando el ensamble uno a uno de los otros componentes hasta ser expulsado (estación 6). Esta máquina se diseñará para ensamblar la referencia de mayor dimensión (1 3/8”), de manera que la empresa tenga la posibilidad de aplicar rediseños para trabajar las demás referencias alterando la menor cantidad de elementos posibles y permitiendo el uso de las mismas máquinas ya que serán seleccionadas y diseñadas para la referencia de mayor exigencia y volumen.

Figura 101.

Modelamiento del prototipo preliminar de mesa rotatoria



Nota. Modelamiento del prototipo preliminar de mesa rotatoria.

6.1 Cálculos del mecanismo de cruz de malta

El diseño de la cruz de Geneva y su respectivo conductor o leva se hizo a partir de los siguientes datos tomados del libro “MECHANISM AND MECHANICAL DEVICES” de Sclater [46]:

a: Radio de manivela del conductor

n: Número de ranuras

d_r : Diámetro del pasador

b : Distancia entre centros

p : Velocidad angular constante del conductor en rpm

D : Diámetro del conducido (cruz de ginebra)

ω : Velocidad angular constante del conductor en radianes por segundo

α : Posición angular del conductor

β : Desplazamiento angular del conducido con respecto a α

Figura 102.

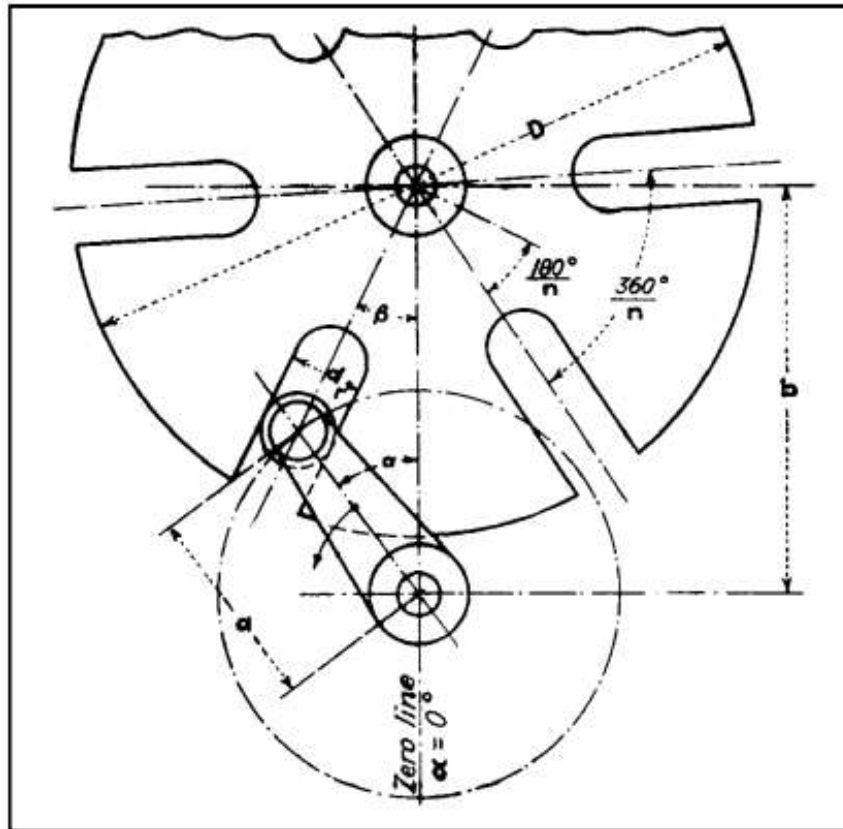
Fórmulas para el diseño de un mecanismo de cruz de geneva.

Table I—Notation and Formulas for the External Geneva Wheel	
Assumed or given: a , n , d_r and p	
a = crank radius of driving member	$m = \frac{1}{\sin \frac{180}{n}}$
n = number of slots	
d_r = roller diameter	
p = constant velocity of driving crank in rpm	b = center distance = am
D = diameter of driven member	$= 2 \sqrt{\frac{d_r^2 + a^2 \cot^2 \frac{180}{n}}{4}}$
ω = constant angular velocity of driving crank	$= \frac{p\pi}{30}$ radians per sec
α = angular position of driving crank at any time.	
β = angular displacement of driven member corresponding to crank angle α	
$\cos \beta = \frac{n - \cos \alpha}{\sqrt{1 + m^2 - 2m \cos \alpha}}$	
Angular Velocity of driven member = $\frac{d\beta}{dt}$	$= \omega \left(\frac{m \cos \alpha - 1}{1 + m^2 - 2m \cos \alpha} \right)$
Angular Acceleration of driven member = $\frac{d^2\beta}{dt^2}$	$= \omega^2 \left(\frac{m \sin \alpha (1 - m^2)}{(1 + m^2 - 2m \cos \alpha)^2} \right)$
Maximum Angular Acceleration occurs when $\cos \alpha =$	
$\sqrt{\left(\frac{1 + m^2}{4m} \right)^2 + 2} - \left(\frac{1 + m^2}{4m} \right)$	
Maximum Angular Velocity occurs at $\alpha = 0$ deg, and equals	
$\frac{\omega}{m - 1}$ radians per sec	

Nota. Notación y fórmulas para una cruz de Geneva externa. Tomado de N. Sclater, "Mechanisms and mechanical devices", Fifth., vol. 121. 2011.

Figura 103.

Cruz de malta de 6 ranuras.



Nota. Representación gráfica de una cruz de Geneva externa de 6 ranuras con sus dimensiones geométricas. Tomado de N. Sclater, “Mechanisms and mechanical devices”, Fifth., vol. 121. 2011.

En la caracterización del proceso se determinó que la producción de la máquina será de 5 ensambles por minuto, a partir de este dato se calculó el tiempo de proceso para un solo ensamble.

$$5 \text{ ensambles}/_{\text{min}} = 0,0833 \text{ ensambles}/_s$$

$$T_{\text{Proceso}} = \frac{1}{0,0833 \text{ ensambles}/_s} \approx 12 \text{ s}$$

El tiempo de proceso nos indica que, para el caso de nuestro mecanismo una vez superado el tiempo de puesta a punto, cada 12 segundos debe salir un ensamble de la posición 6 (ver figura 96). Para que esto suceda, el conductor o leva debe completar exactamente un giro en ese rango de tiempo, es decir, su periodo será igual al tiempo de proceso. Basándonos en este dato se calculó la velocidad angular constante a la que debe girar el conductor.

$$\omega_c = p = \frac{1 \text{ rev}}{12 \text{ s}} = 0,0833 \text{ rev/s} = 5 \text{ rpm}$$

El mecanismo de cruz de malta de este proyecto se diseñó a partir de una distancia a de 60 mm, d_r de 8 mm y una velocidad angular de 5 rpm para que se realice un ensamble cada 12 segundos. Por lo tanto, a partir de las fórmulas de la figura 22 se determinaron las siguientes dimensiones y datos:

Figura 104.

Dimensiones del mecanismo de cruz de malta diseñado

a	60	mm
n	6	
d_r	8	mm
p	5	rpm
m	2	
b	120	mm
D	208	mm
ω	0,52359878	rad/s
α_{max}	0,369	rad/s ²

Nota. Dimensiones del mecanismo de cruz de malta diseñado.

La aceleración angular máxima se determinó por medio de la siguiente tabla:

Figura 105.

Cálculo de aceleraciones angulares en el mecanismo de geneva

No. of Slots	360° n	Dwell period	Motion period	m and center-distance for α = 1	Maximum angular velocity of driven member, radians per sec. equals ω multiplied by values tabulated. Crank at 0° position	Angular acceleration of driven member when roller enters slot, radians² per sec², equals ω² multiplied by values tabulated.			Maximum angular Acceleration of driven member, radians² per sec², equals ω² multiplied by values tabulated		
						α	β	Multiplier	α	β	Multiplier
3	120°	300°	60°	1.155	6.458	30°	60°	1.729	4°	27° 58'	29.10
4	90°	270°	90°	1.414	2.407	45°	45°	1.000	11° 28'	25° 11'	5.314
5	72°	252°	108°	1.701	1.425	54°	36°	0.727	17° 31'	21° 53'	2.310
6	60°	240°	120°	2.000	1.000	60°	30°	0.577	22° 55'	19° 51'	1.349
7	51° 25' 43"	231° 30'	128° 30'	2.305	0.766	64° 17' 8"	25° 42' 52"	0.481	27° 41'	18° 11'	0.928
8	45°	225°	135°	2.613	0.620	67° 30'	22° 30'	0.414	31° 38'	16° 32'	0.700
9	40°	220°	140°	2.924	0.520	70°	20°	0.364	35° 16'	15° 15'	0.559
10	36°	216°	144°	3.236	0.447	72°	18°	0.325	38° 30'	14° 16'	0.465
11	32° 43' 38"	212° 45'	147° 15'	3.549	0.392	73° 38' 11"	16° 21' 49"	0.294	41° 22'	13° 16'	0.398
12	30°	210°	150°	3.864	0.349	75°	15°	0.268	44°	12° 26'	0.348
13	27° 41' 32"	207° 45'	152° 15'	4.179	0.315	76° 9' 14"	13° 50' 46"	0.246	46° 23'	11° 44'	0.309
14	25° 42' 52"	205° 45'	154° 15'	4.494	0.286	77° 8' 34"	21° 51' 26"	0.228	48° 32'	11° 3'	0.278
15	24°	204°	156°	4.810	0.263	78°	12°	0.213	50° 30'	10° 27'	0.253
16	22° 30'	202° 30'	157° 30'	5.126	0.242	78° 45'	11° 15'	0.199	52° 24'	9° 57'	0.232
17	21° 10' 35"	201°	159°	5.442	0.225	79° 24' 43"	10° 35' 17"	0.187	53° 58'	9° 26'	0.215
18	20°	200°	160°	5.759	0.210	80°	10°	0.176	55° 30'	8° 59'	0.200

Nota. Cálculo de aceleraciones angulares en el mecanismo de Geneva. Tomado de N. Sclater, "Mechanisms and mechanical devices", Fifth., vol. 121, 2011.

6.2 Cálculos estáticos y dinámicos de la máquina

6.2.1 Cálculos del eje 1

El eje que se busca diseñar en primera instancia es el que conecta la cruz de genebra con el plato giratorio, la longitud de dicho eje es de aproximadamente 30 cm y tiene dos apoyos en donde se ubicaran rodamientos; un pasador en la base y un rodillo a 50 mm de la base. Las fuerzas y momentos que influyen en el eje son:

W_{CM} : Peso de la cruz de malta

W_{PG} : Peso del plato giratorio

F_L : Fuerza de empuje de la leva

F_{fE} : Fuerza de fricción producida por el ensamble (se asume la masa total del ensamble en todas las estaciones ya que la masa de los componentes por separado es muy pequeña, y también, que estas fuerzas se anulan ya que cada una tiene un par de igual magnitud en sentido opuesto)

T_{CM} : Torque necesario para mover la cruz de malta

T_{PG} : Torque necesario para mover el plato giratorio

T_P : Torque generado por la fricción de los ensambles

Los torques requeridos para romper la inercia del mecanismo se calcularon a partir del momento polar de inercia, el cual se determina a partir de la geometría de cada una de las piezas.

$$J = I_x + I_y$$

$$T = J \alpha_{max}$$

$$W = mg$$

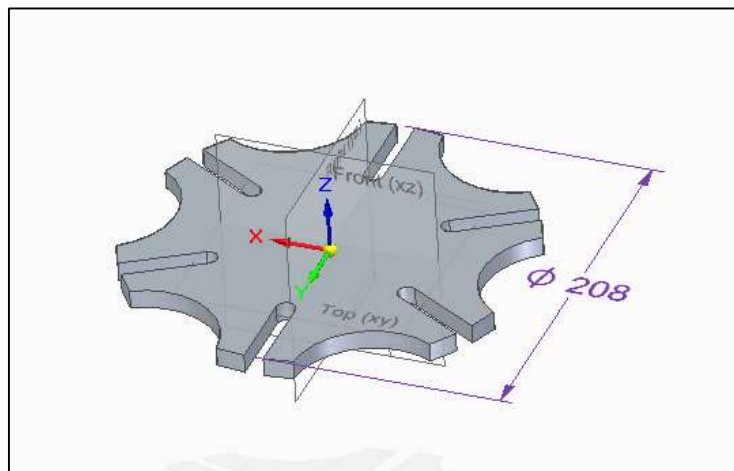
$$F_f = \mu_E N$$

- Cruz de malta

A partir del software SolidEdge ST9 se modeló la cruz de malta encargada de transmitir el movimiento de manera intermitente en el mecanismo, inicialmente el diseño se realizó sin agujero central ya que este dependerá del diámetro del eje a diseñar (Eje 1). Adicionalmente, se le asignó como material acero AISI 1020 y, por medio del mismo software se determinaron sus propiedades geométricas (momentos de inercia) y su masa.

Figura 106.

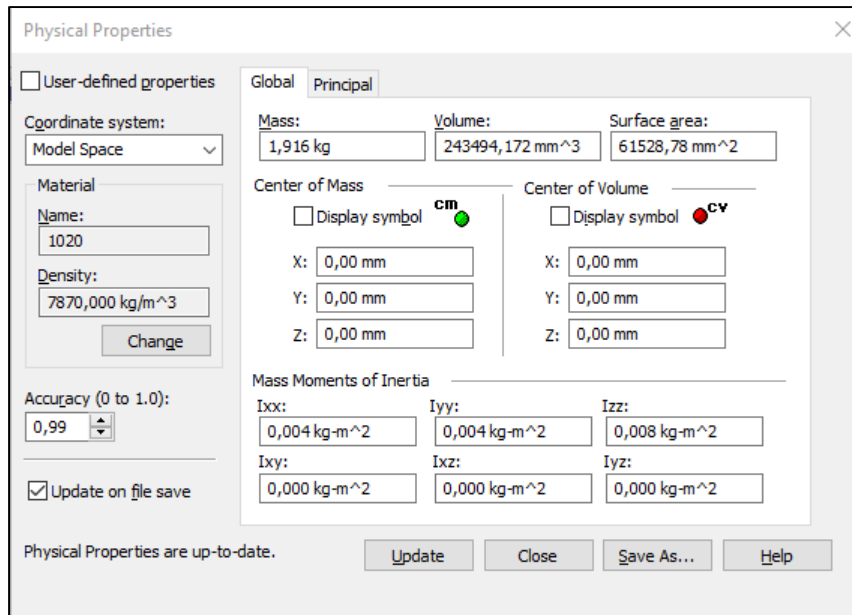
Modelo preliminar de la cruz de ginebra



Nota. Sólido de la cruz de malta diseñada en el software SolidEdge.

Figura 107.

Propiedades físicas de la cruz de malta



Nota. Propiedades de la cruz de ginebra determinadas por el software SolidEdge.

A partir de las propiedades físicas mostradas anteriormente se determinó el momento polar de inercia, torque y peso de la cruz de malta, cargas requeridas para el cálculo del eje.

$$J_{CM} = 0.004kgm^2 + 0.004kgm^2 = 0.008kgm^2$$

$$T_{CM} = (0.008kgm^2) \left(0.37 \frac{rad}{s^2} \right) = 2.96 \times 10^{-3} Nm$$

$$W_{CM} = m_{CM}g$$

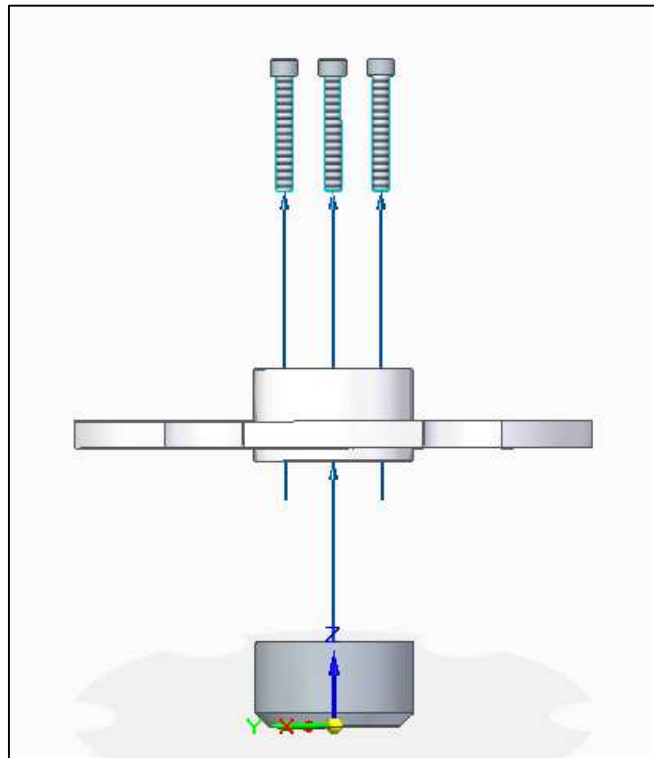
$$W_{CM} = (1.916kg) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) = 18.79N$$

- Plato giratorio

El plato giratorio es el conjunto de elementos encargado de transportar los pistones a través de cada una de las estaciones donde se ensamblan los demás elementos. Se compone por dos elementos unidos por tres tornillos M6: el plato, encargado de estar en contacto con los pistones y la manzana, encargada de unir el conjunto al eje por medio de una chaveta. Este diseño se debe a que se manejan tres referencias de pistón, por lo tanto, resulta conveniente que el plato sea intercambiable.

Figura 108.

Modelo preliminar del ensamble del plato y la manzana

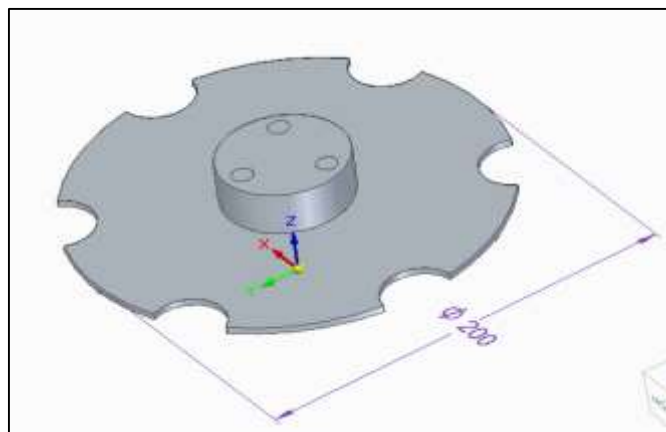


Nota. Ensamble del plato giratorio realizado en el software SolidEdge.

De igual manera que con la cruz de malta, se diseñaron las piezas sin el agujero donde se ubicará el eje 1 y se determinaron sus propiedades físicas a partir de la asignación de acero AISI 1020.

Figura 109.

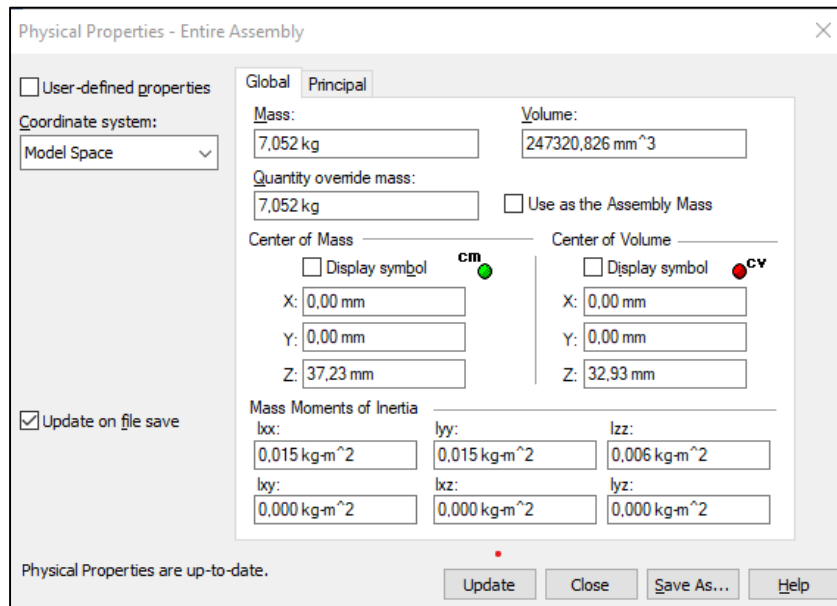
Modelo del plato giratorio



Nota. Sólido del plato giratorio diseñado en el software SolidEdge.

Figura 110.

Propiedades físicas del ensamble del plato giratorio



Nota. Propiedades del ensamble del plato giratorio determinadas por el software SolidEdge.

A partir de las propiedades físicas mostradas anteriormente se determinó el momento polar de inercia, torque y peso del conjunto del plato giratorio, cargas requeridas para el cálculo del eje.

$$J_{PG} = 0.015kgm^2 + 0.015kgm^2 = 0.03kgm^2$$

$$T_{PG} = (0.03kgm^2) \left(0.37 \frac{rad}{s^2} \right) = 0.011Nm$$

$$W_{PG} = m_{PG}g$$

$$W_{PG} = (7.052kg) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) = 69.18N$$

- Ensamble

El ensamble que se requiere realizar se compone de las piezas descritas anteriormente en el texto, para los cálculos del eje 1 se tomaron las piezas de mayor masa (referencia 1 3/8”). Una vez asignados los materiales de cada uno de los componentes se determinaron las propiedades físicas del ensamble para calcular la fuerza de fricción que se transmite al plato, y por lo tanto, el torque que genera en el eje.

Figura 111.

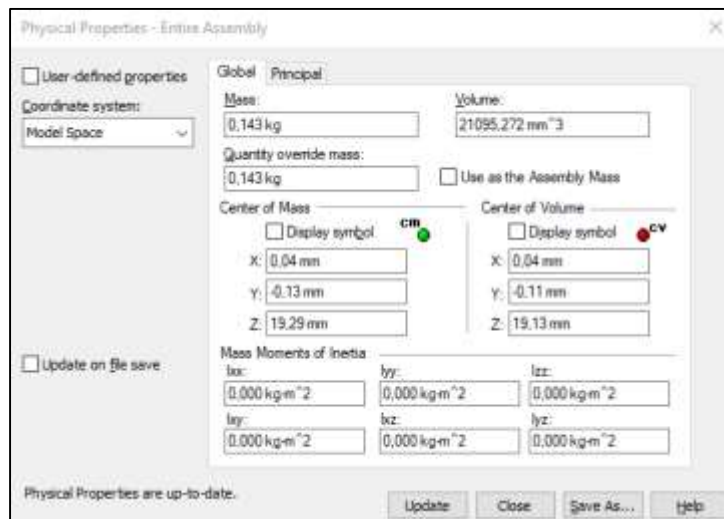
Modelo del ensamble



Nota. Ensamble del pist3n realizado en el software SolidEdge.

Figura 112.

Propiedades f3sicas del ensamble.



Nota. Propiedades del ensamble determinadas por el software SolidEdge.

$$W_E = m_E g$$

$$W_E = N_E = (0.143 \text{ kg}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 1.40 \text{ N}$$

$$F_{fE} = N_E \mu_D$$

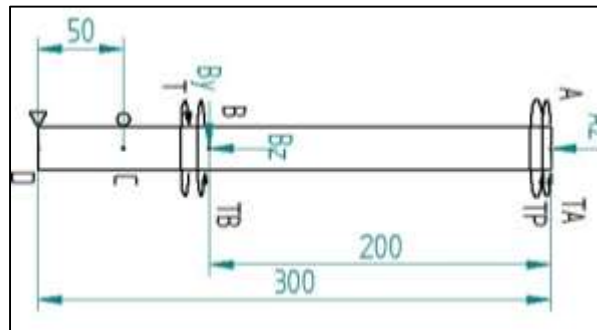
$$F_{fE} = (1.40 \text{ N})(0.15) = 0.21 \text{ N}$$

μ_E : Coeficiente de fricción estática acero/ acero

- DCL eje 1

Figura 113.

Representación gráfica del eje 1 con sus apoyos



Nota: Representación gráfica del eje 1 realizada en el software SolidEdge.

Figura 114.

Tabla de cargas eje 1.

Fuerza/ Torque	Definición
Az	Peso del plato giratorio
TA	Torque requerido para mover el plato giratorio
TP	Torque necesario para mover los pistones ensamblados (generado por la fricción de los 6 pistones transportados por el plato)
Bz	Peso de la cruz de ginebra
By	Fuerza ejercida por la leva (Se obtiene dividiendo el torque resultante entre la distancia que hay de la línea de centro de la leva y la del punto que entra en contacto con la cruz de malta, denominada r_L)
TB	Torque requerido para mover la cruz de ginebra
T	Torque resultante (Torque ejercido por la leva necesario para mover el mecanismo)

Nota. Cargas a las que está sometido el eje 1.

$$A_z = W_{PG}$$

$$T_A = T_{PG}$$

$$T_P = 6F_{fE}(r_{PG})$$

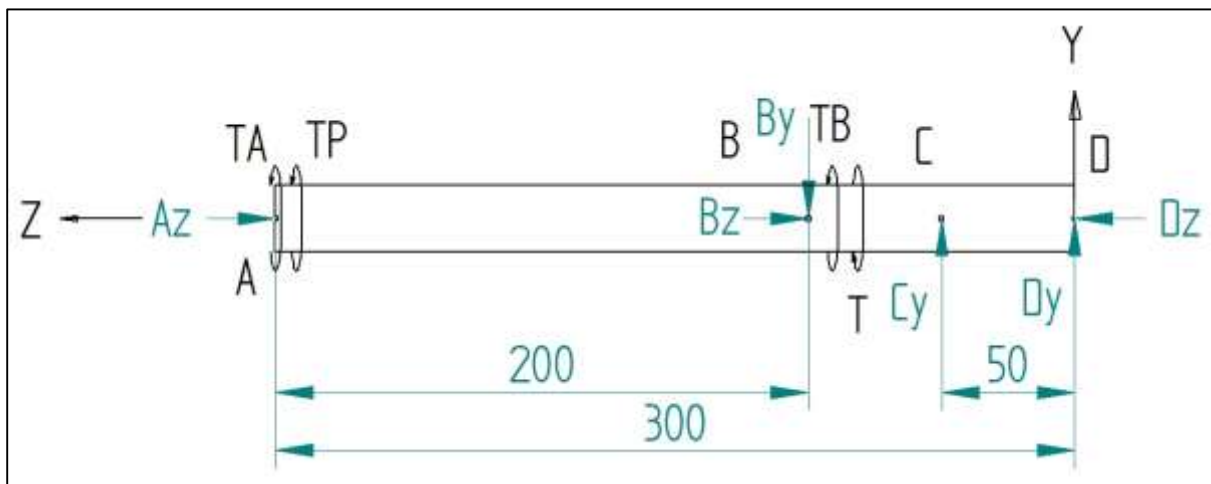
$$B_z = W_{CM}$$

$$B_y = \frac{T}{r_L}$$

$$T_B = T_{CM}$$

Figura 115.

Diagrama de cuerpo libre del eje 1.



Nota. DCL del eje 1 realizado en el software SolidEdge.

$$\sum M_z = T_A + T_P + T_B - T = 0$$

$$T = T_A + T_P + T_B$$

$$T = 0.011Nm + 6(0.21N)(0.1m) + 2.96 \times 10^{-3}Nm = 0.14Nm$$

$$B_y = \frac{0.14Nm}{0.06m} = 2.34N$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_z = D_z - B_z - A_z = 0$$

$$D_z = B_z + A_z$$

$$D_z = 18.79N + 69.18N = 87.97N$$

$$\sum F_y = -B_y + C_y + D_y = 0$$

$$D_y = B_y - C_y$$

$$\sum F_{M_{xD}} = B_y(\overline{BD}) - C_y(\overline{CD}) = 0$$

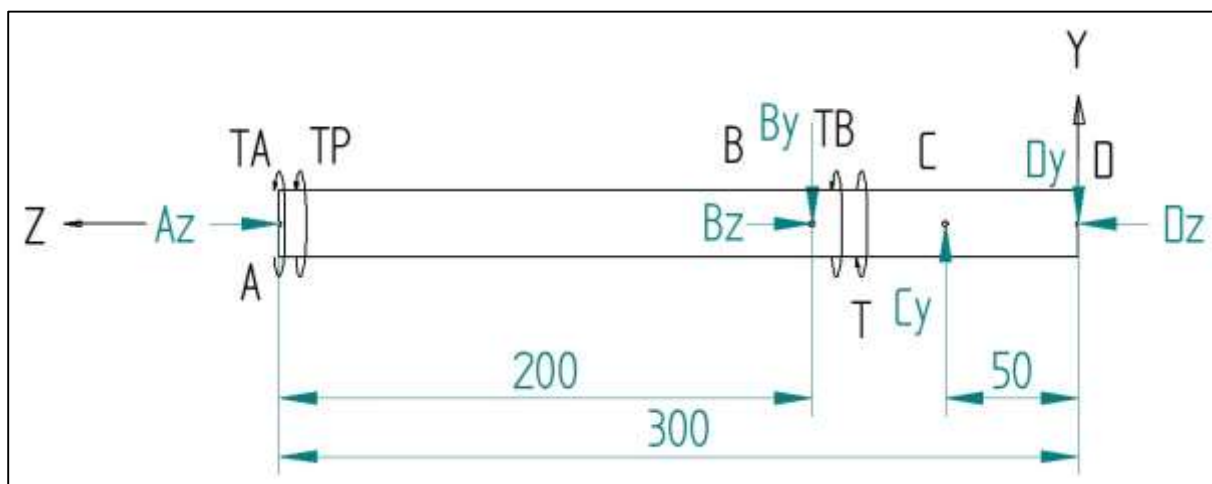
$$C_y = \frac{B_y(\overline{BD})}{\overline{CD}}$$

$$C_y = \frac{2.34N(0.1m)}{0.05m} = 4.68N$$

$$D_y = 2.34N - 4.68N = -2.34N$$

Figura 116.

Diagrama de cuerpo corregido de eje 1.



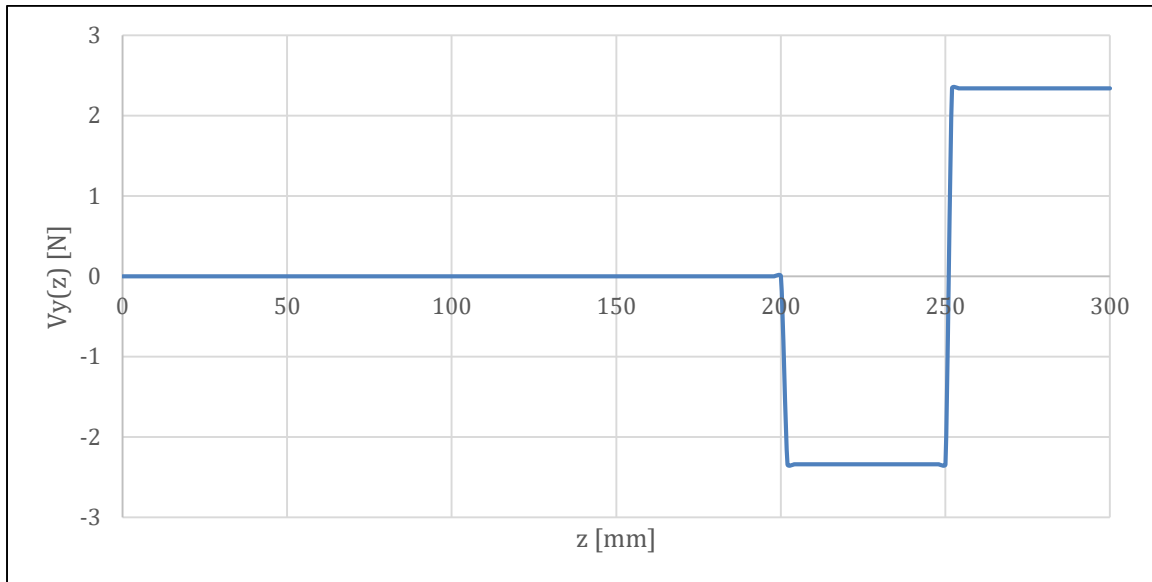
Nota. DCL del eje 1 con las reacciones en su dirección real realizado en el software SolidEdge.

A partir de estos resultados y su respectiva comparación por medio de ecuaciones de singularidad se realizaron las gráficas de fuerza cortante y momento flector[47]

$$V_{y(z)} = -2,34 N \langle z - 200 \text{ mm} \rangle^0 + 4,68 N \langle z - 250 \text{ mm} \rangle^0$$

Figura 117.

Grafica de fuerza cortante en el eje 1.

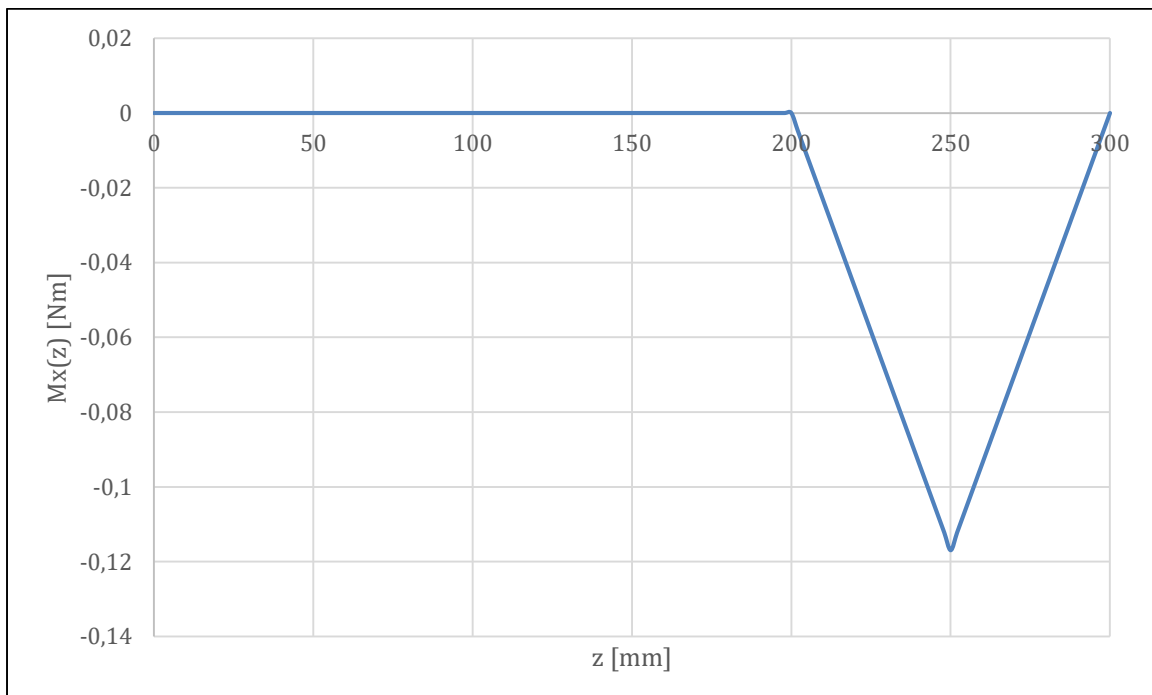


Nota. Gráfica de fuerza cortante en Newtons sobre el eje y.

$$M_{x(z)} = (-2,34 N \langle z - 200 \text{ mm} \rangle + 4,68 N \langle z - 250 \text{ mm} \rangle) \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right)$$

Figura 118.

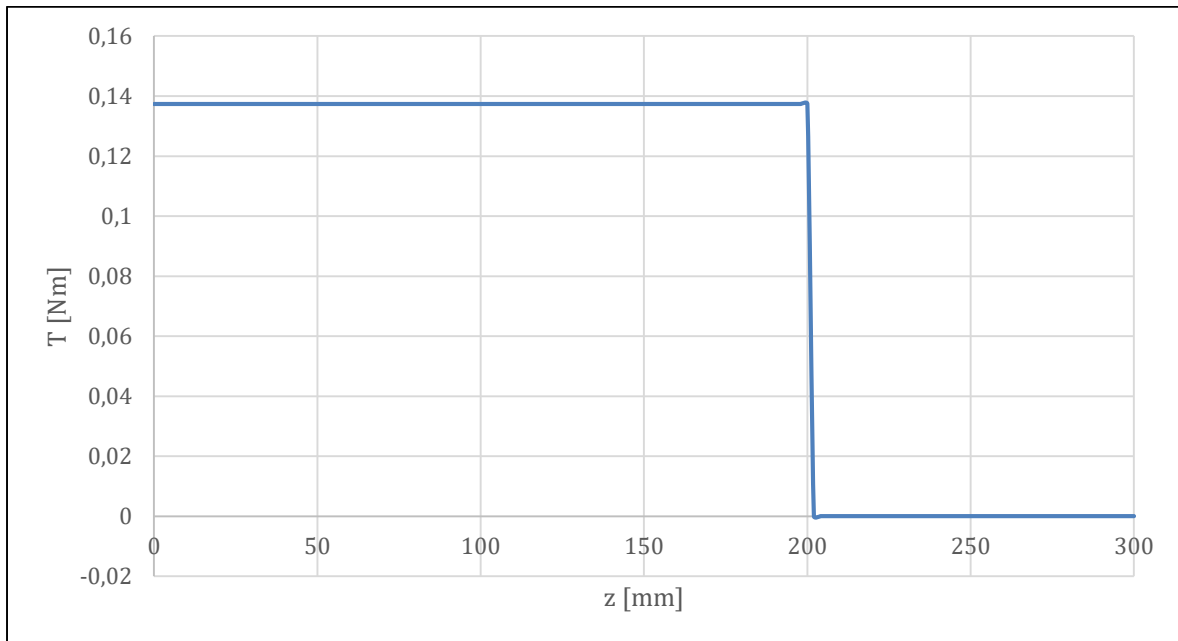
Grafica de momento flector en el eje 1.



Nota. Gráfica de momento flector en Nm alrededor del eje x.

Figura 119.

Torque aplicado en el eje 1



Nota. Gráfica de torque en Nm alrededor del eje z.

Con base en estos datos se procedió a calcular el radio mínimo para el punto B, donde se concentra el mayor torque, con la formula:

$$\tau_{adm} = \frac{2\sqrt{Mx^2 + T^2}}{\pi r_B^3}$$

Para un acero AISI 1010 hot rolled

Figura 120.

Propiedades del acero aisi 1010

Physical Properties	Metric	English
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	95	95
Hardness, Knoop	113	113
Hardness, Rockwell B	55	55
Hardness, Vickers	98	98
Tensile Strength, Ultimate	325 MPa	47100 psi
Tensile Strength, Yield	180 MPa	26100 psi
Elongation at Break	28 %	28 %
Reduction of Area	50 %	50 %
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi
Bulk Modulus	160 GPa	23200 ksi
Poissons Ratio	0.29	0.29
Machinability	55 %	55 %
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi

Nota. Propiedades del acero AISI 1010. Tomado de “Página Web Matweb (AISI 1010).” <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=7573afc5e06c4a518c01efba4690182c>.

$$\tau_{adm} = 0,577\sigma_f$$

$$\tau_{adm} = 0,577(180MPa) = 103,283MPa$$

Por lo tanto

$$r_B = \sqrt[3]{\frac{2\sqrt{Mx^2 + T^2}}{\pi\tau_{adm}}} = 9.44 \times 10^{-4} m = 0.944 mm$$

Además del método de diseño a partir del esfuerzo a torsión permisible, y teniendo en cuenta que el diámetro resultante por este método es de una longitud muy pequeña debido a la baja magnitud de las cargas a las que está sometido el eje, se procedió a calcular el diámetro requerido a partir de la relación de esbeltez de los elementos sometidos a compresión.

$$\frac{KL}{r} < 200$$

Donde

K: Factor de longitud efectiva

L: Longitud del elemento

r: Radio de giro del elemento

Calculando la relación de esbeltez con el r_b hallado anteriormente:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Donde

I: Momento de inercia del elemento

A: Área transversal

$$r = \sqrt{\frac{\frac{\pi}{4} r_b^4}{\pi r_b^2}}$$





$$r = \sqrt{\frac{1}{4}} (0.944 \text{ mm})$$

$$r = 0.472 \text{ mm}$$

Asumiendo un factor de longitud efectiva $K=2$ en base a

Figura 121.

Longitud efectiva de las columnas

Type of column	Effective length	Critical buckling load
	L	$\frac{\pi^2 EI}{L^2}$
	$\frac{L}{2}$	$\frac{4\pi^2 EI}{L^2}$
	$\approx 0.7L$	$\approx \frac{2\pi^2 EI}{L^2}$
	$2L$	$\frac{\pi^2 EI}{4L^2}$

Nota. Longitud efectiva (KL) de las columnas en base a sus apoyos. Tomado de T. G. Hicks, "CIVIL ENGINEERING FORMULAS," 2nd ed., New York: McGraw-Hill Education, 2010.

$$\frac{KL}{r} = \frac{2(300 \text{ mm})}{0.428 \text{ mm}} = 1270.85$$

El radio hallado por este método no cumplía con la relación de esbeltez, y adicionalmente se calculó la carga de pandeo. [49]

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{(KL/r)^2}$$

$$P_{cr} = 3.42 \text{ N}$$

En base a los resultados anteriores se concluyó que el eje no cumplía con los requerimientos del diseño de elementos sometidos a compresión. Por esta razón se procedió a determinar el radio mínimo requerido para cumplir con el parámetro de relación de esbeltez.

$$\frac{KL}{200} < r$$

$$r > \frac{2(300 \text{ mm})}{200}$$

$$r > 3 \text{ mm}$$

$$r^2 = \frac{\pi}{4} \frac{r_{min}^4}{\pi r_{min}^2}$$

$$r^2 = \frac{1}{4} r_{min}^2$$

$$4r^2 = r_{min}^2$$

$$r_{min} = 2r = 2(3 \text{ mm}) = 6 \text{ mm}$$

A partir de este resultado se escogió un radio mínimo para el eje de 6.5 mm y se calculó la carga crítica de pandeo. Los resultados fueron los siguientes:

$$\frac{KL}{r} = 184.61 < 200$$

$$P_{cr} = 7687.24 \text{ N}$$

Teniendo en cuenta la carga crítica, se verificó que el eje soportara las cargas dentro de los parámetros que implica el método ASD (Allowable Strength Design o Diseño por resistencia permisible), este método dicta que:

$$P_a \leq \frac{P_n}{\Omega_c}$$

Donde:

P_a : Suma de las fuerzas de servicio

P_n : Resistencia nominal a compresión

Ω_c : Factor de seguridad (1.67)

$$87.97 \text{ N} \leq \frac{7687.24 \text{ N}}{1.67}$$

$$87.97 \text{ N} \leq 4603.14 \text{ N}$$

Una vez hallado el nuevo radio mínimo se realizó el diseño por concentración de esfuerzos, chavetas, y anillos seeger en los puntos A, B y C del eje.

- Diseño por concentración de esfuerzos

$$\tau_{adm} = K_t * K_{ts} * \frac{2\sqrt{Mx^2 + T^2}}{\pi c^3}$$

Asumiendo un diámetro D de 25 mm en todos los casos

RADIO A y B

Figura 122.

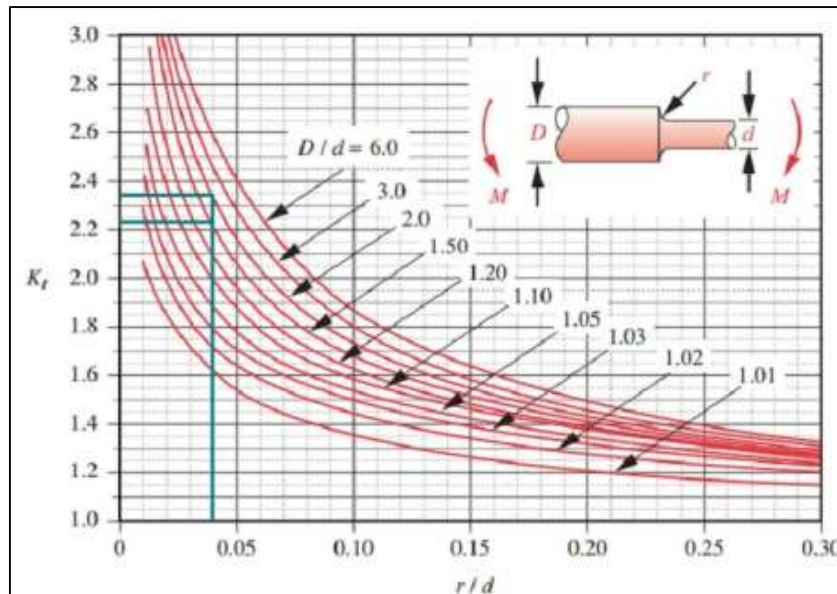
Iteración para el punto a y b por concentración de esfuerzos

c (mm)	D/d	r/d	Kt	kts
6,5	1,923076923	0,038461538	2,33461538	1,86392652
1,54158675				

Nota. Iteración para el punto A y B por concentración de esfuerzos.

Figura 123.

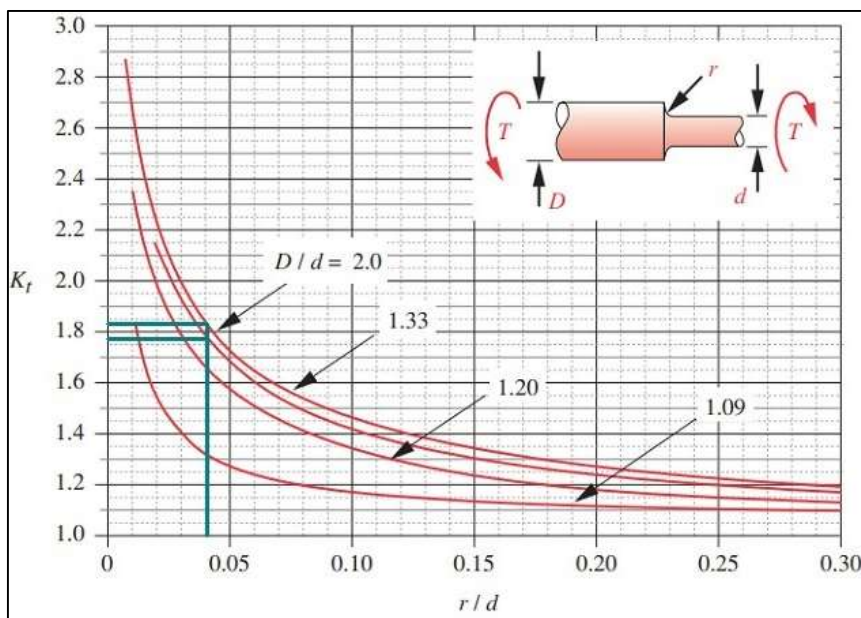
Coefficiente de flexión K_t eje 1 punto a y b.



Nota. Coeficiente de flexión K_t eje 1 punto A y B. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

Figura 124.

Coefficiente de torsión K_t eje 1 punto a y b.



Nota. Coeficiente de torsión K_t eje 1 punto A y B. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

RADIO C

Figura 125.

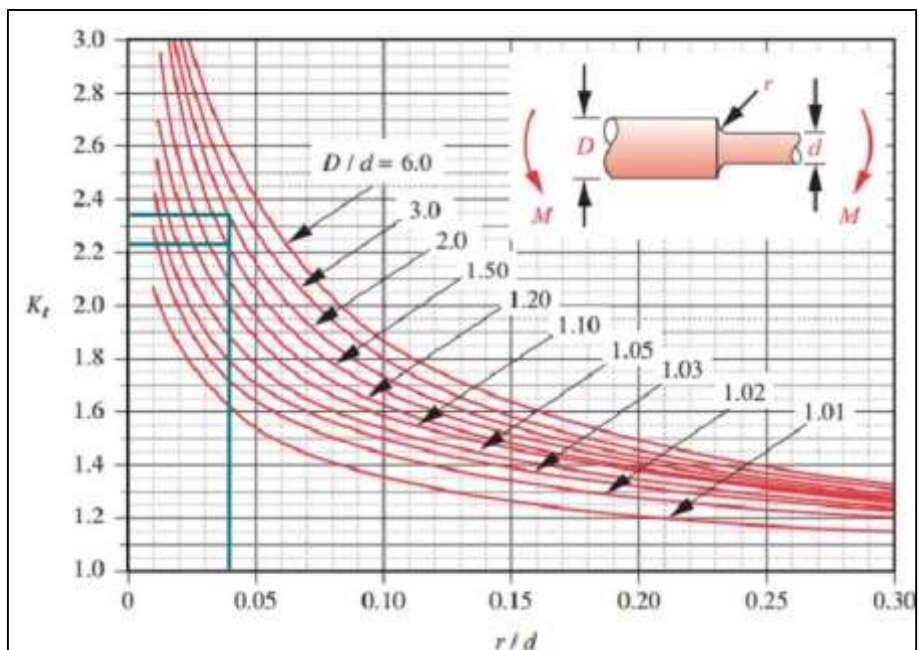
Iteración para el punto c por concentración de esfuerzos

c (mm)	D/d	r/d	Kt	kts
6,5	1,923076923	0,038461538	2,33461538	1,86392652
1,21627607				

Nota. Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos.

Figura 126.

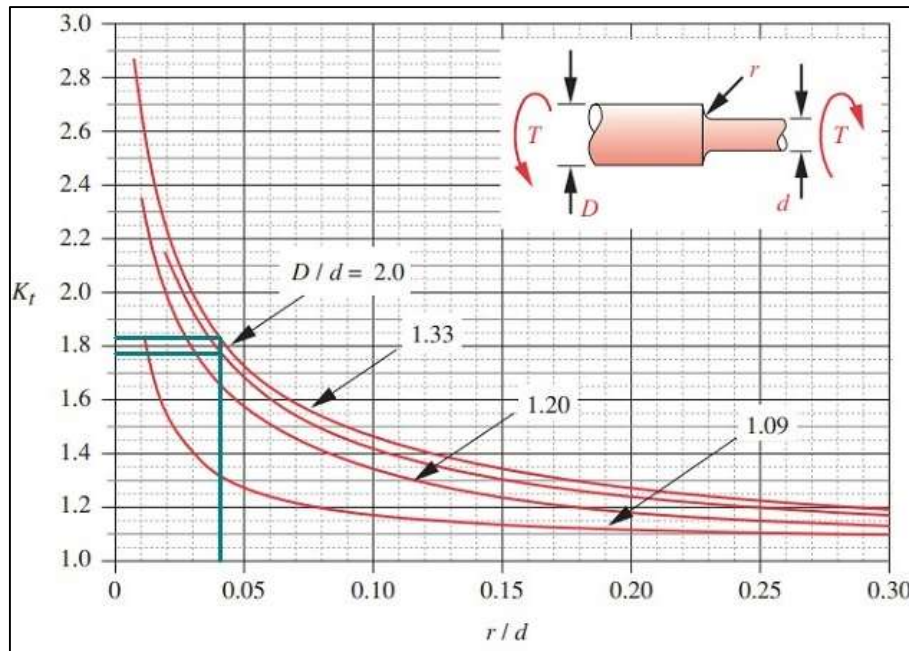
Coefficiente de flexión Kt eje 1 punto C.



Nota. Coeficiente de torsión Kt eje 1 punto C. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

Figura 127.

Coefficiente de torsión kts eje 1 punto c.



Nota. Coeficiente de torsión Kts eje 1 punto C. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

- Diseño por chavetas

$$\tau_{adm} = K_t * K_{ts} * \frac{2\sqrt{Mx^2 + T^2}}{\pi c^3}$$

Figura 128.

Coefficientes de flexión y torsión para chaveteros.

CLASE DE CHAVETERO	RECOCIDO		ENDURECIDO	
	<i>Fle-xión</i>	<i>Tor-sión</i>	<i>Fle-xión</i>	<i>Tor-sión</i>
Perfil	1,6	1,3	2,0	1,6
De patín	1,3	1,3	1,6	1,6

Nota. Coeficiente de flexión y torsión para chaveteros según la dureza del material (recocido <200 HB, endurecido >200 HB) y su método de mecanizado. Tomado de V.M Faires, Diseño de Elementos de Maquinas. 1995.

DIAMETRO A y B

Figura 129.

Iteración para el punto a y b por concentración de esfuerzos en chaveteros

D (mm)	Material	Dureza Brinell	Kff	Kft
13	AISI 1010	95	1,6	1,3
2,18760856				

Nota. Iteración para el punto A y B por concentración de esfuerzos en chaveteros.

DIAMETRO C

Figura 130.

Iteración para el punto c por concentración de esfuerzos en chaveteros

D (mm)	Material	Dureza Brinell	Kff	Kft
13	AISI 1010	95	1,6	1,3
0,44564123				

Nota. Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos en chaveteros.

- Diseño por anillos seeger

$$\tau_{adm} = K_t * K_{ts} * \frac{2\sqrt{Mx^2 + T^2}}{\pi c^3}$$

DIAMETRO A y B

Figura 131.

Dimensiones de los anillos seeger para el punto a y b.

d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	m
14	13,4	12,9	1,1

Nota. Dimensiones de los anillos seeger para el punto A y B.

Tomado de AnelBras, "Anillos AnelBras para ejes."

Figura 132.

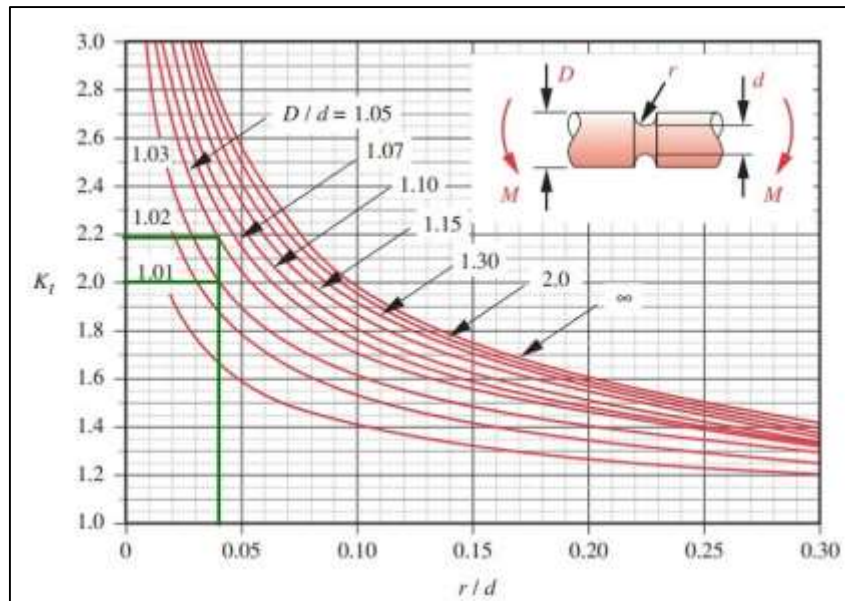
Iteración para el punto A y B por concentración de esfuerzos en ranuras.

c (mm)	D/d	r/d	Kt	kts
6,7	1,044776119	0,041044776	2,00147761	1,59865672
1,26266214				

Nota. Iteración para el punto A y B por concentración de esfuerzos en ranuras.

Figura 133.

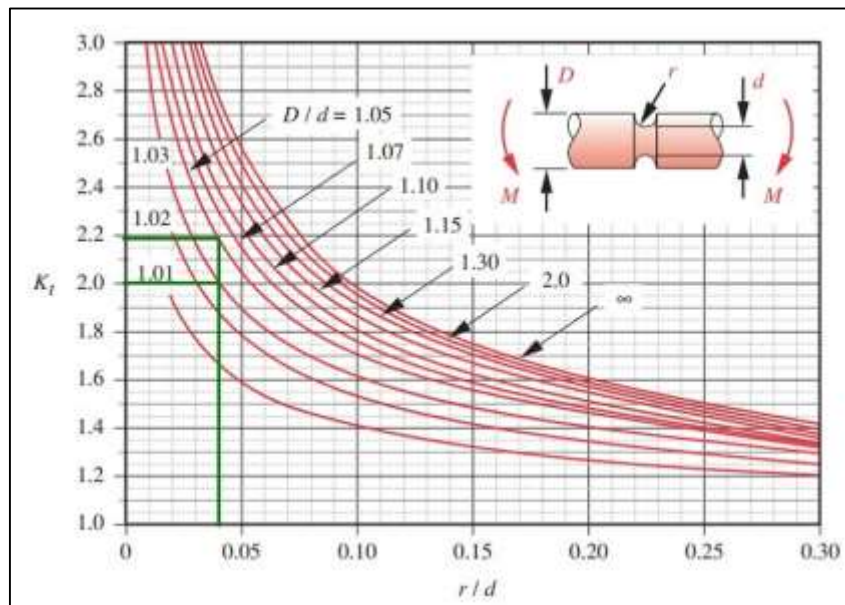
Coefficiente de flexión K_t en ranuras eje 1 punto A y B



Nota. Coeficiente de flexión K_t en ranuras eje 1 punto A y B. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

Figura 134.

Coefficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 1 punto A y B



Nota. Coeficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 1 punto A y B. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

DIAMETRO C

Figura 135.

Dimensiones de los anillos seeger para el punto C.

d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	m
14	13,4	12,9	1,1

Nota. Dimensiones de los anillos seeger para el punto C. Tomado de AnelBras, “Anillos AnelBras para ejes.”

Figura 136.

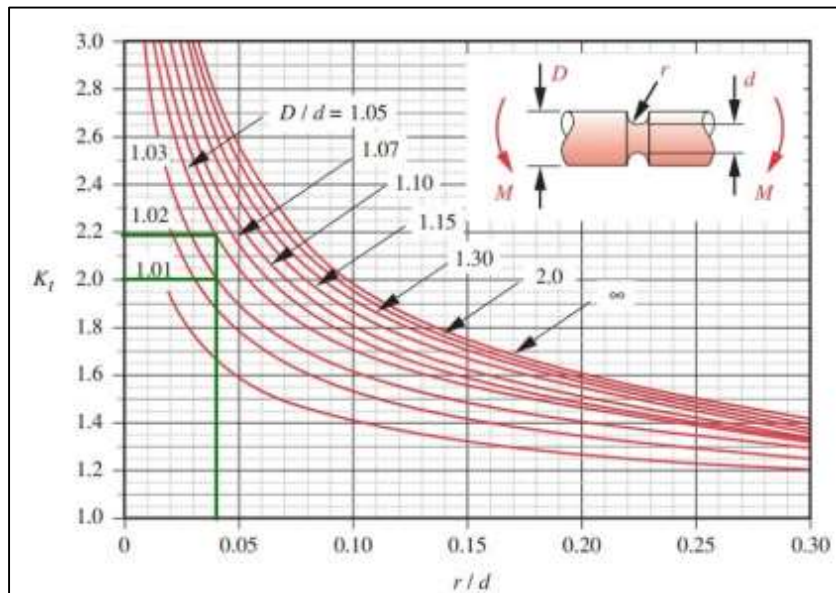
Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos en ranuras.

c (mm)	D/d	r/d	Kt	kts
6,7	1,044776119	0,041044776	2,00147761	1,59865672
0,25721892				

Nota. Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos en ranuras.

Figura 137.

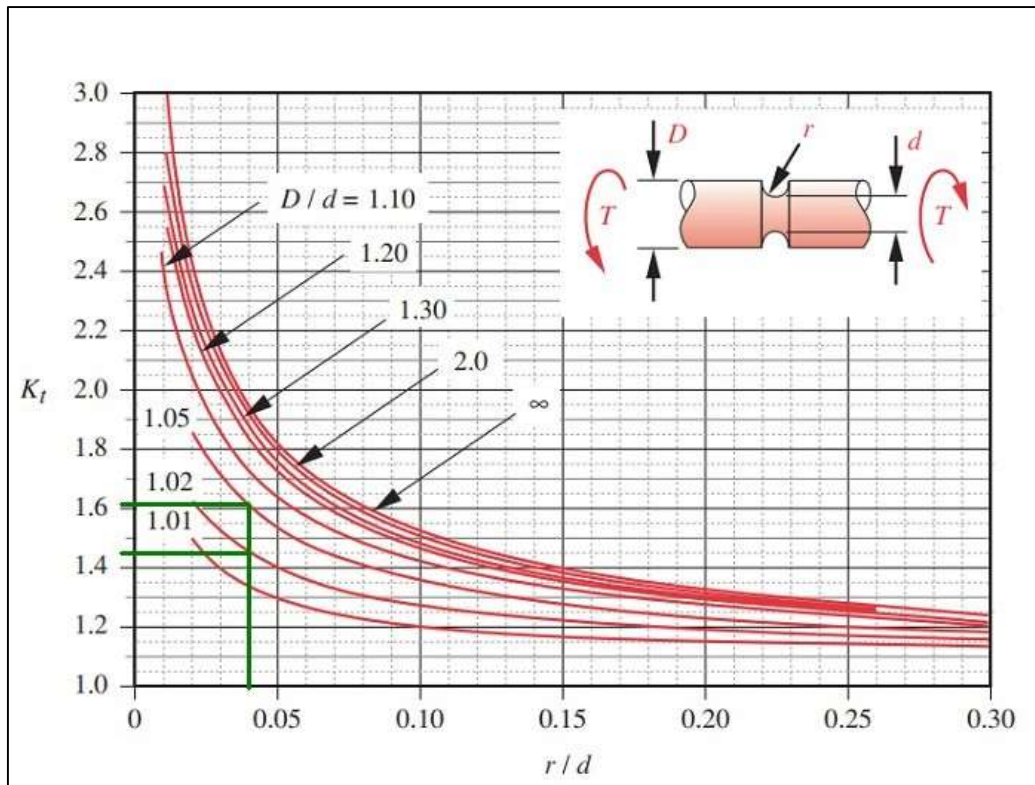
Coefficiente de flexión Kt en ranuras eje 1 punto C



Nota: Coeficiente de flexión Kt en ranuras eje 1 punto C. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

Figura 138.

Coefficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 1 punto C



Nota. Coeficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 1 punto C. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

- Diseño por fátiga

Para el diseño por fatiga del eje 1 se utilizará el método presentado por Norton [47], que se basa en determinar el diámetro requerido en cada punto por medio del cálculo del límite de resistencia corregido a partir de cinco factores.

FACTOR DE CARGA (C_{load})

Como el eje está sometido a carga axial:

$$C_{load} = 0.70$$

FACTOR DE TAMAÑO (C_{size})

Dado que para todos los puntos el diámetro mayor encontrado ha sido por cálculo de concentración de esfuerzos por anillos seeger y tiene una magnitud de 14 mm (0.55 in), el factor de tamaño se calcula a partir de la fórmula de Norton [47]:

$$C_{size} = 0.869d^{-0.097} = 0.869(0.55 \text{ in})^{-0.097} = 0.921$$

FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL (C_{surf})

El factor de acabado superficial se determina a partir de la fórmula:

$$C_{surf} \cong A(S_{ut})^b$$

Los coeficientes A y b dependen de la rugosidad del material, y se encuentran estandarizados en la siguiente tabla:

Figura 139.

Coefficientes de acabado superficial

Surface Finish	For S_{ut} in MPa use	
	A	b
Ground	1.58	-0.085
Machined or cold-rolled	4.51	-0.265
Hot-rolled	57.7	-0.718
As-forged	272	-0.995

Nota: Coeficientes de acabado superficial. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

$$C_{surf} \cong 57.7(325)^{-0.718} = 0.907$$

FACTOR DE TEMPERATURA (C_{temp})

Para temperaturas menores o iguales a 450°C

$$C_{temp} = 1$$

FACTOR DE CONFIABILIDAD (C_{rellab})

El factor de confiabilidad se determina asumiendo una probabilidad de que el eje alcance la resistencia deseada. Asumiendo una confiabilidad del 50%.

Figura 140.

Factor de confiabilidad

Reliability %	C_{reliab}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Nota. Tabla de factor de confiabilidad. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

$$C_{reliab} = 1$$

LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FÁTIGA (S_e')

En base a las condiciones presentadas por el autor para aceros con esfuerzo ultimo menor a 1400 MPa

Figura 141.

Cálculo de resistencia a la fatiga para aceros

steels :	$\left\{ \begin{array}{ll} S_e' \cong 0.5 S_{ut} & \text{for } S_{ut} < 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ S_e' \cong 100 \text{ kpsi (700 MPa)} & \text{for } S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \end{array} \right\}$
----------	--

Nota. Cálculo de resistencia a la fatiga para aceros. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

Para Acero AISI 1010

$$S_e' = 0.5(325 \text{ MPa}) = 162.5 \text{ MPa}$$

LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FÁTIGA CORREGIDO

$$S_e = C_{load} C_{size} C_{surf} C_{temp} C_{reliab} S_{e'}$$

$$S_e = (0.7)(0.921)(0.907)(1)(1)(162.5 MPa) = 95.02 MPa$$

Adicionalmente, para poder calcular el diámetro mínimo requerido para soportar la fatiga en cada punto de importancia del eje se deben calcular los factores de concentración de esfuerzos dinámicos K_f y K_{fs} .

FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

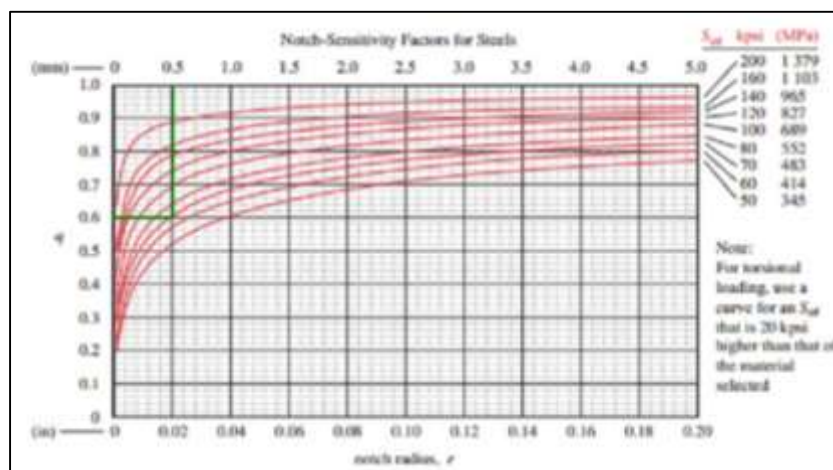
Donde:

q : Sensibilidad de la muesca

La sensibilidad de la muesca se calcula a partir de la siguiente gráfica:

Figura 142.

Gráfica de sensibilidad de la muesca vs radio de la muesca



Nota. Se asumió un esfuerzo ultimo mayor por aproximadamente 20 Ksi ya que el eje está sometido a carga torsional. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

Una vez hallado el dato anterior se calcularon los respectivos factores K_f y K_{fs} , tomando como referencia los factores estáticos hallados para el cálculo por anillos seeger. Como las dimensiones son las mismas para todos los puntos los factores resultantes son:

$$K_f = 1.689$$

$$K_{fs} = 1.359$$

A partir de todos los datos hallados anteriormente se calculó el diámetro mínimo requerido por medio de la siguiente formula:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2k_f M}{S_e} + \frac{[3(k_{fs} T)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$$

Donde:

n: Factor de seguridad

Asumiendo un factor de seguridad de 1.5 se procedió a calcular los diámetros en los puntos A, B y C.

Figura 143.

Diámetros mínimos por fatiga en el eje 1

	A	B	C
Cload	0,7	0,7	0,7
Csize	0,9208833	0,9208833	0,9208833
Csurf	0,90707576	0,90707576	0,90707576
Ctemp	1	1	1
Crellab	1	1	1
Se' (Pa)	162500000	162500000	162500000
Se (Pa)	95016616,4	95016616,4	95016616,4
Kf	1,68865672	1,68865672	1,68865672
Kfs	1,35919403	1,35919403	1,35919403
d (m)	0,00196615	0,00196615	0,00316649
d(mm)	1,97	1,97	3,17

Nota. Diámetros mínimos calculados por fatiga en el eje 1.

- Dimensiones finales

Figura 144.

Modelo del eje 1



Nota. Solido del eje 1 realizado en el software SolidEdge.

DIAMETROS DEL EJE

A partir de los cálculos de diseño por pandeo, concentradores de esfuerzos, chaveteros, ranuras para anillos seeger y fatiga se definieron las dimensiones del eje (que se fabricará a partir de una barra de acero de una pulgada de diámetro), de manera que superaran el mínimo requerido en cada uno de los puntos de análisis.

Figura 145.

Diámetros finales del eje 1

DIAMETROS FINALES		
A	17	Mm
B	20	Mm
C	20	Mm
D	17	Mm

Nota. Diámetros finales del eje 1.

- Cálculo por esfuerzo de Von Misses

Se utilizó la metodología presentada en el libro de Norton [47] , para verificar que el área menor del eje soporte la carga a la cual es sometido, por medio de las siguientes formulas:

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

Donde:

I: Momento de inercia

r: radio

$$J = I_x + I_y$$

Donde:

J: Momento polar de inercia

I_x: Momento de inercia alrededor del eje x

I_y: Momento de inercia alrededor del eje y

Con base en la geometría del eje:

$$I_x = I_y = I$$

$$I = 4,0999 \times 10^{-9} m^4$$

$$J = 8,1996 \times 10^{-9} m^4$$

A partir de los momentos de inercia

$$\sigma_x = \frac{M_x c}{I}$$

Donde:

σ_x : Esfuerzo normal en x

M_x : Momento flector alrededor del eje x

c: distancia desde la fibra neutra hasta la fibra más lejana

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J}$$

Donde:

τ_{xy} : Esfuerzo cortante en el plano xy

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo

σ_y : Esfuerzo normal en y (para este caso igual a 0)

Reemplazando los valores de Torque y momento flector máximo en las fórmulas:

$$\sigma_x = -242413,041 \text{ Pa}$$

$$\tau_{xy} = 142380,7626 \text{ Pa}$$

$$\tau_{max} = 186984,76 \text{ Pa}$$

A partir de los momentos de los datos calculados, se procedió a calcular el esfuerzo cortante máximo y mínimo (denominados σ_1 y σ_3), y el esfuerzo de Von Misses (σ').

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \tau_{max} = 65778,24 \text{ Pa}$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x}{2} - \tau_{max} = -308191,28 \text{ Pa}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} = 345804,75 \text{ Pa}$$

Los datos hallados anteriormente se presentan de manera resumida en la siguiente tabla:

Figura 146.

Datos de esfuerzo de Von Misses para el eje 1

ESFUERZO DE VON MISSES		
Imin	4,09983E-09	m4
Jmin	8,19966E-09	m4
σ_x	-242413,041	Pa
τ_{xy}	142380,7626	Pa
τ_{max}	186984,7645	Pa
σ_1	65778,24412	Pa
σ_3	-308191,285	Pa
σ'	345804,7528	Pa

Nota. Datos hallados por el método de esfuerzo de Von Misses.

Una vez calculado el esfuerzo de Von Mises se procedió a verificar que este no superará el límite elástico del material por medio de la fórmula

$$S_y > N\sigma'$$

Donde:

S_y : Límite elástico del material

N: Factor de seguridad

Asumiendo un factor de seguridad de 1.5

$$180 \text{ MPa} > 1.5(0,35 \text{ MPa})$$

$$180 \text{ MPa} > 0,525 \text{ MPa}$$

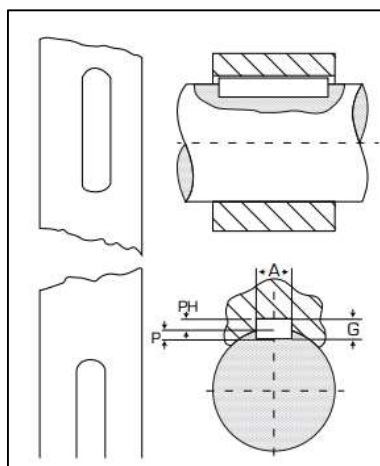
Según este criterio, el eje resiste las cargas a las cuales es sometido sin siquiera acercarse a su límite elástico.

- Dimensiones de las chavetas y chaveteros

Las dimensiones de las chavetas se escogieron a partir de los datos brindados por la empresa Intermecc en el texto Estándares de cuñas y cuñeros [52]. La longitud de las chavetas se definió en base al espesor de las piezas ubicadas en los puntos A y B (Manzana del plato y cruz de malta) para que no tuvieran contacto con los redondeos ni con las ranuras de los anillos.

Figura 147.

Dimensiones de la chaveta y el chavetero según catálogo



Nota. Dimensiones de la chaveta y el chavetero según catálogo. Tomado de Intermecc, “Estándares De Cuñas Y Cuñeros,” 2017, [Online]. Available: www.intermecc.com.co

Figura 148.

Dimensiones de las chavetas y chaveteros del eje 1

DIMENSIONES CHAVETAS				
	A (mm)	G (mm)	P (mm)	L (mm)
A	5	5	2,7	31
B	6	6	3,2	9

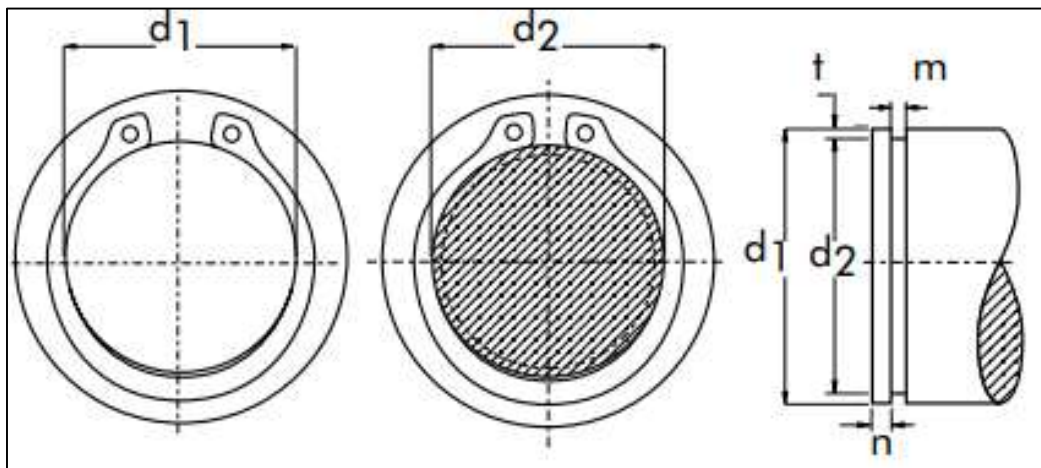
Nota. Dimensiones de las chavetas y chaveteros del eje 1.

- Dimensiones de ranuras y anillos seeger

Los datos para las ranuras y anillos seeger fueron tomados del catálogo de la empresa Anelbras [51].

Figura 149.

Dimensionamiento anillos seeger



Nota. Dimensiones de anillos seeger según catálogo Tomado de AnelBras, “Anillos AnelBras para ejes.”

Figura 150.

Dimensiones de los anillos seeger del eje 1

DIMENSIONES ANILLOS				
	Referencia	d1 (mm)	d2 (mm)	m _{min} (mm)
A	A17	17	16,2	1,1
B	A20	20	19	1,3
C	A20	20	19	1,3
D	A17	17	16,2	1,1

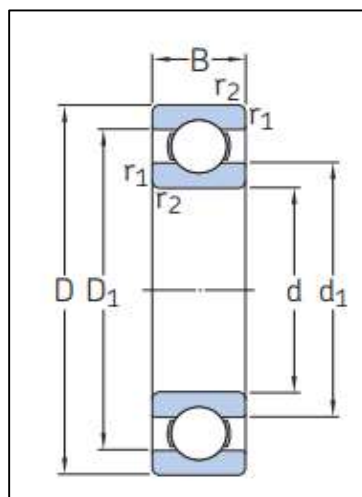
Nota. Dimensiones de los anillos seeger para el eje 1.

- Selección de rodamientos

Como se mencionó anteriormente, el diseño preliminar considera que en los puntos C y D se ubiquen rodamientos que actúen como los apoyos del eje. A partir de los diámetros finales, los datos suministrados por el catálogo de la empresa SKF [44] y su página web [45] y teniendo en cuenta que los requerimientos en cuanto a soporte de cargas axiales y radiales no es muy alta, se escogieron rodamientos de bola de una sola hilera con doble tapa para evitar posibles contaminaciones.

Figura 151.

Dimensiones de los rodamientos según catálogo



Nota. Dimensiones de los rodamientos según catálogo.

Tomado de SKF, "Rodamientos."

Figura 152.

Dimensiones de los rodamientos para el eje 1

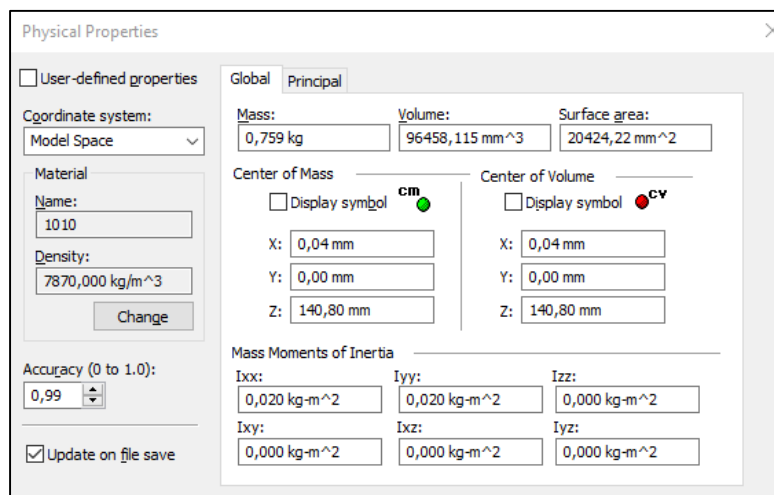
DIMENSIONES RODAMIENTOS				
	Referencia	d (mm)	D (mm)	B (mm)
C	6004-2Z	20	42	12
D	6003-2Z	17	35	10

Nota. Dimensiones de los rodamientos para el eje 1.

- Datos finales del eje

Figura 153.

Propiedades físicas del eje 1



Nota. Propiedades del eje 1 determinadas por el software SolidEdge.

$$J_{E1} = 0.02kgm^2 + 0.02kgm^2 = 0.04kgm^2$$

$$T_{E1} = (0.04kgm^2) \left(0.37 \frac{rad}{s^2} \right) = 0.0148Nm$$

$$W_{E1} = (0.759 kg) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) = 7.45 N$$

- Ensamble eje 1

Figura 154.

Ensamble del eje 1



Nota. Ensamble del eje 1 realizado en el software SolidEdge.

6.2.2 Cálculos del eje 2

El segundo eje a diseñar es el encargado de transmitir la potencia entregada por el motor a la cruz de malta a través de la leva. Para mantener la sincronía y los tiempos de proceso estables, el eje debe girar a una velocidad angular constante de 5 rpm.

El eje tendrá una longitud de 77 mm y tendrá dos apoyos en su zona intermedia donde se ubicarán rodamientos: un rodillo y un pasador ubicados a 30mm y 60 mm, la potencia del motor será transmitida desde el extremo inferior del eje. Las cargas que influyen sobre éste son:

T_{COR} : Torque necesario para mover el ensamble del eje 1

F_{E1} : Reacción por el contacto con la cruz de malta

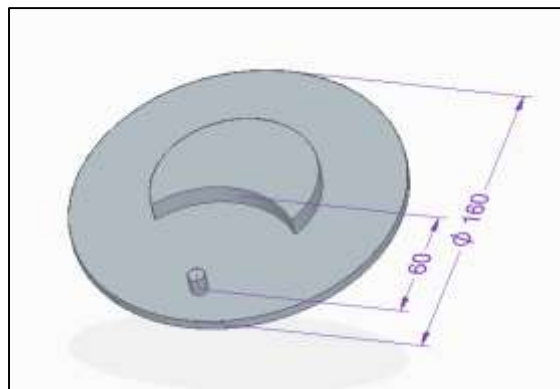
W_L : Peso de la leva

- Leva o conductor

A partir del software SolidEdge ST9 se modeló la leva encargada de transmitir el movimiento angular a la cruz de malta, inicialmente el diseño se realizó sin agujero central ya que este dependerá del diámetro del eje a diseñar (Eje 2). Adicionalmente, se le asignó como material acero AISI 1010 y, por medio del mismo software se determinaron sus propiedades físicas

Figura 155.

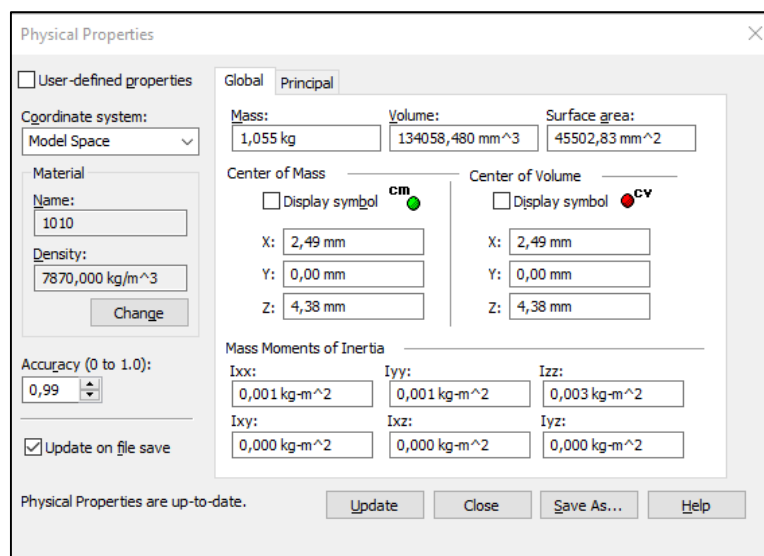
Modelo del conductor o leva



Nota. Solido del conductor realizado en el software SolidEdge.

Figura 156.

Propiedades físicas del conductor



Nota. Propiedades del conductor determinadas por el software SolidEdge.

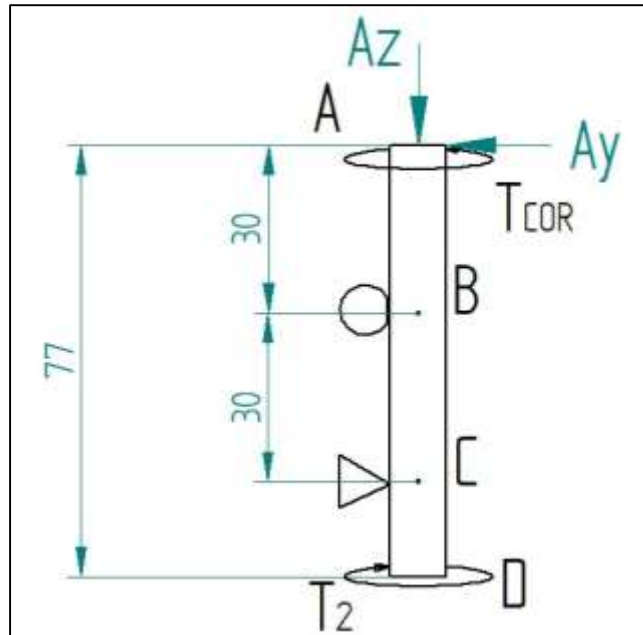
$$W_L = m_L g$$

$$W_L = 1.055 \text{ kg} \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 10.35 \text{ N}$$

- DCL eje 2

Figura 157.

Representación gráfica del eje 2



Nota. Representación gráfica del eje 2 realizada en el software SolidEdge.

Figura 158.

Cargas del eje 2

Fuerza/ Torque	Definición
Az	Peso de la leva
Ay	Reacción por el contacto con la cruz de malta
T _{COR}	Torque necesario para mover el ensamble del eje 1
T	Torque resultante de la estática del eje 1
T _{E1}	Torque necesario para mover el eje 1

Nota. Cargas a las que está sometido el eje 2.

$$A_z = W_L$$

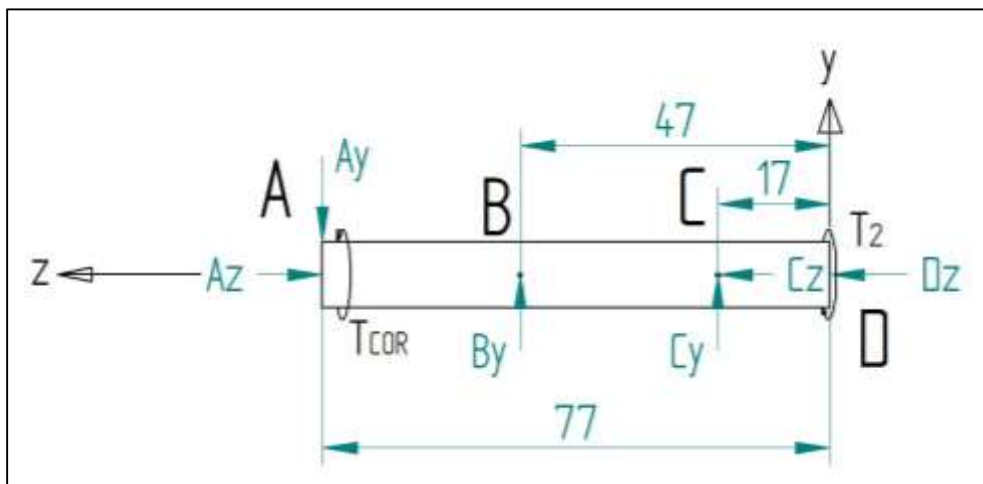
$$A_y = F_{E1} = \frac{T_{COR}}{r_L}$$

$$T_{COR} = T + T_{E1} = 0.1403 \text{ Nm} + 0.0148 \text{ Nm} = 0.155 \text{ Nm}$$

$$A_y = \frac{0.155 \text{ Nm}}{0.06 \text{ m}} = 2.58 \text{ N}$$

Figura 159.

Diagrama de cuerpo libre del eje 2



Nota. DCL del eje 2 realizado en el software SolidEdge.

$$\sum M_z = T_{COR} - T_2 = 0$$

$$T_2 = T_{COR}$$

$$T_2 = 0.155 \text{ Nm}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_z = C_z - A_z = 0$$

$$C_z = A_z$$

$$C_z = 10.35 \text{ N}$$

$$\sum F_y = -A_y + B_y + C_y = 0$$

$$\sum M_{x_D} = A_y(\overline{AD}) - B_y(\overline{BD}) - C_y(\overline{CD}) = 0$$

$$C_y = \frac{A_y(\overline{AD}) - B_y(\overline{BD})}{\overline{CD}}$$

Reemplazando en la ecuación de sumatoria de fuerzas en el eje y

$$-A_y + B_y + \left[\frac{A_y(\overline{AD}) - B_y(\overline{BD})}{\overline{CD}} \right] = 0$$

$$B_y - \frac{B_y(\overline{BD})}{\overline{CD}} = A_y - \frac{A_y(\overline{AD})}{\overline{CD}}$$

Factorizando B_y

$$B_y = \frac{1}{1 - \frac{\overline{BD}}{\overline{CD}}} \left[A_y - \frac{A_y(\overline{AD})}{\overline{CD}} \right]$$

$$B_y = \frac{1}{1 - \frac{57 \text{ mm}}{17 \text{ mm}}} \left[2.58 \text{ N} - \frac{2.58 \text{ N}(77 \text{ mm})}{17 \text{ mm}} \right]$$

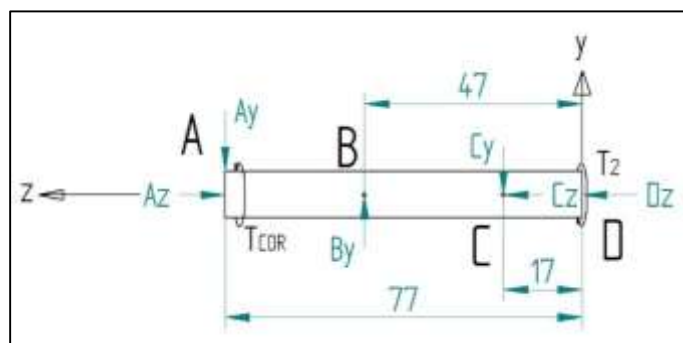
$$B_y = 5.16 \text{ N}$$

$$C_y = A_y - B_y$$

$$C_y = 2.58 \text{ N} - 5.16 \text{ N} = -2.58 \text{ N}$$

Figura 160.

Diagrama del cuerpo libre con la dirección de las cargas corregidas



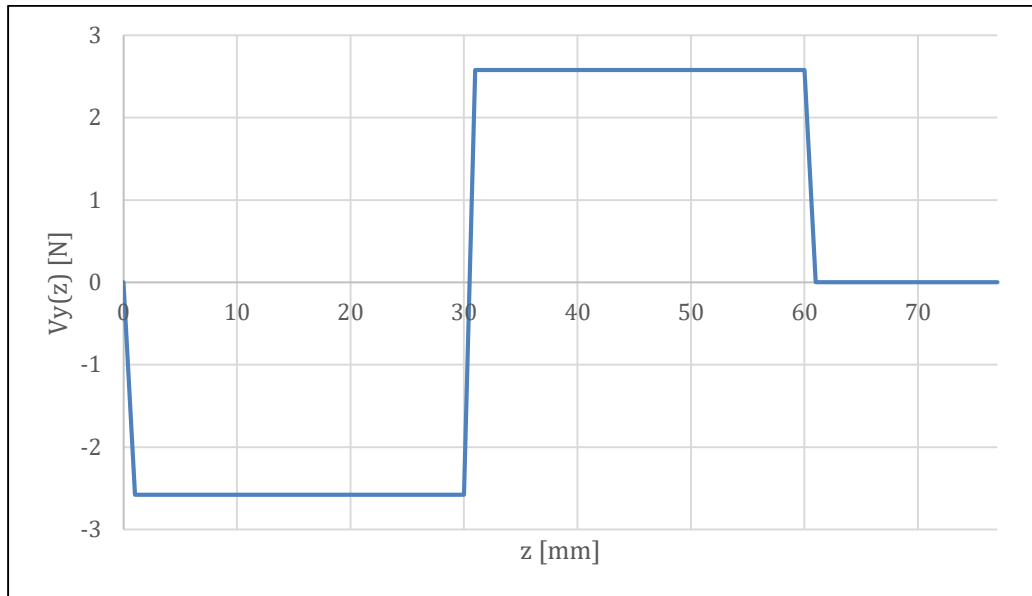
Nota. DCL del eje 2 con las reacciones en su dirección real realizado en el software SolidEdge.

A partir de estos resultados y su respectiva comparación por medio de ecuaciones de singularidad se realizaron las gráficas de fuerza cortante y momento flector[47]

$$V_{y(z)} = -2,58 N \langle z - 0 \text{ mm} \rangle^0 + 5,16 N \langle z - 30 \text{ mm} \rangle^0 - 2,58 N \langle z - 60 \text{ mm} \rangle^0$$

Figura 161.

Gráfica de fuerza cortante en el eje 2

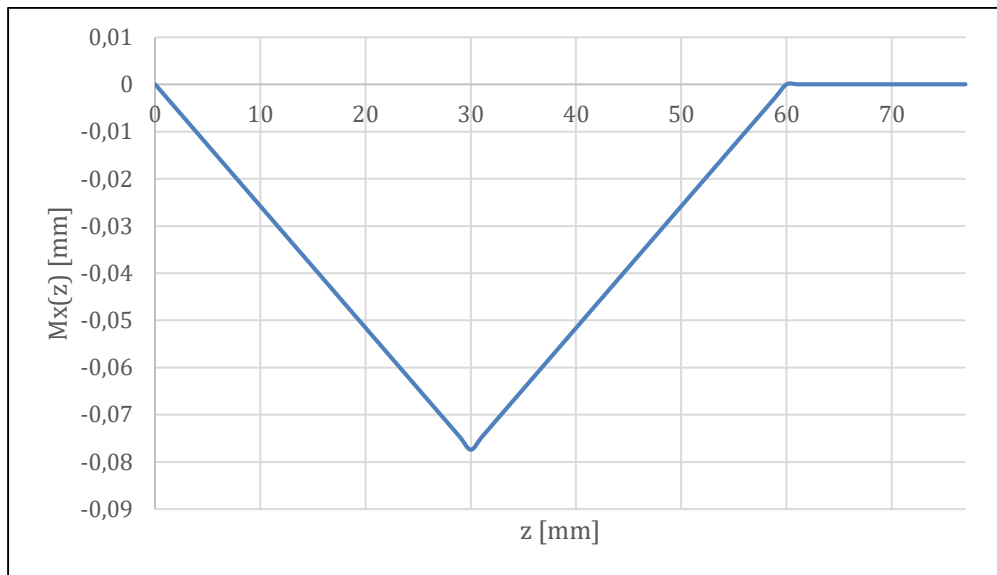


Nota. Gráfica de fuerza cortante en Newtons sobre el eje y.

$$M_{x(z)} = (-2,58 N \langle z - 0 \text{ mm} \rangle + 5,16 N \langle z - 30 \text{ mm} \rangle - 2,58 N \langle z - 60 \text{ mm} \rangle) \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right)$$

Figura 162.

Gráfica de momento flector en el eje 2

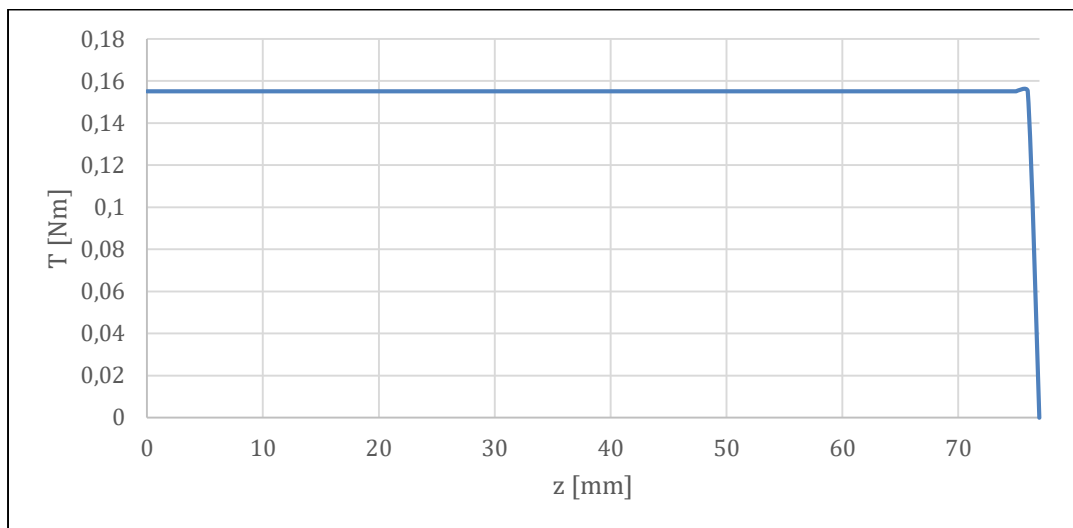


Nota. Gráfica de momento flector en Nm alrededor del eje x.

Gráfica del torque en el eje 2

Figura 163.

Gráfica de torque en Nm alrededor del eje z



Nota. Gráfica de torque en Nm alrededor del eje z.

Con base en estos datos se procedió a calcular el radio mínimo para el punto B, donde se concentra el mayor torque utilizando un acero AISI 1010 hot rolled

$$r_B = \sqrt[3]{\frac{2\sqrt{M_x^2 + T^2}}{\pi\tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{2\sqrt{(-0,0774 \text{ Nm})^2 + 0,155 \text{ Nm}^2}}{\pi(103,283 \times 10^6 \text{ Pa})}} = 1,02 \times 10^{-3} \text{ m} = 1,02 \text{ mm}$$

Al igual que con el eje anterior se procedió a calcular el diámetro requerido a partir de la relación de esbeltez de los elementos sometidos a compresión.

$$\frac{KL}{r} < 200$$

$$A = 3.27 \times 10^{-6} m^2$$

$$I = 8.51 \times 10^{-13} m^4$$

$$r = 5.1 \times 10^{-4} m = 0.51 \text{ mm}$$

Asumiendo un $K = 2$

$$\frac{2(77 \text{ mm})}{0.51 \text{ mm}} < 200$$

$$301.89 > 200$$

$$P_{cr} = 70.82 N$$

El radio hallado no cumple con la relación de esbeltez requerida para los elementos sometidos a compresión, por lo cual se procedió a determinar el nuevo radio por el mismo método utilizado para el eje 1.

$$r > \frac{2(77 \text{ mm})}{200}$$

$$r > 0.77 \text{ mm}$$

$$r_{min} = 2r = 2(0.77 \text{ mm}) = 1.54 \text{ mm}$$

- Diseño por concentración de esfuerzos

A partir de este radio mínimo se escogió uno mayor para empezar el cálculo por concentración de esfuerzos. Teniendo en cuenta la facilidad de mecanizado del eje a partir de una barra de acero comercial se asumió un radio inicial de 5 milímetros para el punto B, y un diámetro máximo del eje de 20 milímetros.

RADIO B

Figura 164.

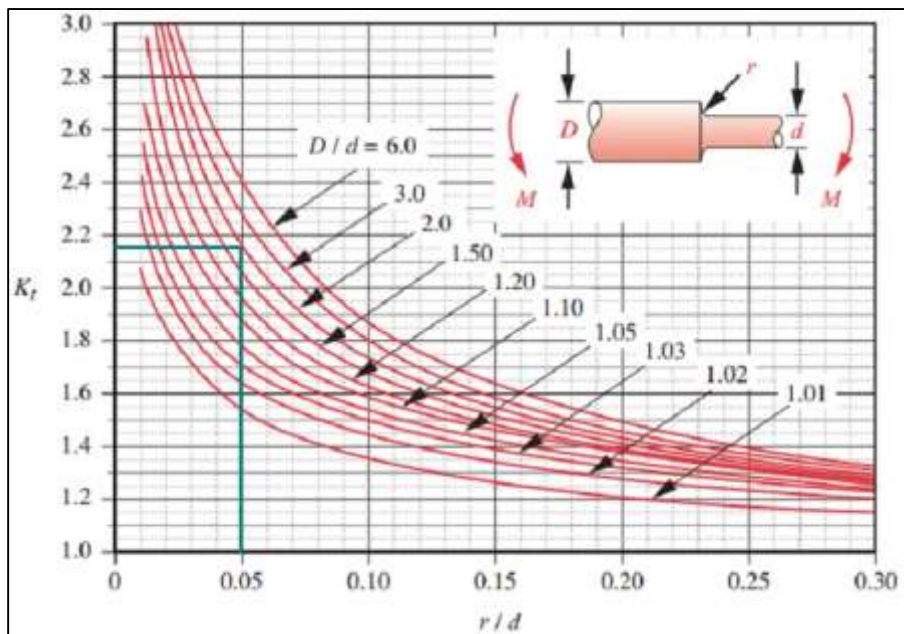
Iteración para el punto B por concentración de esfuerzos (eje 2)

c (mm)	D/d	r/d	Kt	kts
5	2	0,05	2,15	1,74
1,5837917				

Nota. Iteración para el punto B por concentración de esfuerzos.

Figura 165.

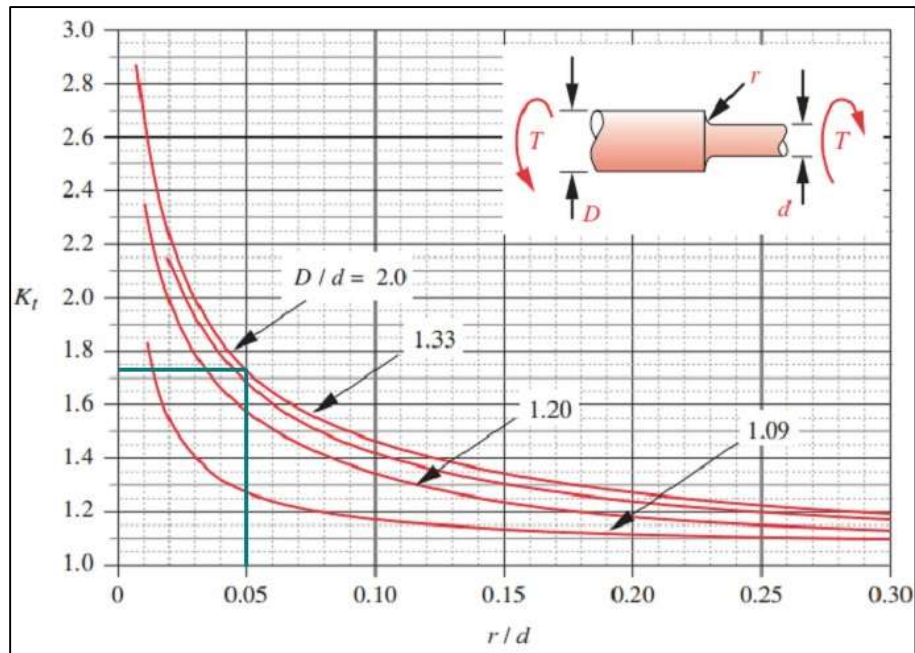
Coefficiente de flexión Kt eje 2 punto B



Nota. Coeficiente de flexión Kt eje 2 punto B. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

Figura 166.

Coeficiente de torsión kts eje 2 punto B



Nota. Coeficiente de torsión K_t eje 2 punto B. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

RADIO A

Figura 167.

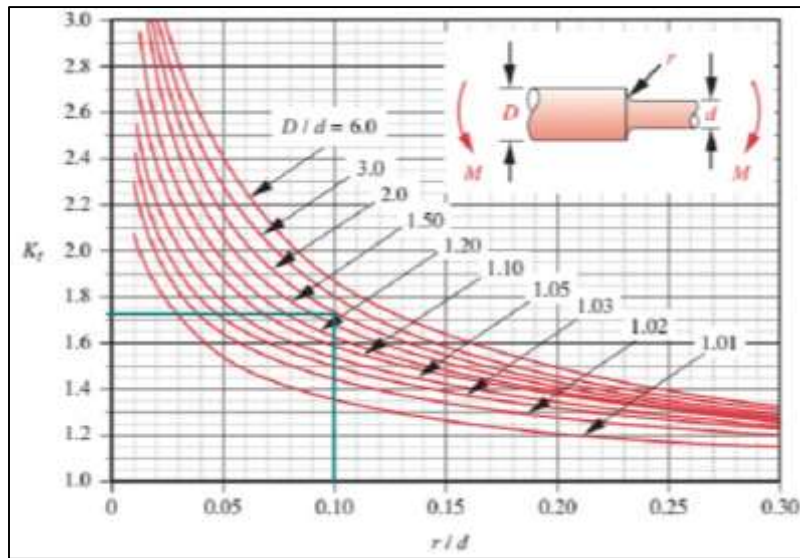
Iteración para el punto A por concentración de esfuerzos (eje 2)

c (mm)	D/d	r/d	K_t	kts
2,5	2	0,1	1,73	1,51
1,35392784				

Nota. Iteración para el punto A por concentración de esfuerzos.

Figura 168.

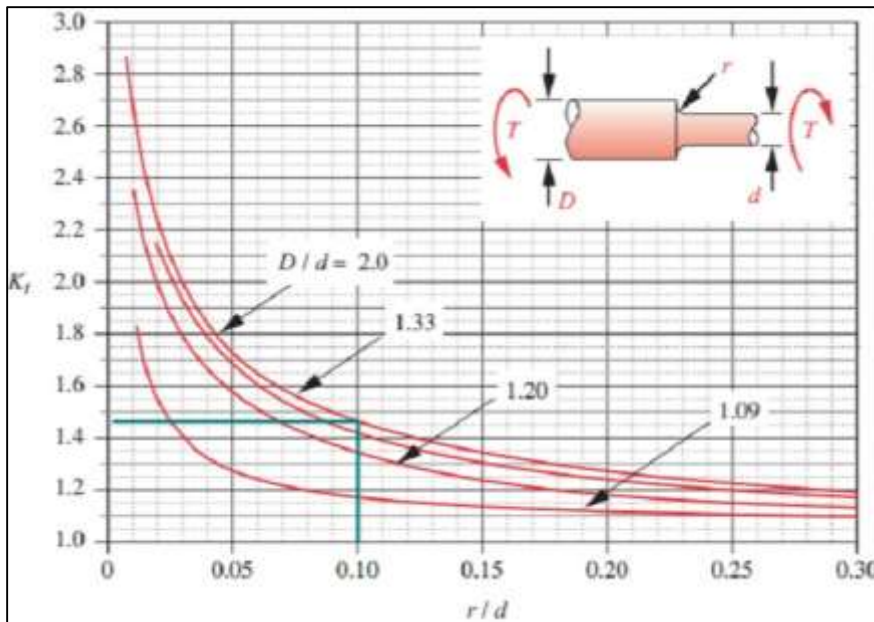
Coefficiente de flexión K_t eje 2 punto A



Nota. Coeficiente de flexión K_t eje 2 punto A. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

Figura 169.

Coefficiente de torsión K_{ts} eje 2 punto A



Nota. Coeficiente de torsión K_{ts} eje 2 punto A. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

RADIO C

Figura 170.

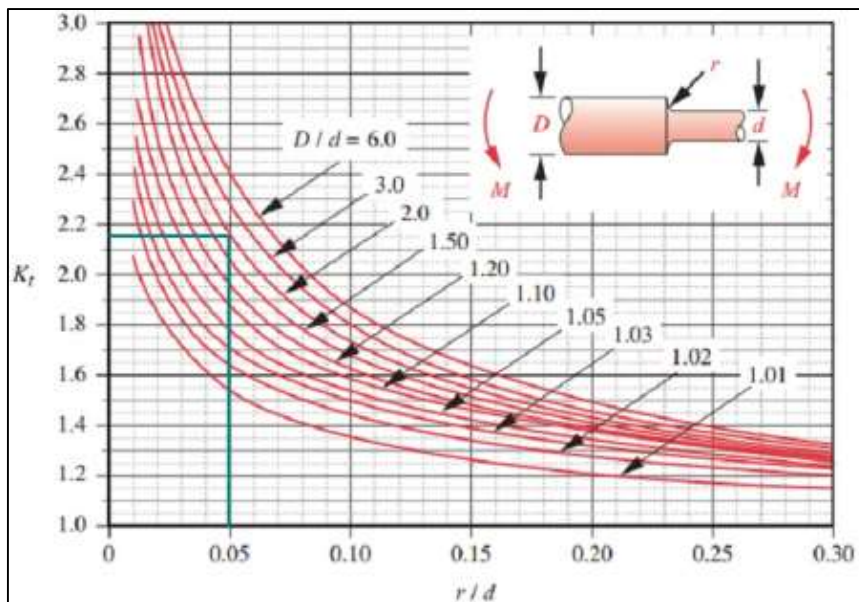
Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos (eje 2)

c (mm)	D/d	r/d	Kt	kts
5	2	0,05	2,15	1,74
1,52610262				

Nota. Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos.

Figura 171.

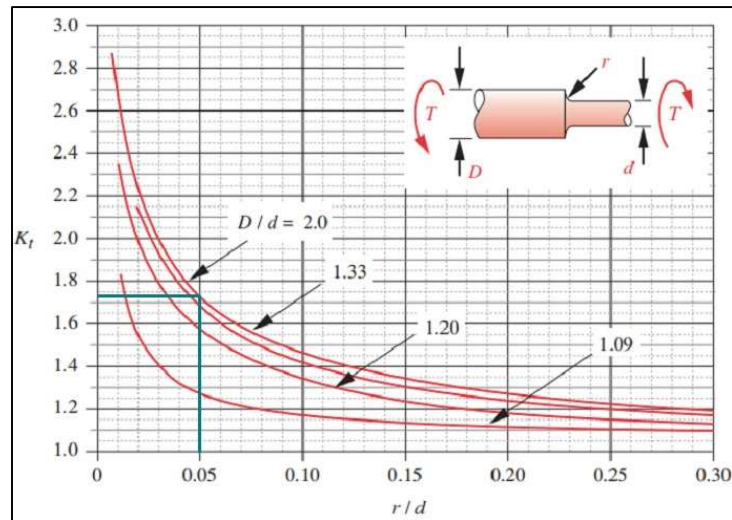
Coefficiente de flexión Kt eje 2 punto C



Nota. Coeficiente de flexión K_t eje 2 punto C. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

Figura 172.

Coefficiente de torsión kts eje 2 punto c



Nota. Coeficiente de torsión Kts eje 2 punto C. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

- Diseño por chavetas

DIAMETRO B

Figura 173.

Iteración para el punto B por concentración de esfuerzos en chaveteros (eje 2)

D (mm)	Material	Dureza Brinell	Kff	Kft
10	AISI 1010	95	1,6	1,3
2,60467335				

Nota. Iteración para el punto B por concentración de esfuerzos en chaveteros.

DIAMETRO A

Figura 174.

Iteración para el punto A por concentración de esfuerzos en chaveteros (eje 2)

D (mm)	Material	Dureza		
		Brinell	Kff	Kft
6	AISI 1010	95	1,6	1,3
2,509799				

Nota. Iteración para el punto A por concentración de esfuerzos en chaveteros.

DIAMETRO C

Figura 175.

Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos en chaveteros (eje 2)

D (mm)	Material	Dureza		
		Brinell	Kff	Kft
10	AISI 1010	95	1,6	1,3
2,509799				

Nota. Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos en chaveteros.

- Diseño por anillos seeger

DIAMETRO B

Figura 176.

Dimensiones de los anillos seeger para el punto B (eje 2)

d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	m
10	9,6	9,3	1,1

Nota. Dimensiones de los anillos seeger para el punto B.

Tomado de AnelBras, "Anillos AnelBras para ejes."

Figura 177.

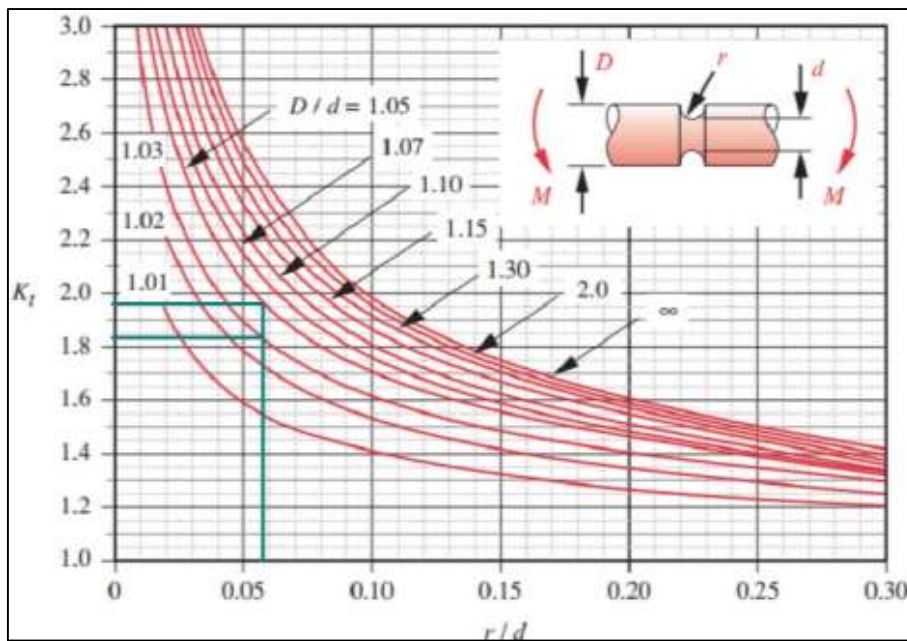
Iteración para el punto B por concentración de esfuerzos en ranuras (eje 2)

c (mm)	D/d	r/d	Kt	kts
4,8	1,04166667	0,05729167	1,90416667	1,56222222
1,46729718				

Nota. Iteración para el punto B por concentración de esfuerzos en ranuras.

Figura 178.

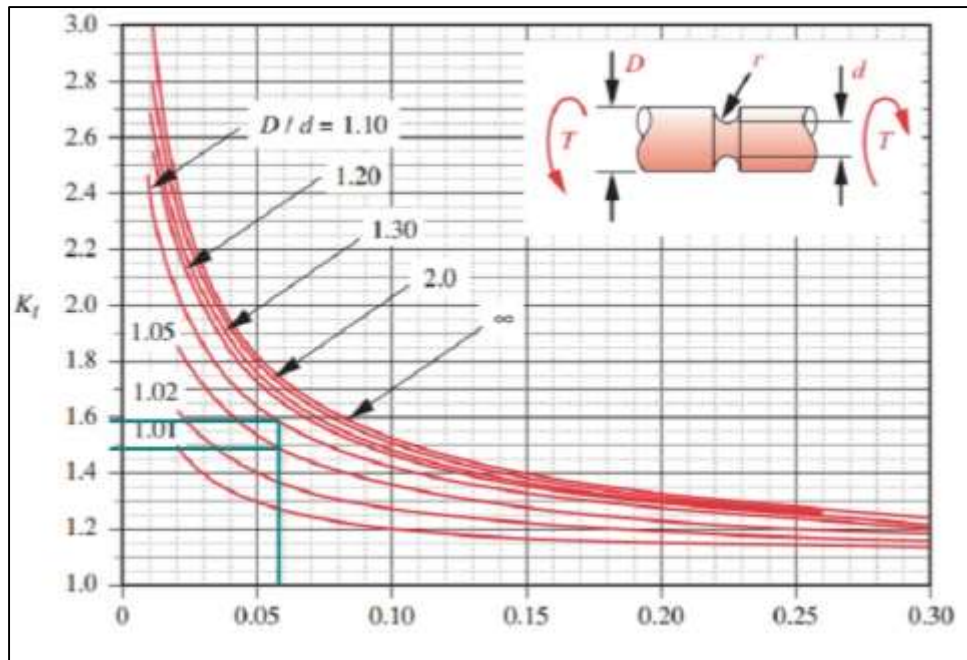
Coefficiente de flexión Kt en ranuras eje 2 punto B



Nota. Coeficiente de flexión Kt en ranuras eje 2 punto B. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

Figura 179.

Coefficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 2 punto B



Nota. Coeficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 2 punto B. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

DIAMETRO A

Figura 180.

Dimensiones de los anillos seeger para el punto A (eje 2)

d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	m
6	5,7	5,6	0,8

Nota. Dimensiones de los anillos seeger para el punto A. Tomado de AnelBras, “Anillos AnelBras para ejes.”

Figura 181.

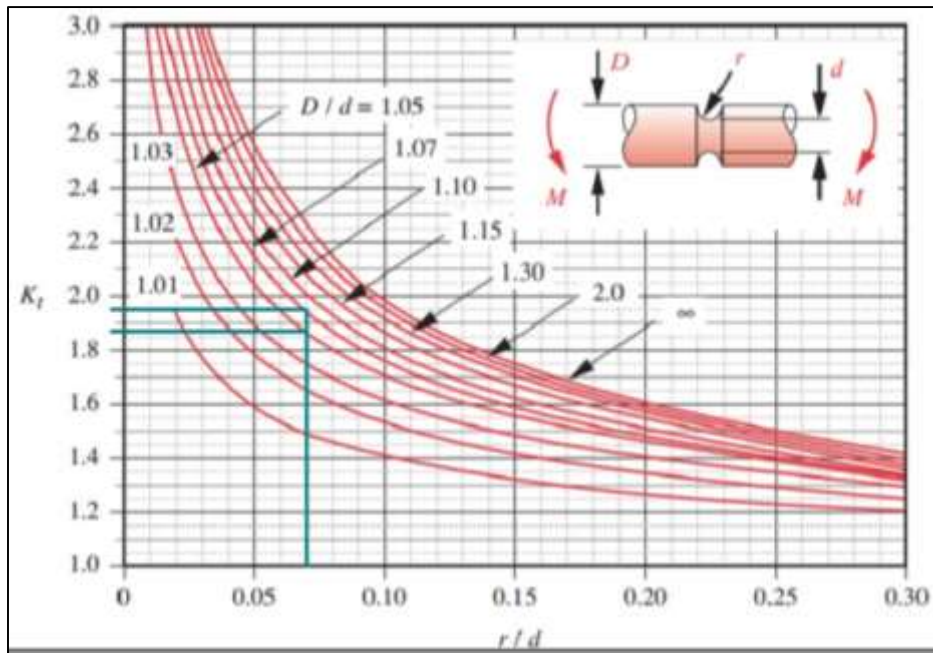
Iteración para el punto A por concentración de esfuerzos en ranuras (eje 2)

c (mm)	D/d	r/d	K_t	k_{ts}
2,85	1,052631579	0,070175439	1,87184211	1,45421053
1,37262951				

Nota. Iteración para el punto A por concentración de esfuerzos en ranuras.

Figura 182.

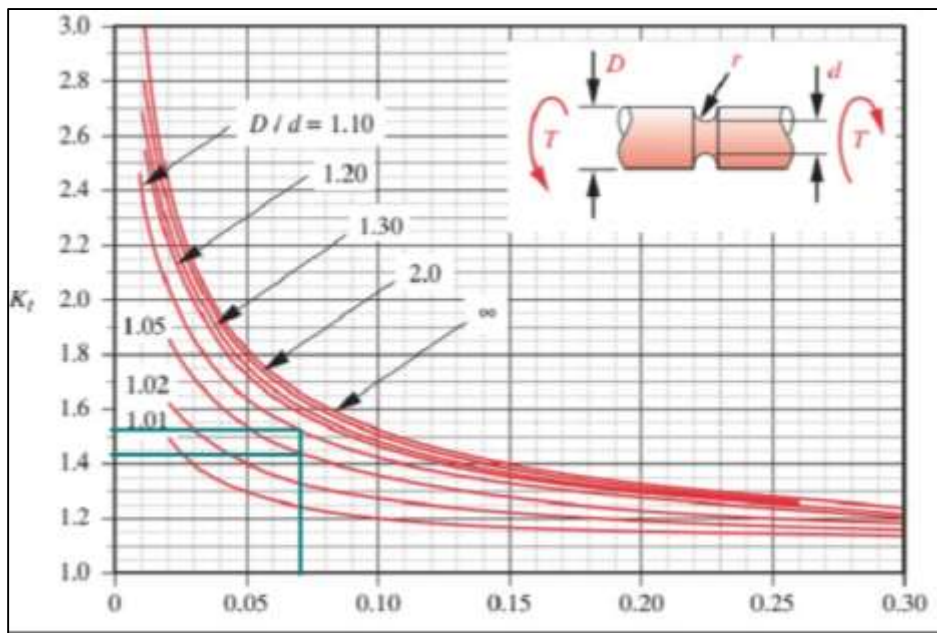
Coefficiente de flexión K_t en ranuras eje 2 punto A



Nota. Coeficiente de flexión K_t en ranuras eje 2 punto A. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

Figura 183.

Coefficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 2 punto A



Nota. Coeficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 2 punto A. Tomado R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

DIAMETRO C

Figura 184.

Dimensiones de los anillos seeger para el punto C (eje 2)

d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	m
10	9,6	9,3	1,1

Nota. Dimensiones de los anillos seeger para el punto C. Tomado de AnelBras, “Anillos AnelBras para ejes.”.

Figura 185.

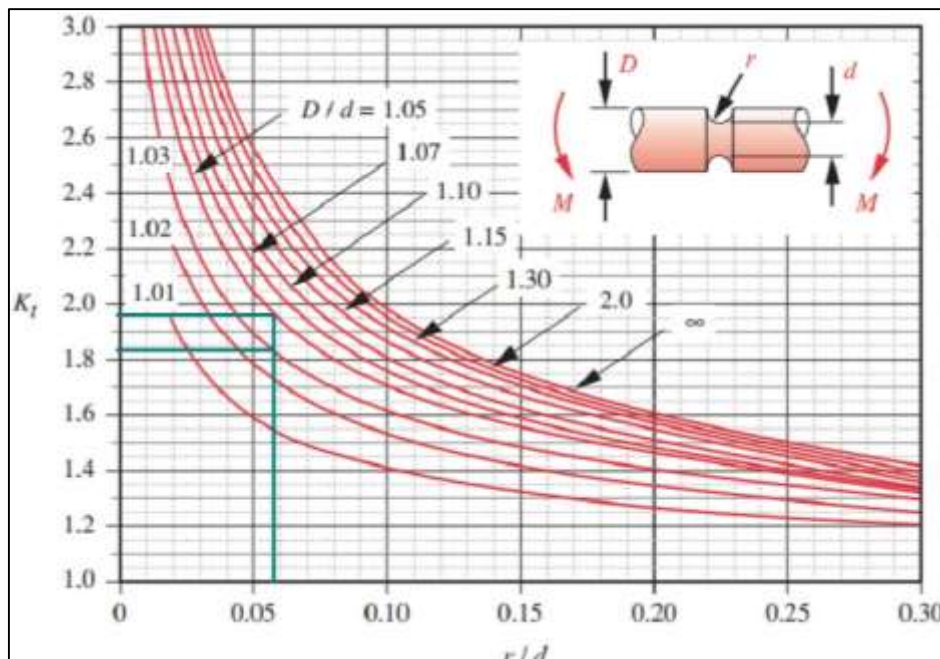
Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos en ranuras (eje 2)

c (mm)	D/d	r/d	Kt	kts
4,8	1,041666667	0,057291667	1,904166667	1,562222222
1,41385137				

Nota. Iteración para el punto C por concentración de esfuerzos en ranuras.

Figura 186.

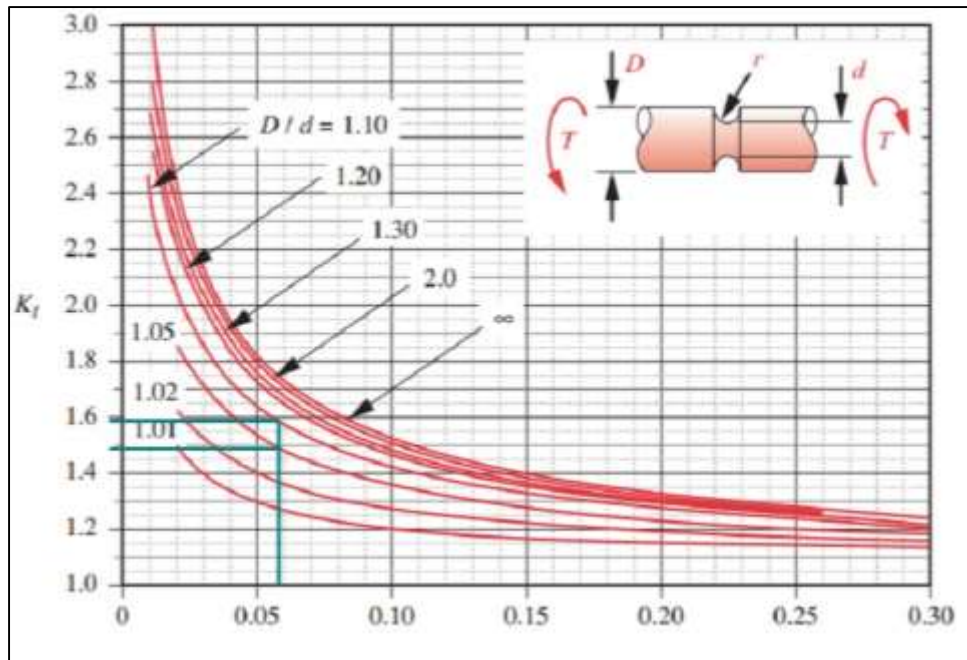
Coefficiente de flexión Kt en ranuras eje 2 punto C



Nota. Coeficiente de flexión Kt en ranuras eje 2 punto C. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

Figura 187.

Coefficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 2 punto C



Nota. Coeficiente de torsión K_{ts} en ranuras eje 2 punto C. Tomado de R. L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition). 2011.

- Diseño por fátiga

Para el diseño por fatiga del eje 2 se utilizará el método presentado por Norton [47], de la misma manera que se hizo para el eje 1.

FACTOR DE CARGA (C_{load})

Como el eje está sometido a carga axial:

$$C_{load} = 0.70$$

FACTOR DE TAMAÑO (C_{size})

$$C_{sizeA} = 1$$

$$C_{sizeB} = C_{sizeC} = 0.869d^{-0.097} = 0.869(0.394 \text{ in})^{-0.097} = 0.951$$

FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL (C_{surf})

$$C_{surf} \cong 57.7(325)^{-0.718} = 0.907$$

FACTOR DE TEMPERATURA (C_{temp})

Para temperaturas menores o iguales a 450°C

$$C_{temp} = 1$$

FACTOR DE CONFIABILIDAD (C_{rellab})

El factor de confiabilidad se determina asumiendo una probabilidad de que el eje alcance la resistencia deseada. Asumiendo una confiabilidad del 50%.

$$C_{rellab} = 1$$

LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FÁTIGA (S_e')

Para Acero AISI 1010

$$S_{e'} = 0.5(325 \text{ MPa}) = 162.5 \text{ MPa}$$

LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FÁTIGA CORREGIDO

$$S_{eA} = 103.18 \text{ MPa}$$

$$S_{eB} = S_{eB} = 98.14 \text{ MPa}$$

Adicionalmente, para poder calcular el diámetro mínimo requerido para soportar la fatiga en cada punto de importancia del eje se deben calcular los factores de concentración de esfuerzos dinámicos K_f y K_{fs} .

FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS

$$K_{fA} = 1.523$$

$$K_{fB} = K_{fC} = 1.543$$

$$K_{fsA} = 1.27$$

$$K_{fsB} = K_{fsB} = 1.337$$

A partir de todos los datos hallados anteriormente se calculó el diámetro mínimo requerido por medio de la siguiente formula:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2k_f M}{S_e} + \frac{[3(k_{fs} T)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$$

Donde:

n: Factor de seguridad

Asumiendo un factor de seguridad de 1.5 se procedió a calcular los diámetros en los puntos A, B y C.

Figura 188.

Diámetros mínimos por fatiga en el eje 2

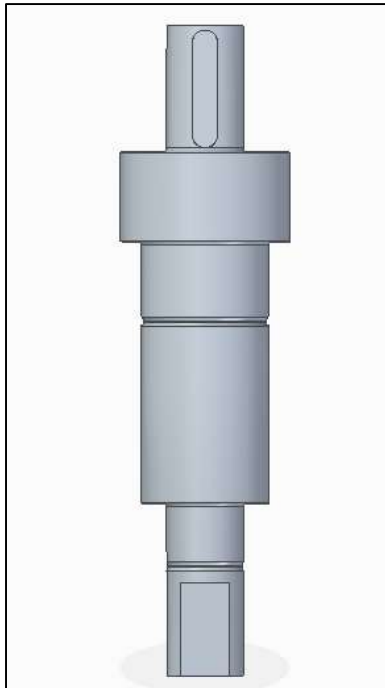
	A	B	C
Cload	0,700	0,700	0,700
Csize	1,000	0,951	0,951
Csurf	0,907	0,907	0,907
Ctemp	1,000	1,000	1,000
Crellab	1,000	1,000	1,000
Se' (Pa)	162500000,000	162500000,000	162500000,000
Se (Pa)	103179867,374	98141255,210	98141255,210
Kf	1,523	1,543	1,543
Kfs	1,273	1,337	1,337
d (m)	0,002	0,003	0,002
d(mm)	2,003	3,001	2,036

Nota. Diámetros mínimos por fatiga en el eje 2.

- Dimensiones finales

Figura 189.

Modelo del eje 2



Nota. Solido del eje 1 realizado en el software SolidEdge.

DIAMETROS DEL EJE

A partir de los cálculos de diseño por pandeo, concentradores de esfuerzos, chaveteros, ranuras para anillos seeger y fatiga se definieron las dimensiones del eje (que se fabricará a partir de una barra de acero de una pulgada de diámetro), de manera que superaran el mínimo requerido en cada uno de los puntos de análisis.

Figura 190.

Diámetros finales del eje 2

DIAMETROS FINALES		
A	9	mm
B	15	mm
C	9	mm
D	9	mm

Nota. Diámetros finales del eje2.

- Cálculo por esfuerzo de Von Misses

Al igual que para el eje anterior, se realizó el cálculo mediante el método y las fórmulas presentadas por Norton [47]. Los datos se resumen en la siguiente tabla:

Figura 191.

Datos de esfuerzo de Von Misses para el eje 2

ESFUERZO DE VON MISSES		
Imin	3,22062E-10	m4
Jmin	6,44125E-10	m4
σ_x	-1081467,66	Pa
τ_{xy}	1082864,908	Pa
τ_{max}	1210367,5	Pa
σ_1	669633,6685	Pa
σ_3	-1751101,33	Pa
σ'	2165031,531	Pa

Nota. Datos hallados por el método de esfuerzo de Von Misses.

Asumiendo un factor de seguridad de 1.5 al igual que para el eje anterior:

$$180 \text{ MPa} > 1,5(2,16 \text{ MPa})$$

$$180 \text{ MPa} > 3,24 \text{ MPa}$$

- Dimensiones de las chavetas y chaveteros

Figura 192.

Dimensiones de las chavetas y chaveteros del eje 2

DIMENSIONES CHAVETAS				
	A (mm)	G (mm)	P (mm)	L (mm)
A	3	3	1.6	14

Nota. Dimensiones de las chavetas y chaveteros del eje 2.

- Dimensiones de ranuras y anillos seeger

Figura 193.

Dimensiones de los anillos seeger del eje 2

DIMENSIONES ANILLOS				
	Referencia	d1 (mm)	d2 (mm)	m _{min} (mm)
A	A9	9	8.6	1.1
B	A15	15	14.3	1.1
C	A15	15	14.3	1.1

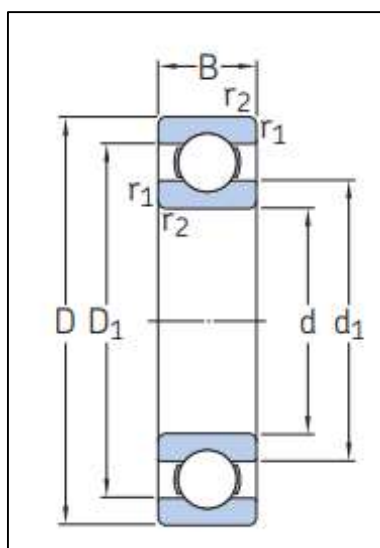
Nota. Dimensiones de los anillos seeger para el eje 1.

- Selección de rodamientos

Como se mencionó anteriormente, el diseño preliminar considera que en los puntos B y C se ubiquen rodamientos que actúen como los apoyos del eje. A partir de los diámetros finales, los datos suministrados por el catálogo de la empresa SKF [44] y su página web [45] y teniendo en cuenta que los requerimientos en cuanto a soporte de cargas axiales y radiales no es muy alta, se escogieron rodamientos de bola de una sola hilera con doble tapa para evitar posibles contaminaciones.

Figura 194.

Dimensiones de los rodamientos según catálogo



Nota. Dimensiones de los rodamientos según catálogo. Tomado de SKF, “Rodamientos.”

Figura 195.

Dimensiones de los rodamientos para el eje 2

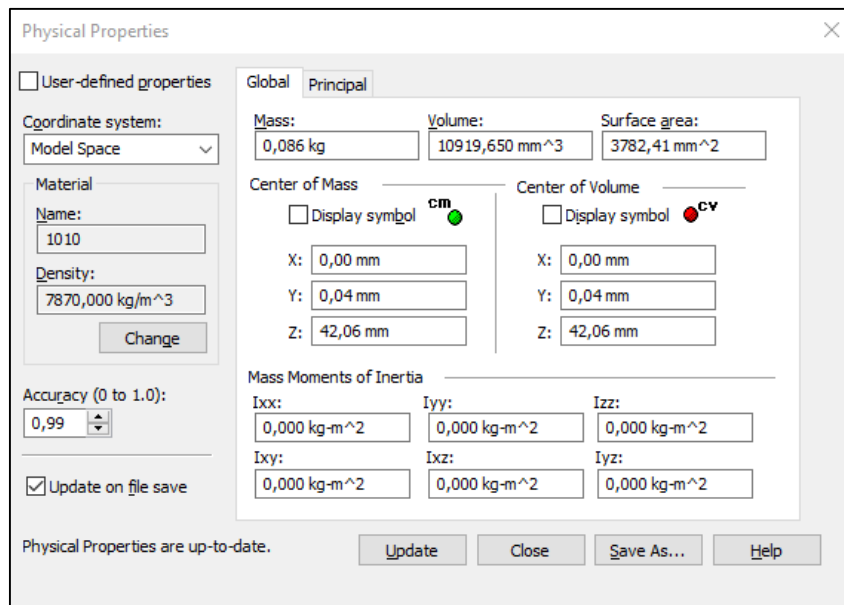
DIMENSIONES RODAMIENTOS				
	Referencia	d (mm)	D (mm)	B (mm)
B	6002-2Z	15	32	9
C	609-2Z	9	24	7

Nota. Dimensiones de los rodamientos para el eje 1.

- Datos finales del eje

Figura 196.

Propiedades físicas del eje 2

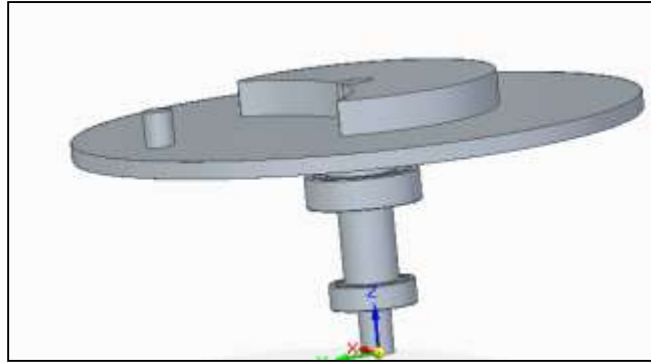


Nota. Propiedades del eje 2 determinadas por el software SolidEdge.

- Ensamble eje 2

Figura 197.

Ensamble del eje 2



Nota. Ensamble del eje 2 realizado en el software SolidEdge.

6.3 Selección del motor

Una vez determinado el torque necesario para mover el mecanismo (T2) se eligió un motor que cumpliera con esa condición, y además trabajará a 5 rpm para evitar tener que usar mecanismos de variación de velocidad.

El motor escogido es el modelo TYD-50 de la empresa CHANCS MOTOR, se caracteriza por ser un motor síncrono, trabajar en un rango de 110 a 130 VAC a una frecuencia de 60 Hz, en sentido horario o antihorario a una velocidad de 5 a 6 RPM, transmitir un par de 10.6 Lbcm (0.47 Nm) y consumir una potencia de 4 W [53].

Figura 198.

Foto del motor seleccionado para el mecanismo



Nota. Foto del motor seleccionado para el mecanismo. Tomado de “CHANCS TYD-50 Motor de CA síncrono.” https://www.amazon.com/síncronoengranaje-eléctrico-chimenea-eléctrica/dp/B01FCXE0GY?ref_=ast_sto_dp.

Figura 199.

Propiedades físicas del motor TYD-50

Peso	0.119 Kg
Dimensiones	1.97in x 1.97in x 0.94in
Diámetro del eje	7 mm
Longitud del eje	11 mm


Nota. Propiedades físicas del motor TYD-50. Tomado de “CHANCS TYD-50 Motor de CA síncrono.”
”https://www.amazon.com/síncronoengranaje-eléctrico-chimenea-eléctrica/dp/B01FCXE0GY?ref_=ast_sto_dp

6.3.1 Recálculo del eje 1

Debido a que el motor escogido entrega un torque mayor al que fue utilizado para los cálculos de los ejes, y que en un principio se eligió acero AISI 1010 para obtener los mayores diámetros posibles a partir de las bajas cargas actuantes sobre los mismos, pero que para el diseño definitivo se debe evitar al máximo posibles contaminaciones debido a los altos requerimientos de limpieza de la celda; se realizó un recálculo a partir del nuevo torque y reemplazando el material por acero inoxidable AISI 304 para confirmar que el eje soporte las nuevas condiciones.

Figura 200.

Propiedades del acero AISI 304

Physical Properties	Metric	English
Density	8.00 g/cc	0.289 lb/in ³
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	123	123
Hardness, Knoop	138	138
Hardness, Rockwell B	70	70
Hardness, Vickers	129	129
Tensile Strength, Ultimate	505 MPa	73200 psi
Tensile Strength, Yield	215 MPa	31200 psi
	@Strain 0.200 %	@Strain 0.200 %
Elongation at Break	70 %	70 %
Modulus of Elasticity	193 GPa	28000 ksi
Poissons Ratio	0.29	0.29
Shear Modulus	77.0 GPa	11200 ksi
Izod Impact 	150 J	111 ft-lb
	@Temperature -195 °C	@Temperature -319 °F
	150 J	111 ft-lb
	@Temperature 21.0 °C	@Temperature 69.8 °F
Charpy Impact	325 J	240 ft-lb

Nota. Propiedades del acero AISI 304. Tomado de “Página web de Matweb (AISI 304).”
<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=abc4415b0f8b490387e3c922237098da>.

$$r_B = \sqrt[3]{\frac{2\sqrt{Mx^2 + T^2}}{\pi\tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{2\sqrt{0.47 Nm^2}}{\pi(175.985 \times 10^6 Pa)}} = 1.341 \times 10^{-3} m = 1.341 mm$$

El radio mínimo hallado con el nuevo torque no superó el hallado por relación de esbeltez, ni el definido por el anterior cálculo, esto indica que el eje no necesita ser alterado dimensionalmente.

6.3.1.i. Recálculo por esfuerzo de Von Misses. A partir del método ya utilizado anteriormente se encontraron los siguientes datos:

Figura 201.

Propiedades del acero AISI 304

ESFUERZO DE VON MISSES		
I _{min}	4,0998E-09	m ⁴
J _{min}	8,1997E-09	m ⁴
σ _x	-242413,041	Pa
τ _{xy}	487215,621	Pa
τ _{max}	502065,814	Pa
σ ₁	380859,294	Pa
σ ₃	-623272,334	Pa
σ'	878009,832	Pa

Nota. Datos hallados por el método de esfuerzo de Von Misses.

Asumiendo un factor de seguridad de 1,5

$$215 \text{ MPa} > 1,5(0,878 \text{ MPa})$$

$$215 \text{ MPa} > 1,32 \text{ MPa}$$

6.3.2 Rediseño del eje 2

$$r_B = \sqrt[3]{\frac{2\sqrt{Mx^2 + T^2}}{\pi\tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{2\sqrt{(-0.0774 \text{ Nm})^2 + (0.47 \text{ Nm})^2}}{\pi(175.985 \times 10^6 \text{ Pa})}} = 1.347 \times 10^{-3} = 1.347 \text{ mm}$$

Al igual que con el eje anterior, el nuevo diámetro hallado para el punto donde se requiere mayor resistencia no supera los hallados anteriormente, por lo tanto, el eje no necesita redimensionamiento.

6.3.2.i. Recálculo por esfuerzo de Von Misses. A partir del método ya utilizado anteriormente se encontraron los siguientes datos:

Figura 202.

Datos de esfuerzo de Von Misses para el recalcu del eje 2

ESFUERZO DE VON MISSES		
Imin	3,22062E-10	m4
Jmin	6,44125E-10	m4
σ_x	-1081467,66	Pa
τ_{xy}	3283525,849	Pa
τ_{max}	3327752,256	Pa
σ_1	2787018,425	Pa
σ_3	-3868486,09	Pa
σ'	5789144,869	Pa

Nota. Datos hallados por el método de esfuerzo de Von Misses.

Asumiendo un factor de seguridad de 1,5

$$215 \text{ MPa} > 1,5(0,878 \text{ MPa})$$

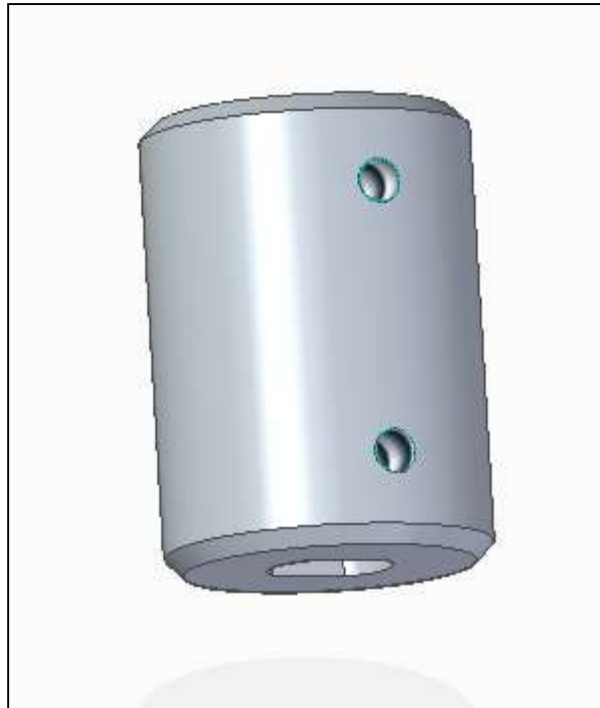
$$215 \text{ MPa} > 1,32 \text{ MPa}$$

6.4 Diseño del acople para el eje 2 y el motor

La transmisión del torque del motor hacia el eje 2 se hará a partir de un acople de sujeción radial por tornillos M3 de acero AISI 304 (razón por la cual el eje 2 debe tener una cara plana en el punto D a 4 mm de la línea de centro), se definió una geometría inicial a partir de las dimensiones del eje 2 y el eje del motor.

Figura 203.

Modelo del acople



Nota. Solido del acople realizado en SolidEdge.

A continuación, se procedió a comprobar que el acople soportará el torque transmitido a partir de la formula:

$$\tau_{adm} = \frac{2\sqrt{Mx^2 + T^2}}{\pi r^3}$$

Aplicando la corrección para ejes huecos tomada del libro de Shigley [55]

$$\tau_{adm} = \frac{2T}{\pi \left[\frac{d \left(1 - \left(\frac{d_i}{d} \right)^4 \right)^{1/3}}{2} \right]^3}$$

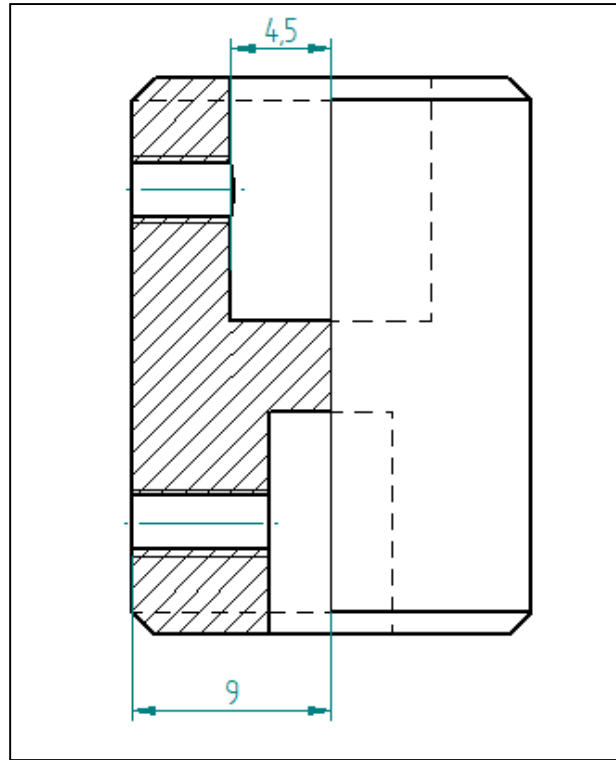
Donde

d_i : diámetro interior

d : diámetro exterior

Figura 204.

Radio interno (mayor) y externo del acople



Nota. Plano realizado en SolidEdge.

$$\tau_{adm} = \frac{2(0.47 \text{ Nm})}{\pi \left[\frac{0.018 \text{ m} \left(1 - \left(\frac{0.009 \text{ m}}{0.018 \text{ m}} \right)^4 \right)^{1/3}}{2} \right]^3} = 437803.45 \text{ Pa} = 0.438 \text{ MPa}$$

Para el acero AISI 304 se cumple que

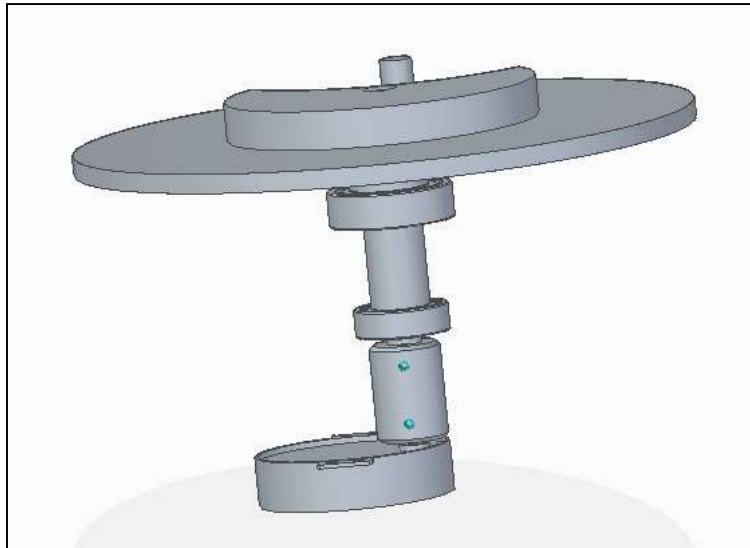
$$0.577(S_{ut}) > \tau_{adm}$$

$$0.577(505 \text{ MPa}) > \tau_{adm}$$

$$291.36 \text{ MPa} > \tau_{adm}$$

Figura 205.

Ensamble del motor y el eje 2



Nota. Ensamble del motor y el eje 2 por medio del acople.

6.5 Selección elementos para la automatización

Para escoger los elementos empleados para ejecutar la automatización industrial se evaluaron las diversas alternativas de proveedores en el mercado nacional, y se evaluaron para escoger la más favorable, a partir de una matriz scoring basada en los siguientes criterios:

- Costo

Se define como costo, la cantidad neta de efectivo requerido para adquirir los elementos seleccionados según catalogo para la automatización.

- Variedad de productos

Se define como variedad de productos, a la cantidad de opciones presentes en el catálogo de cada proveedor para una función determinada requerida en la automatización en cuestión.

- Garantía

Se define como garantía, al correcto funcionamiento de los elementos con el paso del tiempo y respaldo otorgado por el proveedor en cuanto a reparación y mantenimiento de los productos de ser necesario.

- Calidad en servicios para selección e implementación:

Se define como calidad en servicios para la selección e implementación, a la calidad en la asesoría efectuada por el proveedor para seleccionar e implementar los elementos requeridos acorde a las necesidades del proyecto.

Figura 206.

Matriz scoring para proveedores

Proveedores de componentes para la automatización				
Característica	importancia	FESTO	Micro Automation	Assistech
Costo	3	2	5	5
Variedad de productos	3	5	4	2
Tiempo de entrega	2	2	4	4
Garantía	2	5	5	3
Calidad en servicios para selección e implementación	1	5	5	3
total		40	50	38

Nota. Matriz scoring para selección del proveedor de los componentes para la automatización.

En base a la matriz scoring presentada anteriormente, se identificó que el proveedor más favorable para el proyecto en cuestión es la empresa Micro Automation.

A continuación, se presentarán los artículos escogidos según catálogo del proveedor

Cilindros

Se escogieron dos clases de cilindro neumático de doble efecto de la serie CP10 para el proceso automatizado:

6.5.1 Cilindro CP10 doble efecto de 20 mm de diámetro (Cilindro 1)

Se escogió este cilindro con una carrera de 50 mm ya que por su tamaño compacto (ver figura 207), peso ligero y fuerza de empuje suministrada, se adapta a la perfección a las funciones asignadas a este, las cuales son desplazar la ventosa magnética o pinza neumática para sujetar las piezas y acomodar las piezas del ensamble para su posterior agarre. Se seleccionó la referencia de este cilindro que tiene imán en el embolo para la detección del sensor DSL (final de carrera) y adicionalmente tiene el vástago roscado (macho) para conectar el elemento de sujeción, referencia 0.065.640.50 (ver figura 208), para la automatización en cuestión se requieren un total de 11 cilindros de este tipo.

Figura 207.

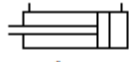
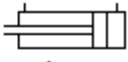
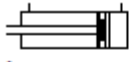

Características del cilindro CP10 de doble efecto. Tomado del catálogo de micro

MiCRO		Cilindros compactos	Serie CP10 Doble efecto
Tipo.....	Cilindros neumáticos compactos perfilados de doble efecto con o sin imán incorporado en el pistón		
Versiones.....	Vástago con rosca hembra o macho		
Norma.....	UNITOP RU-P7		
Temperaturas.....	-20...80 °C (-4...176 °F)		
Fluido.....	Aire comprimido filtrado (con o sin lubricación)		
Presión de trabajo.....	0,2...10 bar (3...145 psi)		
Carreras.....	Ver tabla (otras carreras consultar)		
Interruptor magnético.....	Ver página 1.5.7.1, modelo DSL		
Materiales.....	Tubo de aluminio perfilado anodizado duro, vástago de acero inoxidable (Ø12 a 25), vástago de acero cromado duro (Ø32 a 100), tapas de aluminio, sellos de poliuretano		

Nota. Características del cilindro CP10 de doble efecto. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

Figura 208.

Referencia del cilindro seleccionado

Ø	 Vástago hembra	 Vástago macho	 Vástago hembra con imán	 Vástago macho con imán
12	0.063.750.---	0.063.740.---	0.063.150.---	0.063.640.---
16	0.064.750.---	0.064.740.---	0.064.150.---	0.064.640.---
20	0.065.750.---	0.065.740.---	0.065.150.---	0.065.640.---
25	0.066.750.---	0.066.740.---	0.066.150.---	0.066.640.---
32	0.067.750.---	0.067.740.---	0.067.150.---	0.067.640.---
40	0.068.750.---	0.068.740.---	0.068.150.---	0.068.640.---
50	0.069.750.---	0.069.740.---	0.069.150.---	0.069.640.---
63	0.070.750.---	0.070.740.---	0.070.150.---	0.070.640.---
80	0.071.750.---	0.071.740.---	0.071.150.---	0.071.640.---
100	0.072.750.---	0.072.740.---	0.072.150.---	0.072.640.---

Nota. Referencia del cilindro seleccionado. Tomado de *Nota.* Características del cilindro CP10 de doble efecto. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

Figura 209.

Medidas del cilindro cp10 doble efecto de 20 mm de diámetro

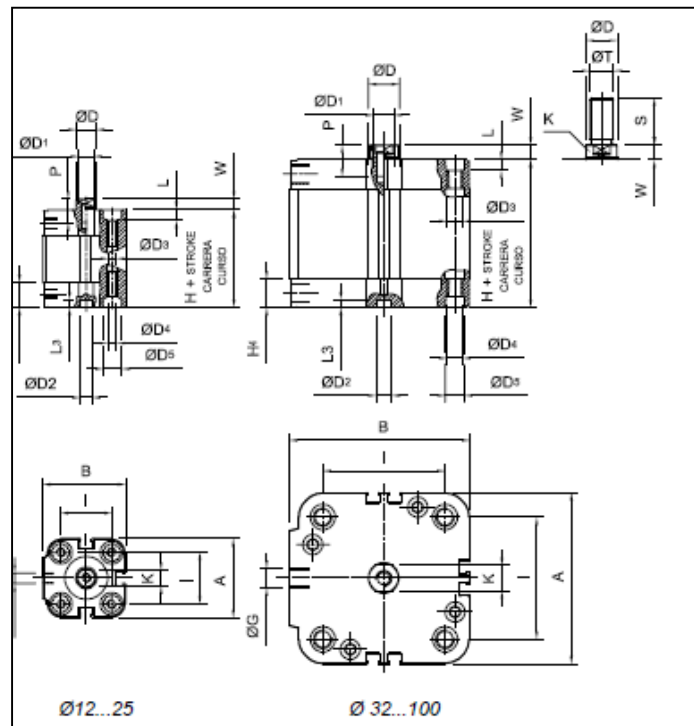


Figura 209. Continuación

Ø Cil (mm)	A	B	ØD	ØD1	ØD2	ØD3	ØD4	ØD5	ØG	H	H4	I	K	L	L3	P	S	ØT	W
12	29	30	6	M3	6	3,3	M4	6,2	M5	38	12,5	18	5	3,5	4	8	16	M6x1	4,5
16	29	30	8	M4	6	3,3	M4	6,2	M5	38	12,5	18	7	3,5	4	10	20	M8x1,25	4,5
20	36	37,5	10	M5	6	4,2	M5	8,3	M5	38	12,5	22	9	4,5	4	12	22	M10x1,25	4,5
25	40	42	10	M5	6	4,2	M5	8,3	M5	39,5	12,75	26	9	4,5	4	12	22	M10x1,25	5,5
32	50	53,5	12	M6	6	5,2	M6	9	G1/8"	44,5	14	32	10	5,5	4	14	22	M10x1,25	6
40	60	63,5	12	M6	6	5,2	M6	9	G1/8"	45,5	14	42	10	5,5	4	14	22	M10x1,25	6,5
50	68	72	16	M8	6	6,7	M8	11	G1/8"	45,5	14	50	13	6,5	4	16	24	M12x1,25	7,5
63	87	91	16	M8	8	8,5	M10	11	G1/8"	50	14	62	13	8,5	4	16	24	M12x1,25	7,5
80	107	111	20	M10	8	8,5	M10	14	G1/8"	56	16	82	17	8,5	4	20	32	M16x1,5	8
100	128	133	25	M12	8	8,5	M10	14	G1/4"	66,5	19	103	22	8,5	4	24	40	M20x1,5	10

Nota. Medidas del cilindro CP10 doble efecto de 20 mm de diámetro. Tomado de “Catálogo Micro Automation.” 2021,[Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

6.5.2 Cilindro de doble efecto con guía anti giro CP10 de 40 mm de diámetro (Cilindro 2)

Se escogió este cilindro con una carrera de 50 mm ya que gracias a fuerza de empuje suministrada y la guía anti giro adicional en el vástago, se adapta a la perfección a la función asignada, la cual es desplazar el conjunto del cilindro 1 con el elemento de sujeción, se selecciona esta alternativa ya que es necesario un refuerzo en el vástago para desplazar adecuadamente el conjunto sin deformar el vástago o los sellos del cilindro por el torque adicional generado por la carga desplazada. Se escoge la referencia que tiene imán en el embolo para la detección del sensor DSL (final de carrera) y con el suministro de aire normal (en ambos costados del cilindro). Referencia 0.068.320.50 (ver figura 211), para la automatización en cuestión se requieren un total de 4 cilindros de este tipo

Figura 210.

Características del cilindro con guía anti giro CP10 de doble efecto

MiCRO	Cilindros compactos	Serie CP10 con guía antigiro
<p>Tipo.....</p> <p>Versiónes.....</p> <p>Temperaturas.....</p> <p>Fluido.....</p> <p>Presión de trabajo.....</p> <p>Carreras.....</p> <p>Interruptor magnético.....</p> <p>Materiales.....</p>	<p>Cilindros neumáticos compactos perfilados de doble efecto con imán incorporado en el pistón y guía antigiro</p> <p>Standard o con ambas alimentaciones en tapa trasera</p> <p>-20...80 °C (-4...176 °F)</p> <p>Aire comprimido filtrado (con o sin lubricación)</p> <p>0,4...10 bar (6...145 psi)</p> <p>Ver página 1.4.4.2</p> <p>Ver página 1.5.7.1, modelo DSL</p> <p>Tubo de aluminio perfilado anodizado duro, vástago de acero inoxidable (Ø12 a 25), vástago de acero cromado duro (Ø32 a 100), tapas de aluminio, sellos de poliuretano</p>	

Nota. Características del cilindro con guía anti giro CP10 de doble efecto. Tomado de “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

Figura 211.

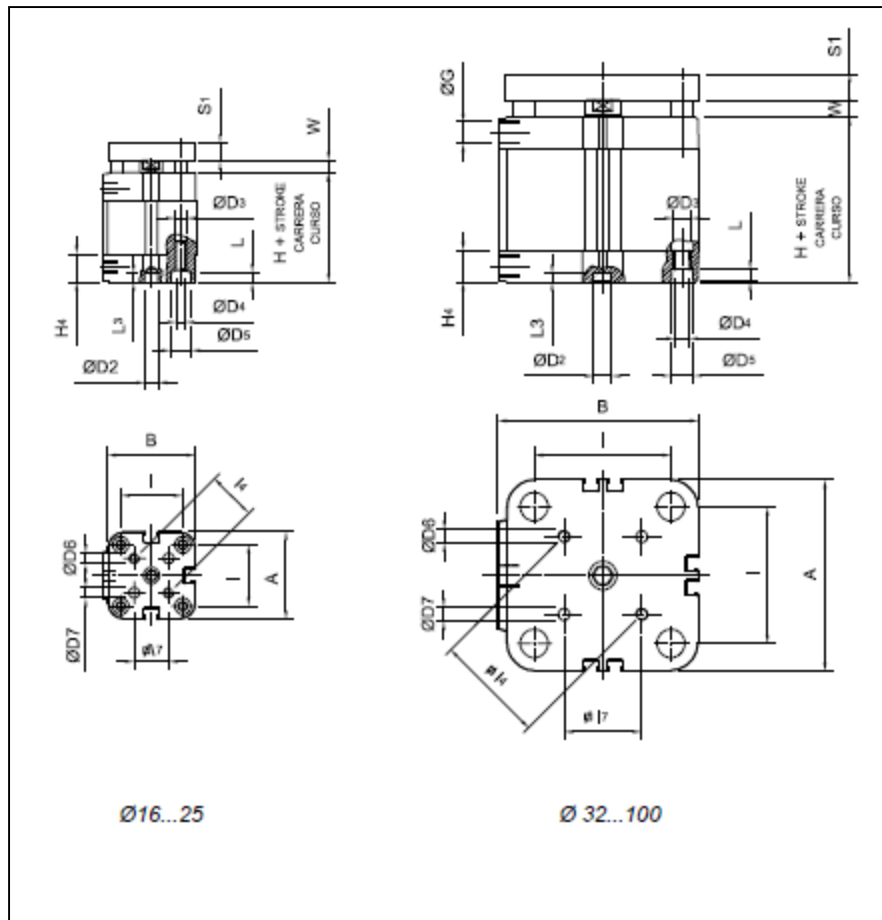
Referencia del cilindro seleccionado

Ø		Con alim. trasera
12	0.063.320.--	-
16	0.064.320.--	-
20	0.065.320.--	-
25	0.066.320.--	-
32	0.067.320.--	0.067.580.--
40	0.068.320.--	0.068.580.--
50	0.069.320.--	0.069.580.--
63	0.070.320.--	0.070.580.--
80	0.071.320.--	0.071.580.--
100	0.072.320.--	0.072.580.--

Nota. Referencia del cilindro seleccionado. Tomado de Tomado de “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

Figura 212.

Medidas del cilindro CP10 doble efecto con guía anti giro



Ø Cil (mm)	A	B	ØD2	ØD3	ØD4	ØD5	ØD6	ØD7	ØG	H	H4	I	I4	I7	L	L3	P	S1	W
12	29	30	6	3,3	M4	6,2	M3	3	M5	38	12,5	18	14	9,9	3,5	4	8	6	4,5
16	29	30	6	3,3	M4	6,2	M3	3	M5	38	12,5	18	14	9,9	3,5	4	10	6	4,5
20	36	37,5	6	4,2	M5	8,3	M4	4	M5	38	12,5	22	17	12	4,5	4	12	8	4,5
25	40	42	6	4,2	M5	8,3	M5	5	M5	39,5	12,75	26	22	15,6	4,5	4	12	8	5,5
32	50	53,5	6	5,2	M6	9	M5	5	G1/8"	44,5	14	32	28	19,8	5,5	4	14	10	6
40	60	63,5	6	5,2	M6	9	M5	5	G1/8"	45,5	14	42	33	23,3	5,5	4	14	10	6,5
50	68	72	6	6,7	M8	11	M6	6	G1/8"	45,5	14	50	42	29,7	6,5	4	16	12	7,5
63	87	91	8	8,5	M10	11	M6	6	G1/8"	50	14	62	50	35,4	8,5	4	16	12	7,5
80	107	111	8	8,5	M10	14	M8	8	G1/8"	56	16	82	65	46	8,5	4	20	14	8
100	128	133	8	8,5	M10	14	M10	10	G1/4"	66,5	19	103	80	56,6	8,5	4	24	14	10

Nota. Medidas del cilindro CP10 doble efecto con guía anti giro de 40 mm de diámetro. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

6.5.3 Sensores DSL (finales de carrera)

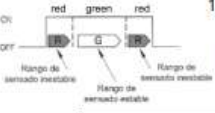
Para la detección de la posición de los cilindros se decide implementar sensores DSL (ver figura 213), los cuales van incorporados en el cuerpo del cilindro y no existe la necesidad de incorporar un final de carrera físico. Se selecciona el sensor DSL 2 por el voltaje requerido del cual se verá reflejado en el costo (ver anexo 4)

Figura 213.

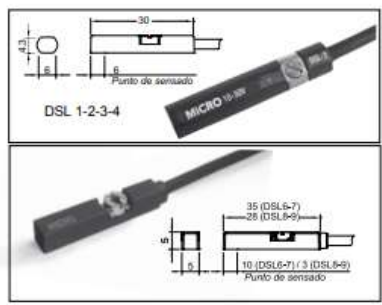
Sensor DSL seleccionado

Interruptores magnéticos DSL

Tipo..... Interruptores de actuación por proximidad de campo magnético
 Modelos Reed-switch (2 cables) ó a efecto Hall (3 cables)
 Tipo de salida PNP (modelo a efecto Hall)
 Grado de protección..... IP 67
 Contacto Normal abierto
 Fijación Directa sobre ranura del cilindro: CN10-CP10. En serie MD8 (pag. 1.2.2.1) y Micro Origa (pag. 1.5.6.1) solicitar soporte por separado



Indicador de estado Efecto Hall DSL8 y DSL9



Modelo	HASTA AGOTAR STOCK				NUEVOS			
	DSL 1 0.900.000.791	DSL 2 0.900.000.792	DSL 3 0.900.000.794	DSL 4 0.900.000.793	DSL 6 0.900.001.336	DSL 7 0.900.001.337	DSL 8 0.900.001.338	DSL 9 0.900.001.339
Efecto tipo	Reed-Switch	Reed-Switch	Hall	Hall	Reed-Switch	Reed-Switch	Hall	Hall
Tensión	3...110 V ca/cc	3...30 V ca/cc	6...30 Vcc	6...30 Vcc	5...240 V ca/cc	5...30 V ca/cc	10...28Vcc	10...28Vcc
Corriente	100 mA	100 mA	200 mA	200 mA	100 mA	100 mA	80 mA	80 mA
Potencia	10 W / VA	10 W / VA	6 W / VA	6 W / VA	10 W / VA	10 W / VA	2 W / VA	2 W / VA
Cable	●	●	●	●	●	●	●	●
Conector M8	●	●	●	●	●	●	●	●
Log. Cable	2,5 m	0,3 m	0,3 m	2,5 m	2,5 m	0,3 m	2,5 m	0,3 m
Protección			Contra inversión de polaridad y ondas de sobretensión				Contra cortocircuito, inversión de polaridad y ondas de sobretensión	
Indicador de estado	Led	Led	Led	Led	Led	Led	Led bicolor (Red-Green) permite mayor precisión del posicionado	
Temperatura	-20...85 °C (-4...185 °F)				-10...70 °C (14...140 °F)		-10...60 °C (14...158 °F)	

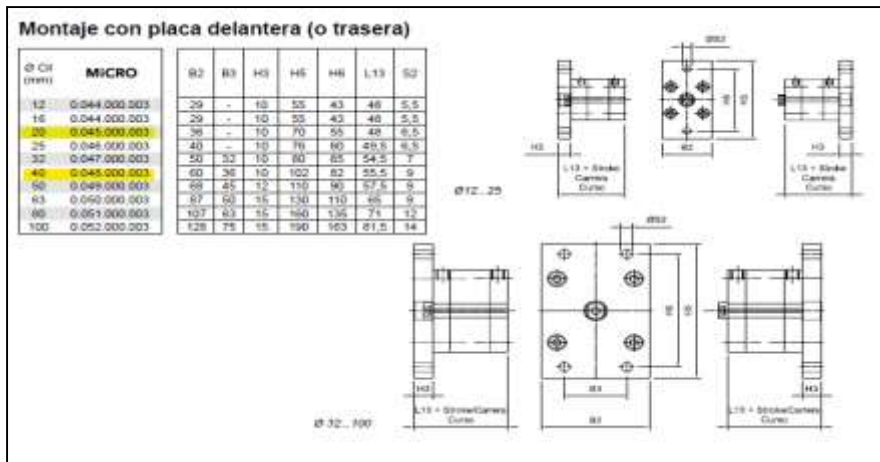
Nota. Sensor DSL seleccionado. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online].

Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

Para el montaje de estos dos cilindros se implementan unas placas para montaje trasero y sujeción por tornillos suministradas por el proveedor con las siguientes dimensiones, ver figura 214.

Figura 214.

Dimensiones de las placas para montaje de cilindros



Nota. Dimensiones de las placas para montaje de cilindros. Tomado de catálogo de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

Adicionalmente para este montaje se debe adicionar una guía lineal o rodamiento lineal para que el conjunto del cilindro 1 se desplace de forma adecuada y no recaiga todo el esfuerzo sobre el vástago del cilindro 2, se selecciona la guía lineal SR – 30 V de la marca THK [56] por sus dimensiones y compatibilidad, ver figura 216.

Figura 215.

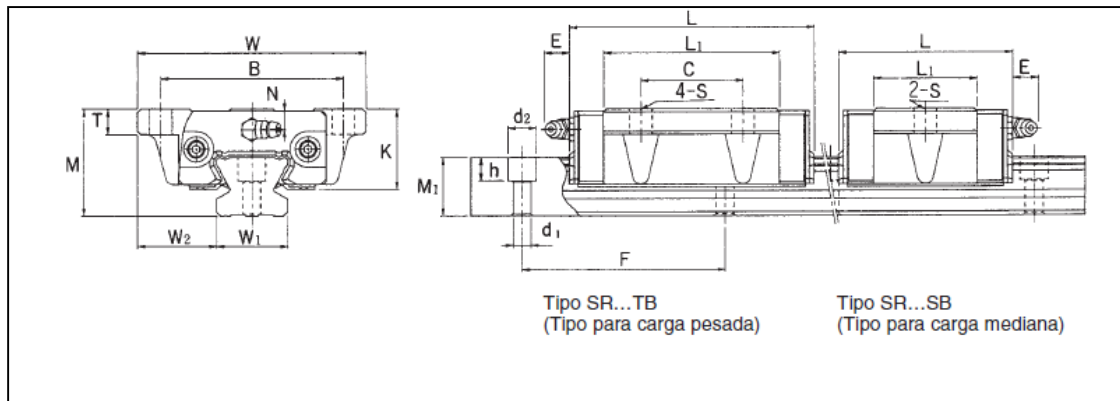
Guía lineal seleccionada tipo SR V



Nota. Guía lineal seleccionada tipo SR V. Tomado de catálogo de THK, “Guías de Movimiento Lineal,” 2000, [Online]. Available: https://www.thk.com/sites/default/files/documents/mx_pdf/product/2009/DCatalogEspanol_1.pdf.

Figura 216.

Dimensiones de la guía lineal seleccionada



Número de modelo	Dimensiones (mm)			Dimensiones del bloque de movimiento lineal (mm)							
	Altura M	Ancho W	Longitud L	B	C	Orificio pasante S	L1	T	K	N	E
SR 15 TB SR 15 SB	24	52	57 41	41	26 -	4.5	39.5 22.9	7	19.5	6	5.5
SR 20 TB SR 20 SB	28	59	66.5 48	49	32 -	5.5	46.7 27.8	9	22	6	12
SR 25 TB-Y SR 25 SB-Y	33	73	83 60	60	35 -	7	59 35.2	10	26	7	12
SR 30 TB SR 30 SB	42	90	97 68	72	40 -	9	69.3 40.4	10	32.5	8	12
SR 35 TB SR 35 SB	48	100	111 78	82	50 -	9	79 45.7	13	36.5	8.5	12
SR 45 TB	60	120	126	100	60	11	90.5	15	47.5	11.5	16
SR 55 TB	68	140	156	116	75	14	117	17	54.5	12	16

Nota: Dimensiones de la guía lineal seleccionada. Tomado de THK, “Guías de Movimiento Lineal,” 2000, [Online]. Available:

https://www.thk.com/sites/default/files/documents/mx_pdf/product/2009/DCatalogEspañol_1.pdf.

6.5.4 Elementos de sujeción

Para la sujeción y posicionamiento de las piezas del ensamble se seleccionaron los siguientes elementos, según los requerimientos del proceso de ensamble.

6.5.4.i Ventosa magnética: Para la sujeción de la arandela, el carrier y el resorte, se decide implementar una ventosa magnética con accionamiento neumático por facilidad en el agarre de las piezas, dimensiones y peso para acople con el cilindro 1. Se selecciona el modelo SGM 40 G ¼ IG con las siguientes características, ver figura 217. Se requieren en total 3 de estos elementos de sujeción.

Figura 217.

Características de la ventosa magnética

MiCRO

Ventosas

Serie MICRO-Schmalz

Ventosas magnéticas SGM

- Sujeción segura mediante campo magnético, ideal para chapas agujereadas, chapas con orificios y recortes similares de materiales ferromagnéticos.
- Campo magnético generado por imán permanente, no precisa fuente de tensión.
- Control mediante impulsos de presión.
- Modelo biestable; en caso de falla de energía, las funciones "sujetar" y "soltar" permanecen disponibles.
- Modelo con detector de fin de carrera (a pedido)

Funcionamiento con electroválvulas neumáticas

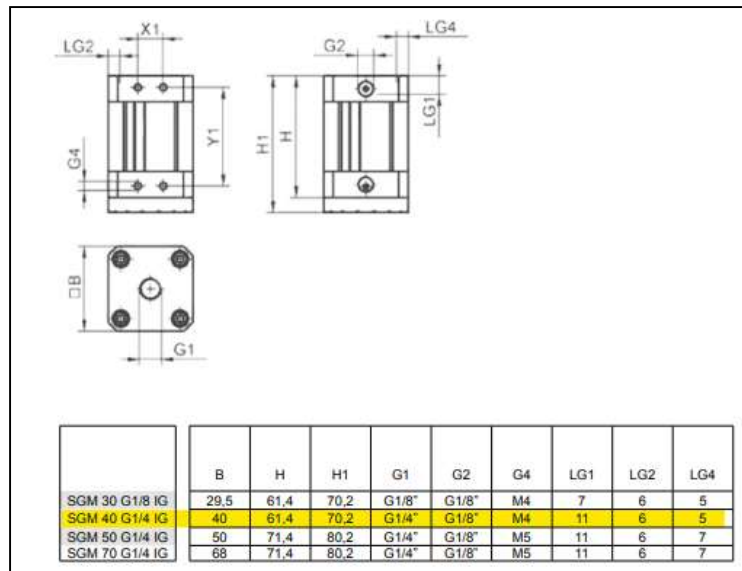
Tipo	MiCRO	Junta de repuesto	Fuerza de retención * (N)	Fuerza remanente (N)	Presión de servicio (bar)	Modo de funcionamiento
SGM 30 G1/8 IG	0.311.700.162	0.311.700.136	30	≤ 0,3	3...6	Biestable
SGM 40 G1/4 IG	0.311.700.163	0.311.700.137	100	≤ 0,3	3...6	Biestable
SGM 50 G1/4 IG	0.311.700.164	0.311.700.138	150	≤ 0,3	3...6	Biestable
SGM 70 G1/4 IG	0.311.700.165	0.311.700.139	250	≤ 0,3	3...6	Biestable

Nota. Características de la ventosa magnética seleccionada. Tomado de Micro, "Catálogo Micro Automation." 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

Esta ventosa posee las siguientes dimensiones:

Figura 218.

Dimensiones de la ventosa magnética



Nota. Dimensiones de la ventosa magnética. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

6.5.4.ii. Pinza de tres dedos: Para la sujeción y posicionamiento del oring, se decide implementar una pinza de tres dedos MCHG2 con sujeción interna de 25 mm de diámetro

Figura 219.

Características pinza de tres dedos



Nota. Características pinza de tres dedos. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

$$F = W * g * F_s$$

$$F = 0,0008 \text{ Kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 10$$

$$F = 0,07848 \text{ N}$$

Donde:

F: Fuerza de sujeción en apertura por cada dedo (N)

W: Peso de la pieza (KG)

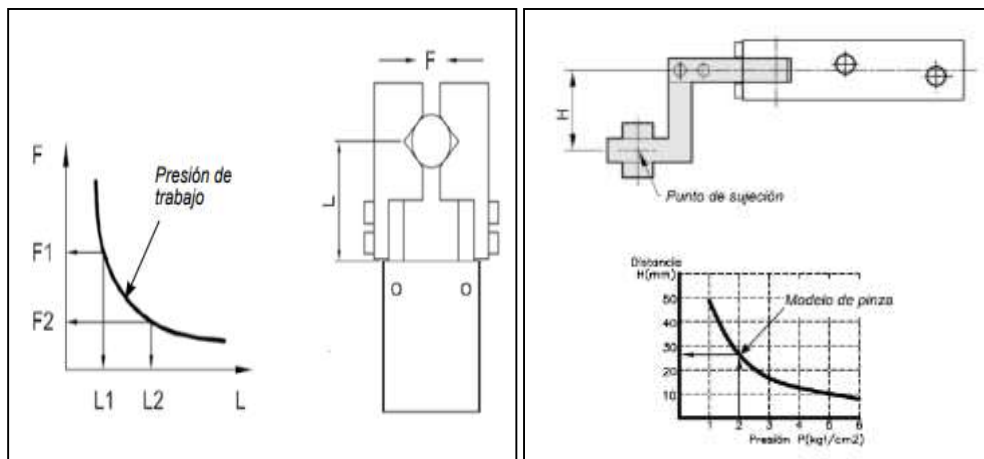
g: Aceleración de la gravedad = 9,8 m/s²

Fs: Factor de seguridad = 10 ya que se encuentra en condiciones normales

Para este caso en particular, con el fin de no modificar el conjunto de ensamble de los cilindros con la guía lineal, utilizado para las ventosas, se decide implementar una distancia entre la pinza y el centro de gravedad (L) de la pieza de 25 mm, adicionalmente se estableció una distancia al punto máximo de sujeción de 15 mm, dado que el diámetro interno del o'ring es de 28,3 mm y se otorga una diferencia de 2 mm para estirar un poco la pieza en cuestión y garantizar el agarre adecuado de esta con azuda de las pinzas

Figura 220.

Dimensiones para garras de sujeción de la pinza de tres dedos

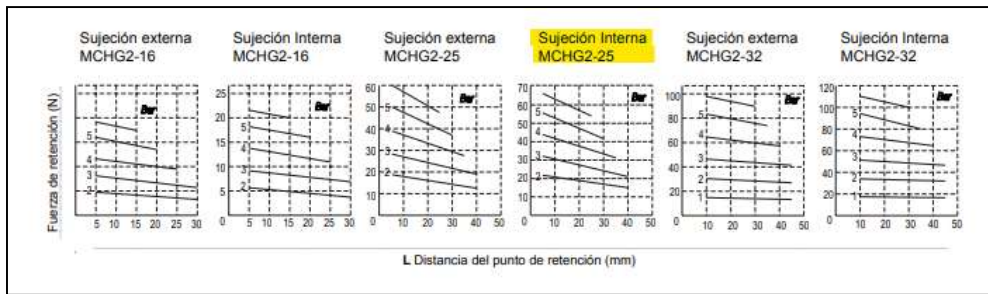


Nota. Dimensiones para garras de sujeción de la pinza de tres dedos. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

Para una presión de trabajo de 4 bar, un diámetro nominal según catálogo de la pinza de 25 mm y una sujeción interna se determina que la fuerza de retención de la pinza será igual a 35 N, más que suficiente para sujetar el oring del proceso que se requiere automatizar.

Figura 221.

Tablas para selección pinza de tres dedos.



Nota. Tablas para selección pinza de tres dedos, dependiendo el tipo de sujeción y el diámetro. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

6.5.5 Estación de válvulas

Se selecciona una estación de válvulas multipolo VM 15 – SI GM de 8 posiciones con pilotaje interno por dimensiones, compatibilidad y por facilidad en la instalación, se requieren dos de estas estaciones para la automatización en cuestión, ya que se requiere en total 15 electroválvulas en caso de ejecutar la programación del motor eléctrico, si se desea incluir la mesa rotativa se implementará una válvula adicional para un total de 16 electroválvulas.

Figura 222.

Estación múltipolo seleccionada.

MiCRO

**Estaciones de válvulas
MULTIPOLO-SI**

Serie VM15-SI GM

Tipo..... Estación de válvulas neumáticas con conexión eléctrica multipolo y conexiones neumáticas con salida inferior

Conexión eléctrica..... Conector tipo SUB-D de 25 pines para cable multifilar Ø 10 mm con 25 conductores de 0.20 mm²

Tensión válvulas 24 Vcc

Indicadores Cada solenoide posee LED indicador de estado y circuito de protección

Grado de protección..... IP50 según IEC 529

Válvulas VM15-SI GM (ver pag.3.2.1.0)

Alimentación neumática : G 3/8" (silenciadores de escape y tapones auxiliares incluidos)

Utilizaciones G 1/8"

Temperatura ambiente.... -5...50 °C (23...122 °F)

Accesorios..... Incluye soporte de fijación trasero y soporte para Riel DIN.

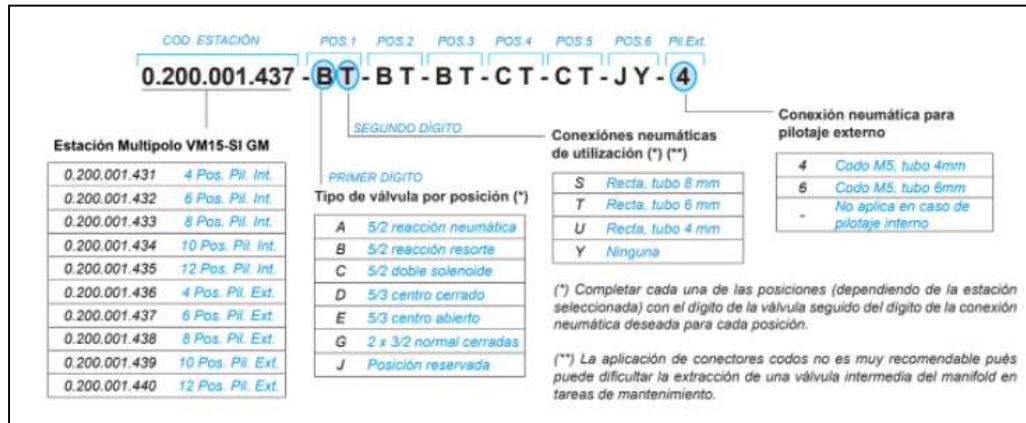
Bases para estaciones MULTIPOLO VM15-SI GM	4 posiciones	6 posiciones	8 posiciones	10 posiciones	12 posiciones
Alimentación de pilotaje interno	0.200.001.431	0.200.001.432	0.200.001.433	0.200.001.434	0.200.001.435
Alimentación de pilotaje externo	0.200.001.436	0.200.001.437	0.200.001.438	0.200.001.439	0.200.001.440

Nota. Estación múltipolo seleccionada. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

La codificación resultante para las estaciones múltipolo requeridas es: 0.200.001.433-CT-CT-BT-BT-BT-BT-BT-, según especificaciones del proveedor Ver figura 223.

Figura 223.

Codificación para estación multipolo



Nota. Codificación para estación multipolo. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

6.5.5.i Electroválvulas: para la automatización del posicionamiento de las piezas para el correcto ensamble se requieren en total 15 electroválvulas de dos posiciones con 5 vías (5/2), de las cuales 11 son monoestables con reacción a resorte y 4 biestables por pulsos eléctricos, ver figura 225, con racor para manguera de 6 mm.

Figura 224.

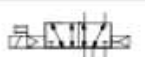



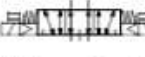
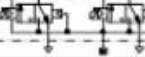
Características de las válvulas seleccionadas

MiCRO		Válvulas para estaciones	Series VM15-SI GM
Tipo.....	Válvulas direccionales de actuación eléctrica para base, con actuador manual monoestable ubicado en el solenoide		
Funciones	5/2 - 5/3 - 2 válvulas 3/2 en un sólo cuerpo		
Series	VM15-SI GM		
Conexiones de trabajo....	G 1/8"		
Caudal nominal (*).....	800 l/min (0,80 Cv) en 5/2 700 l/min (0,70 Cv) en 5/3 y 2x3/2		
Temperatura ambiente....	-5...50 °C (23...122 °F)		
Temperatura del fluido....	-10...60 °C (14...140 °F)		
Fluido.....	Aire comprimido filtrado (se recomienda lubricación) - Gases inertes		
Materiales	Cuerpo y distribuidor de aluminio, sellos de NBR		
<p>(*) Para obtener el máximo caudal que disponen las válvulas, se recomienda utilizar conectores con rosca G1/8" con sección ampliada cod. 0.441.010.810</p>			

Nota. Características de las válvulas seleccionadas. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

Figura 225.

Tipos de válvulas seleccionadas

	Descripción	Presión de trabajo	VM15-SI GM
	Electroválvula 5/2, reacción neumática	2,5...8 bar	0.261.002.311
	Electroválvula 5/2, reacción a resorte	2,5...8 bar	0.261.002.511
	Electroválvula 5/2, biestable por impulsos eléctricos	1...8 bar	0.261.002.711
	Electroválvula 5/3 centro cerrado	2,5...8 bar	0.261.002.911
	Electroválvula 5/3 centro abierto	2,5...8 bar	0.261.003.111
	2 Válvulas 3/2 normal cerradas, mando eléctrico	2,5...8 bar	0.261.009.111

Nota. Tipos de válvulas seleccionadas. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

Adicionalmente se deben incluir reguladores de caudal para manguera de 6 mm con el fin de regular la velocidad de salida de todos los cilindros que actúan en el sistema automatizado, se requieren 30 de estos reguladores. Ver figura 226

Figura 226.

Características de válvulas reguladoras de caudal

MiCRO		Reguladores de caudal	Series en línea
Tipo.....	Reguladores de caudal en línea. Se emplean para controlar la velocidad de desplazamiento de los cilindros neumáticos, restringiendo el paso del aire en un solo sentido de circulación del fluido		
Posición de trabajo.....	Indiferente		
Fluido.....	Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación		
Temperaturas.....	-20...80 °C (-4...176 °F)		
Presión de trabajo.....	0,5...10 bar (8...145 psi)		
Conexiones.....	Tubo Ø4, 6, 8, 10, 12		
Materiales.....	Cuerpo de polímero HR con alta resistencia química y al impacto, tornillo de registro de latón, guarniciones de NBR		
Caudal.....	Solicitar información a cad@micro.com.ar		

Códigos en **Negrita**: entrega inmediata, salvo ventas.

Nota. Características válvulas reguladoras de caudal. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

6.5.6 Sensores

6.5.6.i Sensores inductivos: para la detección de la posición del pistón en cada estación del plato de alimentación, se decide implementar un sensor inductivo BES00H3 que permite detectar piezas metálicas, ya que, por sus dimensiones, rango de detección y compatibilidad (ver figura 227), se adaptan de forma adecuada al proceso automatizado

Figura 227.

Sensor inductivo seleccionado

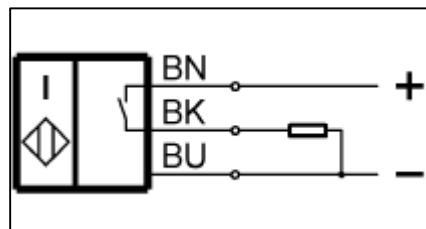
STANDARD INDUCTIVE SENSORS				
	BES00H3	BES003K	BES0017	BES0028
Dimension	Ø 5 x 27 mm	Ø 8 x 50 mm	Ø 8 x 50 mm	Ø 8 x 65 mm
Style	M5x0.5	MBx1	MBx1	MBx1
Range	1.5 mm	2 mm	4 mm	2 mm
Connection	Cable, 2.00 m, PUR	Cable, 2.00 m, PVC	Cable, 2.00 m, PVC	Connector, M12x1 -Male, 4-pole
Switching output	PNP Normally open (NO)	PNP Normally open (NO)	PNP Normally open (NO)	PNP Normally open (NO)
Installation	for flush mounting	for flush mounting	non-flush	for flush mounting
Housing material	Stainless steel	Brass	Stainless steel	Brass
Environment	Narrow installation space	Narrow installation space	Narrow installation space	Narrow installation space

Nota. Sensor inductivo seleccionado. Tomado de catálogo de Baluff Baluff, “Basic Portfolio,” no. 03, 2018.

Para conectar este sensor al sistema se utiliza el siguiente diagrama de conexión (ver figura 228) en donde el contacto BN ira conectado a los 24V DC requeridos para su funcionamiento, el BK ira a la entrada respectiva del PLC correspondiente a las señales de posición del pistón en el plato giratorio y finalmente el contacto BU ira conectado a los 0V negativos para completar el circuito.

Figura 228.

Diagrama de conexión del sensor inductivo



Nota. Diagrama de conexión del sensor inductivo. Tomado de anexo 14 Anexo Ficha tecnica sensor inductivo

6.5.6.ii. Sensores electromagnéticos: para la detección y conteo de piezas tanto que salen del bowl como que entran al plato, se decide implementar un sensor de horquilla o de tenedor de referencia BGL001J, ya que, gracias a su diseño de una sola pieza, permite instalarse y calibrarse con facilidad, al igual que la forma en que emite el rayo de luz entre emisor y

receptor, es capaz de detectar piezas de diversas geometrías y tamaños permitiendo así enviar pulsos a los contadores con el paso de las piezas de forma opima. Las características de los sensores son: (ver figura 229). Estos sensores serán instalados en las guías de las piezas con la ayuda de unas abrazaderas de diseño propio (ver anexo 12).

Figura 229.

Sensor tenedor fotoeléctrico seleccionado

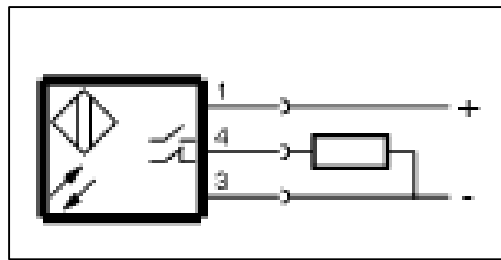
FORK SENSORS			
	BGL001J	BGL002B	BGL007
Principle of optical operation	Through-beam sensor	Through-beam sensor	Through-beam sensor
Fork opening	50 mm	80 mm	120 mm
Dimension	10 x 70 x 88 mm	10 x 100 x 88 mm	10 x 140 x 93 mm
Light type	LED, red light	LED, red light	LED, red light
Connection	Connector, MBx1-Male, 3-pole	Connector, MBx1-Male, 3-pole	Connector, MBx1-Male, 3-pole
Interface	PNP	PNP	PNP
Switching output	PNP NO/NC	PNP NO/NC	PNP NO/NC

Nota. Sensor tenedor fotoeléctrico seleccionado. Tomado de Baluff, “Basic Portfolio,” no. 03, 2018.

Para la conexión de este sensor al sistema se utiliza el siguiente diagrama de conexión (ver figura 230) en donde el contacto 1 ira a los 24V DC requeridos para el funcionamiento del sensor, para el contacto 4 el cual ira conectado a la entrada correspondiente del PLC para el conteo de piezas, se tienen dos opciones para el contacto, normalmente abierto o normalmente cerrado, para este caso en particular se debe conectar como un contacto normalmente abierto para poder ejecutar la programación de forma adecuada, finalmente se conectara el contacto 3 al 0v negativo para completar el circuito.

Figura 230.

Diagrama de conexión sensor fotoeléctrico



Nota. Diagrama de conexión del sensor fotoeléctrico. Tomado de anexo 15 Ficha técnica sensor fotoelectrico

6.5.2.iii. Sensores capacitivos: para la señal de alerta de nivel bajo para los bowls y la tolva, se implementa un sensor capacitivo de referencia BCS00NZ, ya que se adapta a la función requerida si se calibra de forma adecuada al enviar una señal al PLC cuando no detecta piezas en cada uno de los recipientes alimentadores. Dichos sensores irán ubicados en la parte superior de cada uno de los recipientes de alimentación

Figura 231.

Sensor capacitivo seleccionado

SENSORS FOR OBJECT DETECTION

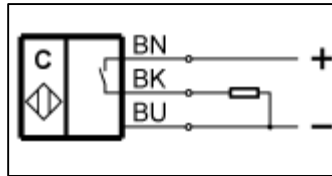
	BCS00R4	BCS00PU	BCS00NZ
Dimension	Ø 12 x 61 mm	Ø 12 x 61 mm	Ø 18 x 75 mm
Style	M12x1	M12x1	M18x1
Range	1...4 mm	1...4 mm	1...8 mm
Connection	Cable, 2.00 m, PUR	Cable, 2.00 m, PUR	Cable, 2.00 m, PUR
Installation	for flush mounting	for flush mounting	for flush mounting
Housing material	Stainless steel	PBT	PBT
Environment	Extreme temperatures	Extreme temperatures	

Nota. Sensor capacitivo seleccionado. Tomado de Baluff, “Basic Portfolio,” no. 03, 2018.

Para conectar este sensor al sistema se utiliza el siguiente diagrama de conexión (ver figura 232) en donde el contacto BN ira conectado a los 24V DC requeridos para su funcionamiento, el BK ira a la entrada respectiva del PLC correspondiente a las señales de nivel de cada uno de los recipientes de alimentación y finalmente el contacto BU ira conectado a los 0V negativos para completar el circuito.

Figura 232.

Diagrama de conexión del sensor capacitivo



Nota. Diagrama de conexión del sensor capacitivo. Tomado de anexo
Ficha tecnica sensor capacitivo

6.5.7 Contactores

Para controlar la activación y desactivación de las maquinas alimentadoras se implementan cuatro contactares de 24 V DC, que soporten un voltaje de 230 V y un paso de corriente de 2,2 A, por esta razón se selecciona el contactor **TeSys K 2NA + 2NC**, de la marca Schneider Electric, la cual es la opción que más se adapta a las necesidades del sistema al contar con dos contactos normalmente abiertos para conectar tanto el motor eléctrico del sistema rotativo como los electroimanes de las maquinas alimentadoras, a demás cuenta con un voltaje para la bobina de 24VDC y soporta voltajes para los contactos tanto de 110VAC como de 220VAC (ver figura 234)

Figura 233.

Contactor seleccionado



Nota. Contactor seleccionado. Tomado de catálogo de SchneiderElectric, “Contactor Auxiliar TeSys K 2NA,” pp. 24–26, 2021.

Figura 234.

Características del contactor seleccionado

Principal	
Gama	TeSys
Nombre del producto	TeSys CAK
Tipo de producto o componente	Reles de control
Nombre corto del dispositivo	CA3K
Aplicación del contactor	Circuito de control
Categoría de empleo	AC-15 DC-13
Composición de los polos de contacto	2 NA + 2 NC
[Ue] tensión asignada de empleo	<= 690 V <= 400 Hz
Tipo de circuito de control	DC Estándar
[Uc] tensión del circuito de control	24V DC

Nota. Características del contactor seleccionado. Tomado de SchneiderElectric, “Contactor Auxiliar TeSys K 2NA,” pp. 24–26, 2021.

6.5.8 Mesa giratoria

En caso de no implementar el mecanismo de cruz de malta para ejecutar el movimiento rotatorio intermitente, se evalúa la opción de adquirir una mesa rotatoria de accionamiento neumática serie TAR 270 del proveedor micro, que se adapta al número de posiciones requeridos para el sistema de automatización (ver figura 235) y se puede regular la velocidad de giro con reguladores de caudal al igual que un actuador normal. En el caso de implementar esta mesa es necesario modificar el plato para la ubicación de los pistones, la unión a este y algunas dimensiones de la mesa que sostiene el mecanismo. (Ver figura 236)

Figura 235.

Características de la mesa rotante de micro

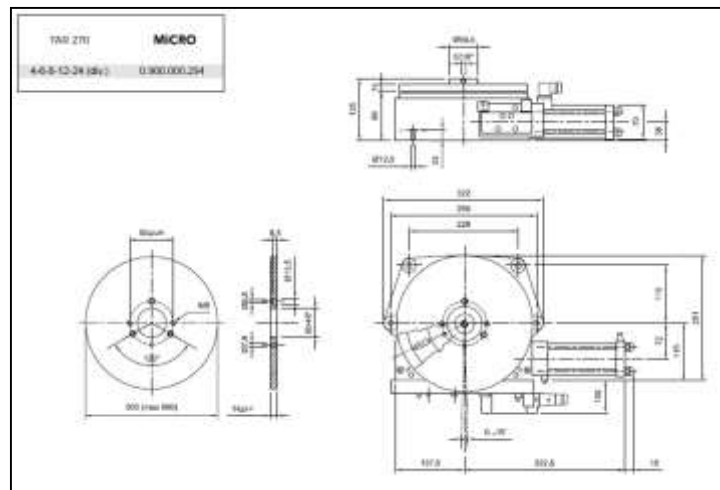


Nota. Características de la mesa rotante de micro. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online].

Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

Figura 236.

Dimensiones de la mesa rotatoria de micro



Nota. Dimensiones de la mesa rotatoria de micro. Tomado de Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available:

<https://co.microautomacion.com/es/productos/>.

6.6 Estructura del mecanismo

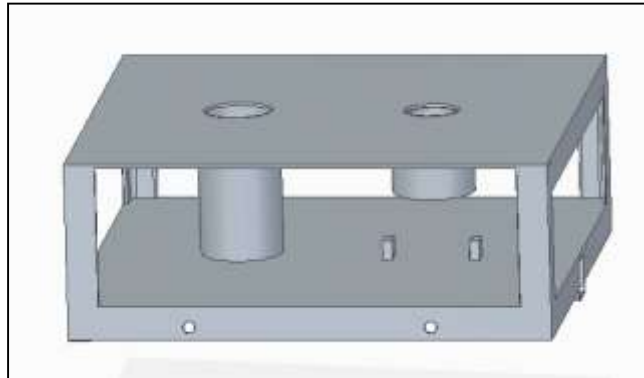
6.6.1 Base del ensamble

A partir del diseño del mecanismo se modeló una base para el mismo a partir de lámina de acero de dos milímetros, tubería cuadrada de 1 pulgada, ángulos de lados iguales de 19 mm y 2.5 mm de espesor, y barras de acero. Estos elementos serán unidos permanentemente por

medio de soldaduras y, posteriormente se unirán con tornillos a la mesa donde se realizará el ensamble de los pistones.

Figura 237.

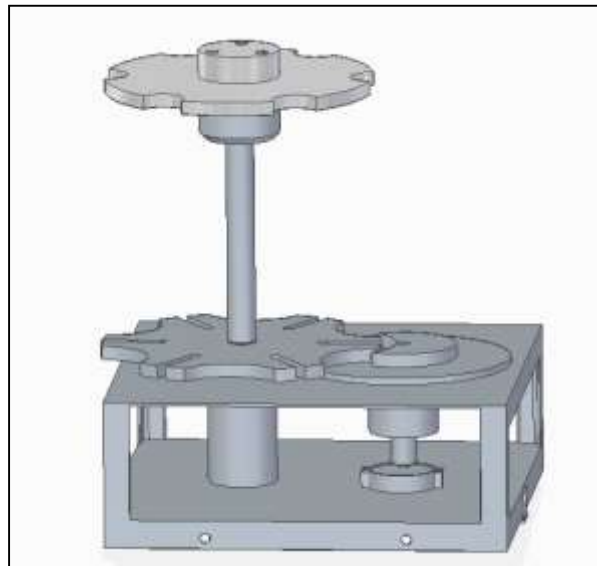
Modelo de la base del mecanismo



Nota. Solido del mecanismo realizado en SolidEdge.

Figura 238.

Ensamble del mecanismo en la base



Nota. Ensamble del mecanismo realizado en SolidEdge.

6.6.2 Mesa del mecanismo

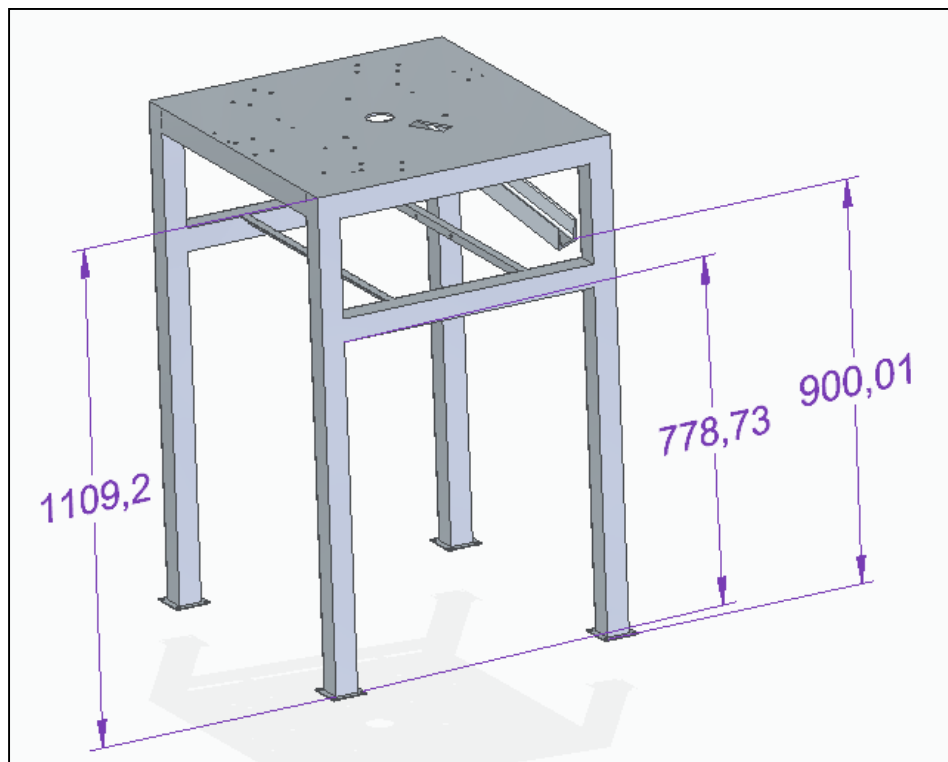
La mesa donde se ubicará el mecanismo se diseñó principalmente a partir de perfiles cuadrados de 2'' de acero inoxidable y lamina de 5 mm de espesor, para ensamblarse con la base anteriormente diseñada, a través de tornillos Whitworth de 5/16'', de manera que el plato giratorio sobresalga lo suficiente para que los pistones puedan ingresar a las cavidades o ranuras.

Otro factor que se tuvo en cuenta para el diseño fue la salida de los subensambles en la sexta estación, a partir de una rampa a 30°. La altura de la mesa se definió para que la parte final de la rampa estuviera a una altura aproximada de 0,9 metros, de tal manera que los subensambles puedan caer directamente a uno de los carros en los cuales se transportan las piezas pequeñas dentro de la fábrica.

Adicionalmente, se añadirán las perforaciones necesarias para ensamblar los componentes de los sistemas de posicionamiento a través de tornillos de distintas referencias.

Figura 239.

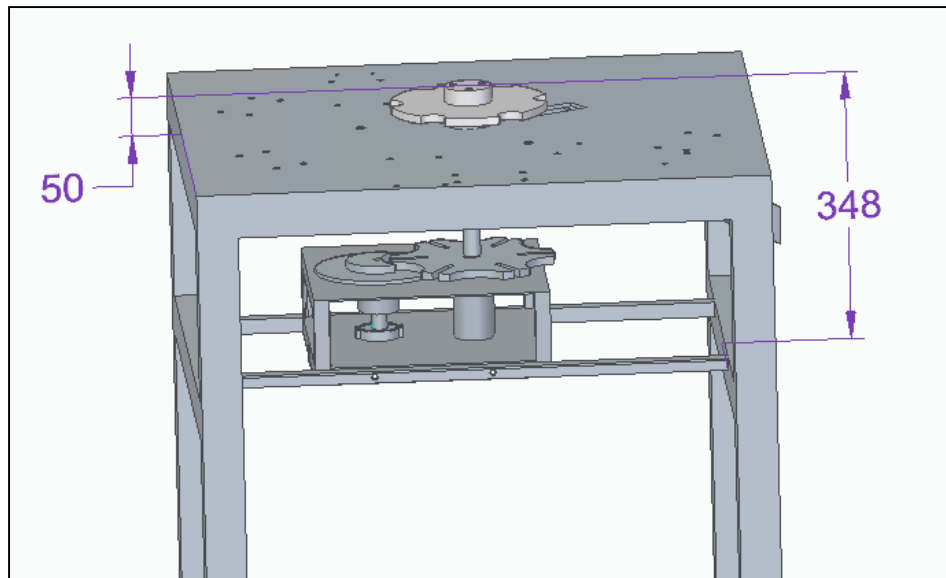
Modelo de la mesa del mecanismo



Nota. Solido de la mesa donde se ubicará el mecanismo realizado en SolidEdge.

Figura 240.

Ensamble de la mesa y el mecanismo



Nota. Ensamble de la mesa y el mecanismo realizado en SolidEdge.

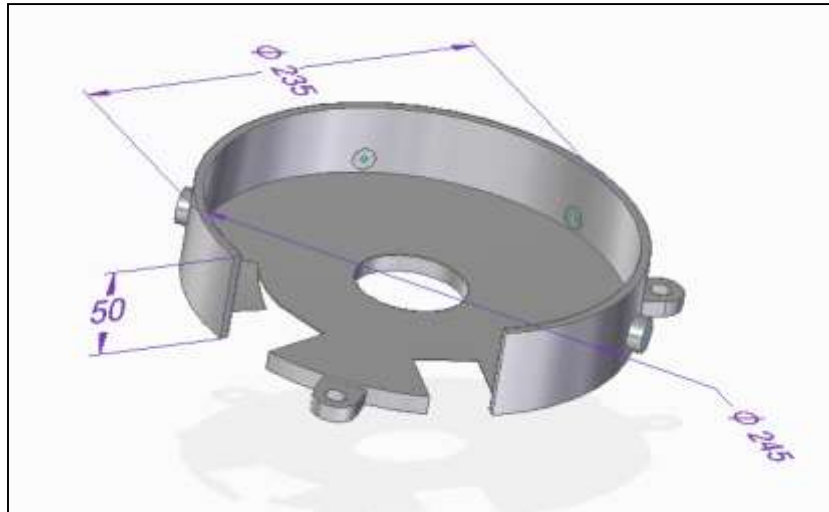
6.6.3 Coraza

La coraza es la pieza que se ubicará alrededor del plato giratorio, su principal función es garantizar que el pistón no experimentará un desplazamiento axial a lo largo del recorrido por las seis estaciones de ensamble de la máquina y, por lo tanto, mantendrá su concentricidad con el resto de las piezas a ensamblar. Su otra función es alojar los sensores inductivos que detectan el pistón en las estaciones 2, 3, 4 y 5, y envían la señal al PLC para activar independientemente los sistemas de posicionamiento.

La coraza se diseñó a partir de lámina de aluminio de 10 mm y barras del mismo material. Además, se unirá a la mesa del mecanismo a través de tornillos Wihtworth de 1/2”.

Figura 241.

Modelo de la coraza



Nota. Solido de la coraza realizado en SolidEdge.

6.6.4 Sistemas de posicionamiento

Una vez definidos los sistemas de alimentación de cada componente se procedió a diseñar los respectivos sistemas de posicionamiento. En primer lugar, cabe resaltar que todas las piezas saldrán de los alimentadores correctamente posicionadas, por lo cual los sistemas de posicionamiento se encargarán únicamente de transportar y asegurar la correcta posición y concentricidad de las piezas en la mesa rotativa.

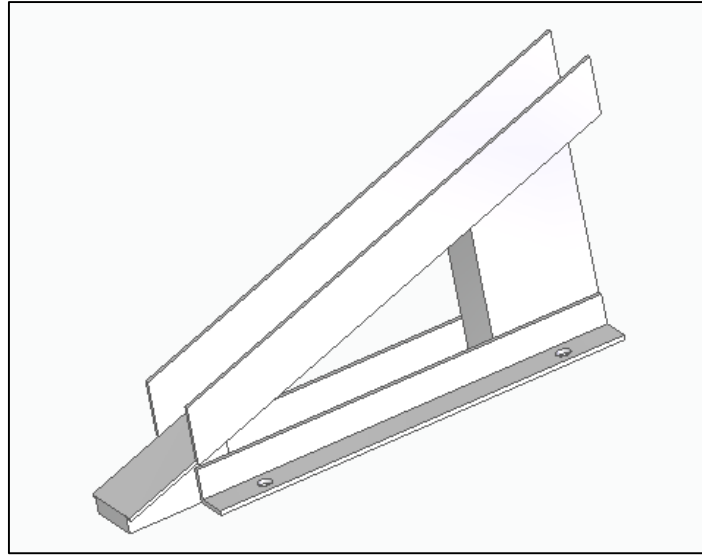
Como segundo punto a acotar, se debe tener en cuenta el material del cual están hechos cada uno de los componentes, además de su geometría, para elegir el sistema de posicionamiento óptimo para cada caso.

El tercer punto a tener en cuenta es que, es recomendable que los sistemas de posicionamiento para las piezas alimentadas por bowl vibratorio no transmitan dicha vibración a la mesa rotativa, para evitar la transmisión de cargas dinámicas que puedan generar fatiga en el mecanismo o la estructura. Por esta razón, se sugiere diseñar rampas a la salida de los bowls para que las piezas se deslicen y lleguen al punto de ensamble sin necesidad de la vibración. Sin embargo, para el caso del o'ring, el estar fabricado a base de caucho hace inviable esta opción debido a la fuerza de fricción que se produciría sobre la superficie de deslizamiento.

Las rampas para las piezas alimentadas por bowls vibratorios se diseñarán a partir de ángulos, perfiles rectangulares, cuadrados y tipo u de aluminio. Las dimensiones finales se detallarán a partir del diseño de la estructura de la mesa rotativa.

Figura 242.

Diseño preliminar de la rampa para piezas alimentadas por bowls vibratorios

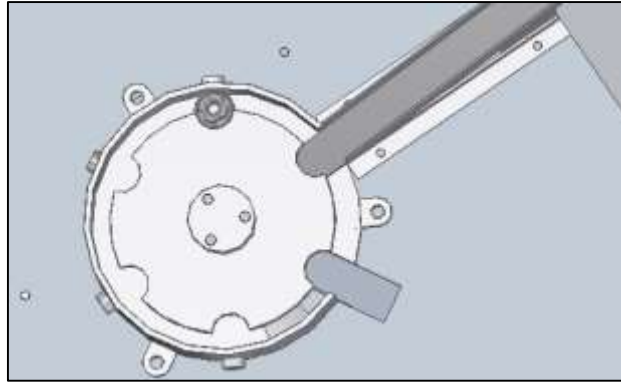


Nota. Solido del diseño preliminar de la rampa para el deslizamiento de piezas alimentadas por bowls vibratorios.

El pistón, es el único elemento del ensamble que será posicionado en el plato únicamente por acción de la fuerza de gravedad, al deslizarse por la rampa descrita anteriormente desde la salida de la máquina alimentadora por vibración, hasta los orificios del plato rotatorio del mecanismo intermitente, en donde se ejecutará el ensamble correspondiente concéntrico a cada pistón. La dosificación unitaria de cada pieza se logrará mediante la rotación del mecanismo, en donde el mismo plato funcionara como una especie de torniquete en donde dejará pasar únicamente la pieza únicamente cuando se encuentre alineada la rampa guía con el agujero de la posición 1. Ver figura 243.

Figura 243.

Alineación de las ranuras del plato con la rampa

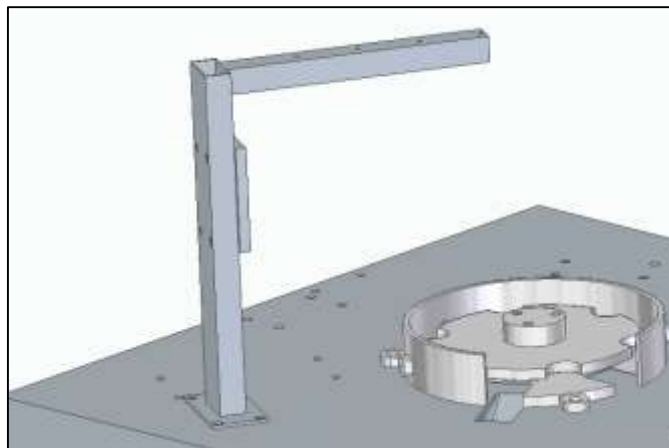


Nota. Ensamble de la rampa para pistones con el mecanismo de cruz de malta realizado en SolidEdge.

Para el posicionamiento correcto de las demás piezas se implementó un sistema de control con la ayuda de cilindros y elementos de sujeción con accionamiento neumático, ventosa magnética para la arandela, el carrier y el resorte por su material ferromagnético y pinza de tres dedos neumática para el oring , con el fin de desplazar las piezas desde el punto final de alimentación a la posición adecuada, de forma que encajen las piezas concéntricamente al vástago del pistón, garantizando así un correcto ensamble. A continuación, se presentará el montaje realizado para el conjunto de piezas neumáticas, las cuales irán sujetas a una base que estará anclada a la mesa del mecanismo rotativo mediante 4 tornillos de media pulgada y 30 mm de largo con su respectiva tuerca (ver figura 244)

Figura 244.

Montaje de sistemas de posicionamiento (parte 1)

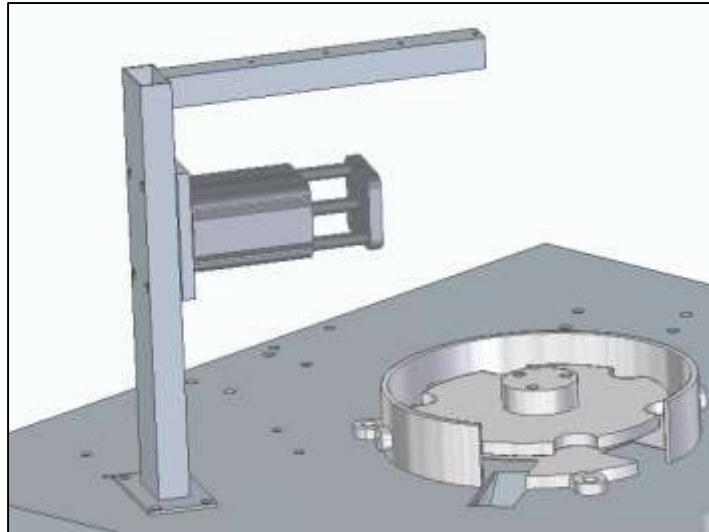


Nota. Anclaje base del conjunto de cilindros con mesa rotativa visualizado en SolidEdge.

Posteriormente se ubicará el cilindro 1 (CP10 con guía de 40 mm) el cual desplazará el mecanismo y se sujetará a la base anteriormente presentada, mediante una platina suministrada por el proveedor con 4 tornillos M9 de 35 cm de largo con sus respectivas tuercas (ver figura 244).

Figura 245.

Montaje de sistemas de posicionamiento (parte 2)

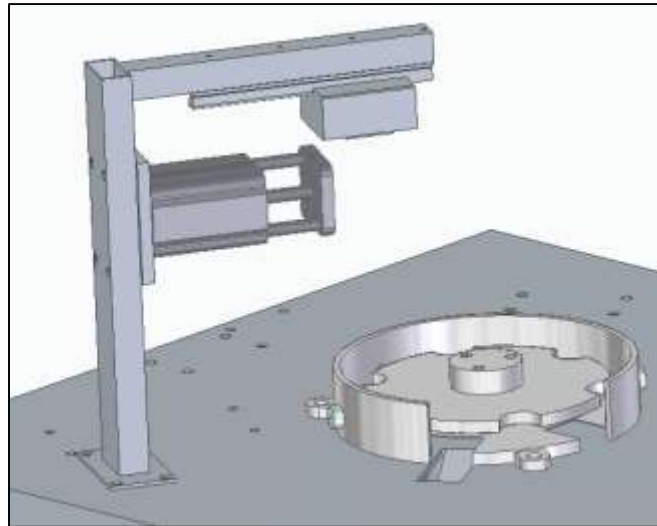


Nota. Cilindro CP10 con guía de 40 mm de diámetro ubicado en la base, visualizado en SolidEdge.

Con el fin de facilitar el desplazamiento del conjunto y evitar la deformación del vástago y los sellos del cilindro 1, se procede a incorporar una guía o rodamiento para movimiento lineal de referencia SR-30 SB de la marca THK (ver figura 246), ubicado en la parte superior de la base y sujeto por 4 tornillos M4 de 40 mm de largo con sus respectivas tuercas.

Figura 246.

Montaje de sistemas de posicionamiento (parte 3)

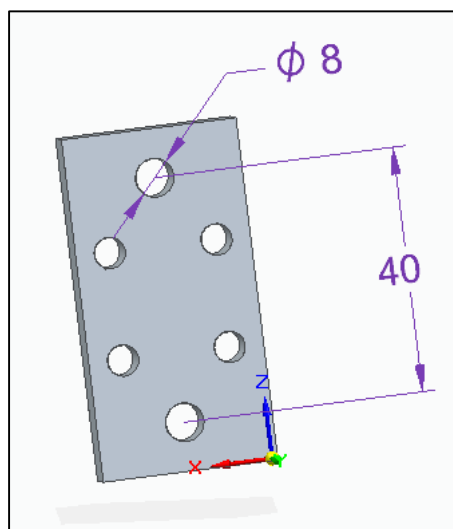


Nota. Posicionamiento de la guía lineal para desplazamiento del conjunto visualizado en SolidEdge.

Para la ubicación del cilindro 2 (CP10 de 20 mm de diámetro), se sujetará por la parte inferior de este, mediante una platina de diseño propio (ver figura 247) a la guía lineal con dos tornillos M8, la cual soportará todo el peso de este y la ventosa o gripper empleados como elementos de sujeción. Para su desplazamiento, se dispone una especie de abrazadera de diseño propio (ver figura 248) como conexión entre la guía del cilindro 1 y el cuerpo del cilindro 2.

Figura 247.

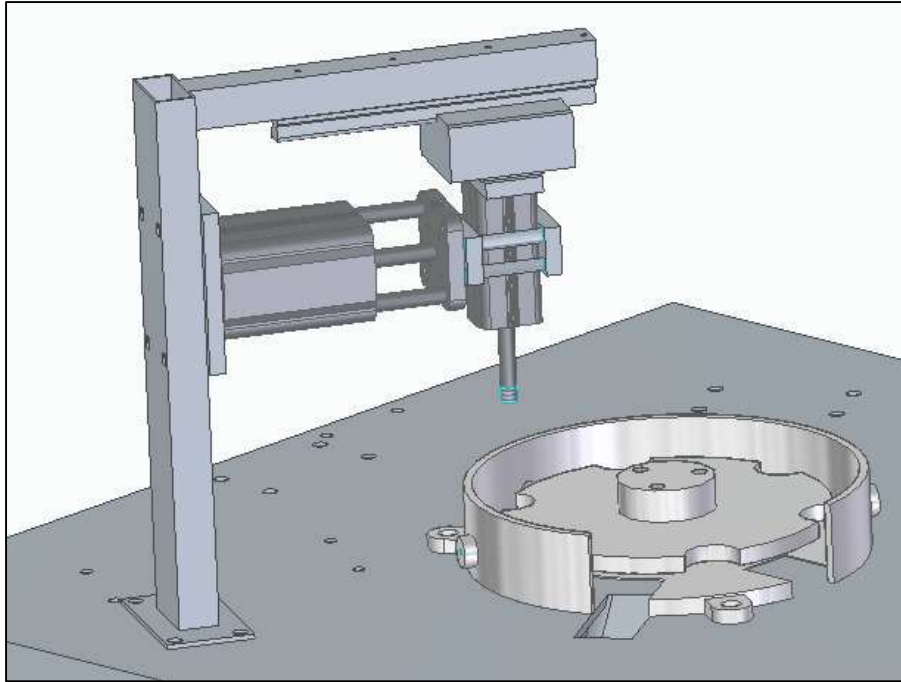
Platina de sujeción



Nota. Solido de la platina de sujeción entre cilindro 2 y guía lineal realizado en SolidEdge.

Figura 248.

Montaje de sistemas de posicionamiento (parte 4)

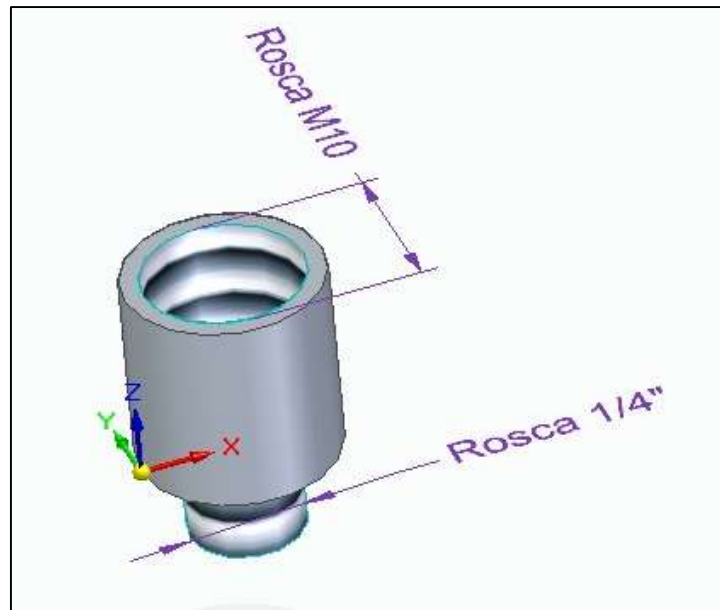


Nota. Unión del cilindro 2 con guía lineal y cilindro 1 visualizado en SolidEdge.

Finalmente, para posicionar el elemento de sujeción de la arandela, el carrier y el resorte se eligió una ventosa magnética, se procedió a utilizar un acople de diseño propio (ver figura 249) para convertir la rosca M10 del vástago del cilindro 2 a una rosca de 1/4 ” presente en la conexión de la ventosa, de igual forma para el posicionamiento del oring, se empleará una pinza neumática de tres dedos, la cual se adaptará mediante un acople también de diseño propio (ver figura 251) que adaptará la rosca M10 del vástago del cilindro 2 a tres agujeros M3 que lleva la pinza para su ensamble.

Figura 249.

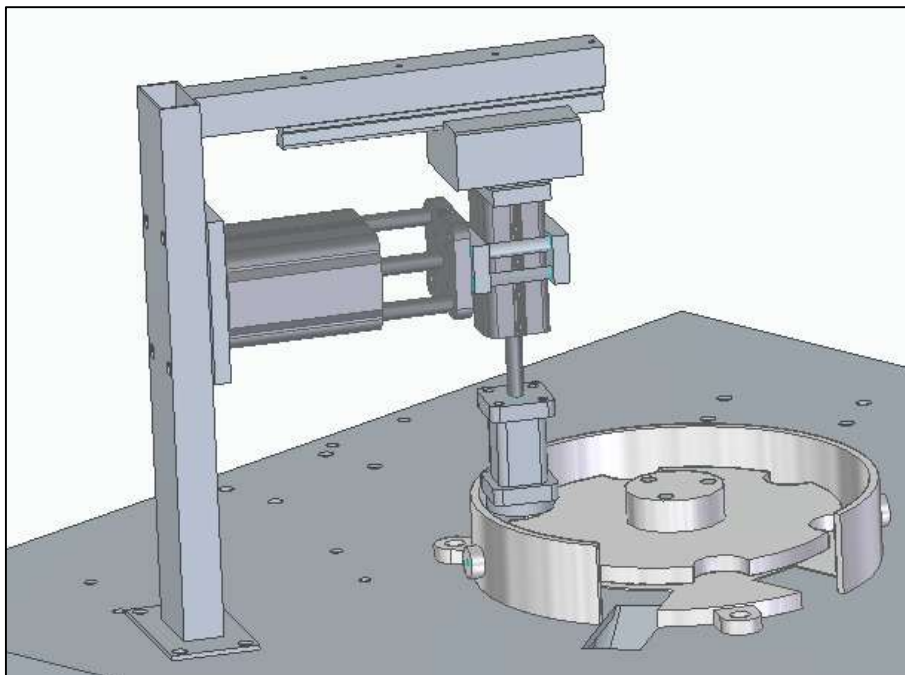
Acople entre ventosa magnética y vástago del cilindro 2



Nota. Modelamiento del acople entre ventosa magnética y vástago del cilindro 2, realizado en SolidEdge.

Figura 250.

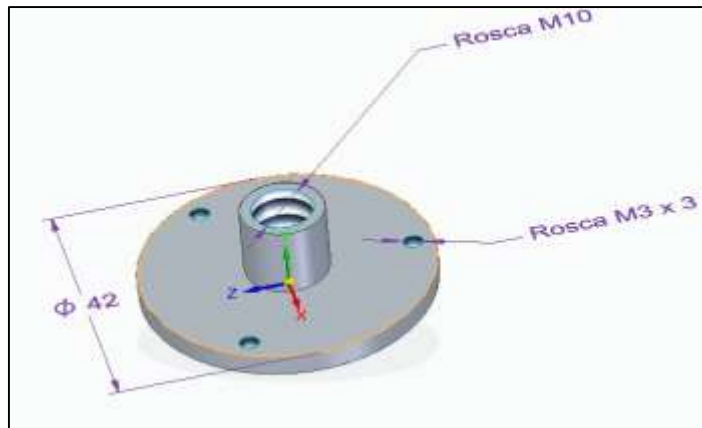
Montaje de sistemas de posicionamiento (parte 5)



Nota. Ensamble conjunto para la ventosa magnética visualizado en SolidEdge.

Figura 251.

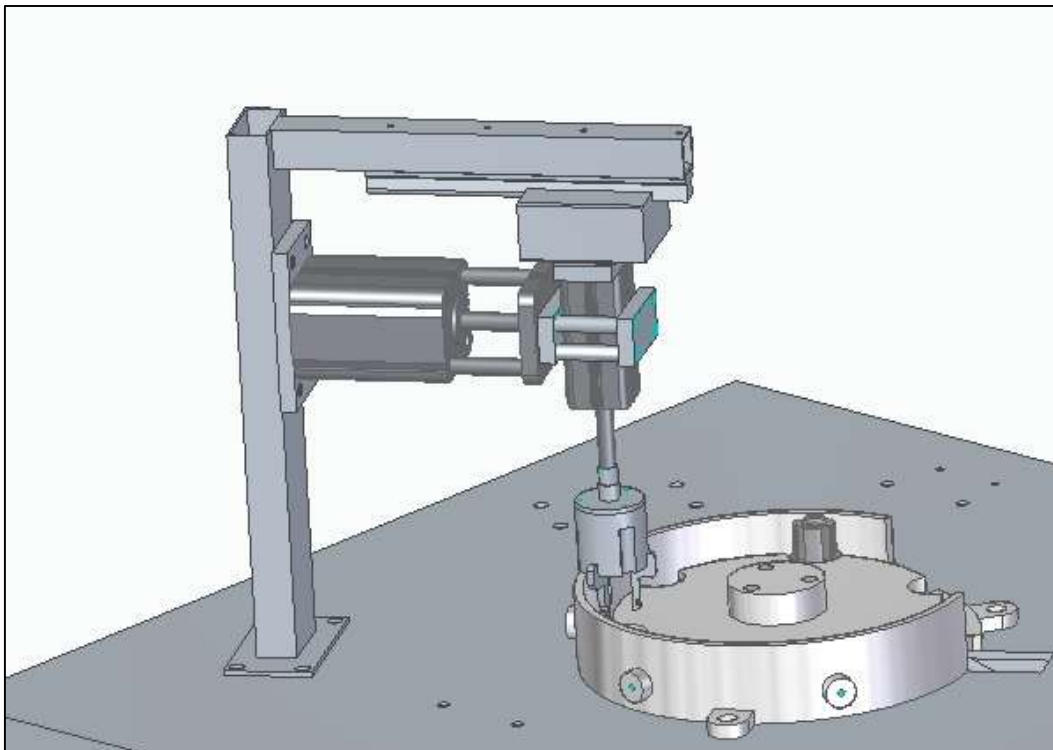
Acople entre pinza de tres dedos y vástago cilindro 2



Nota. Solido del acople entre pinza de tres dedos y vástago cilindro 2.

Figura 252.

Ensamble del Sistema de posicionamiento del o'ring



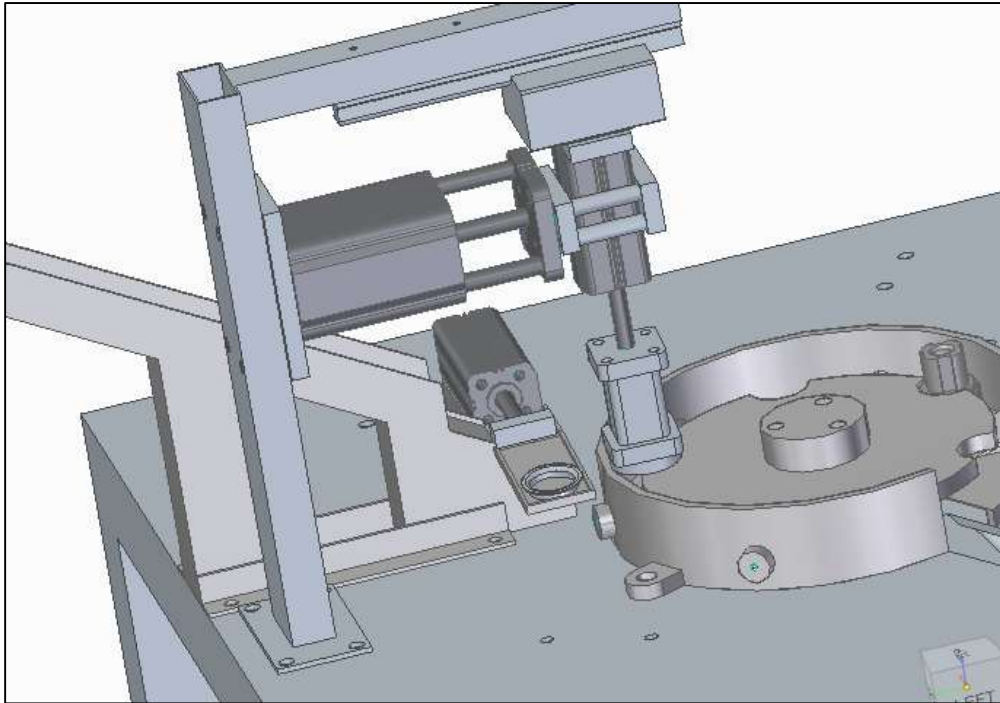
Nota. Ensamble del Sistema de posicionamiento del o'ring, realizado en SolidEdge.

Para garantizar que la ventosa magnética sujete de a una pieza a la vez y no se agarren más de estas por atracción magnética generada entre piezas, es necesario implementar un tercer cilindro de la misma referencia que el segundo (CP 10 de 20 mm de diámetro) con un adaptador

encargado de separar las piezas una a una de la guía de alimentación, para su posterior sujeción por parte de la ventosa, cabe aclarar que dicho cilindro adicional es únicamente necesario para las piezas ferromagnéticas que presentarían este problema de imantación (arandela, carrier, resorte).

Figura 253.

Ensamble conjunto con cilindro 3

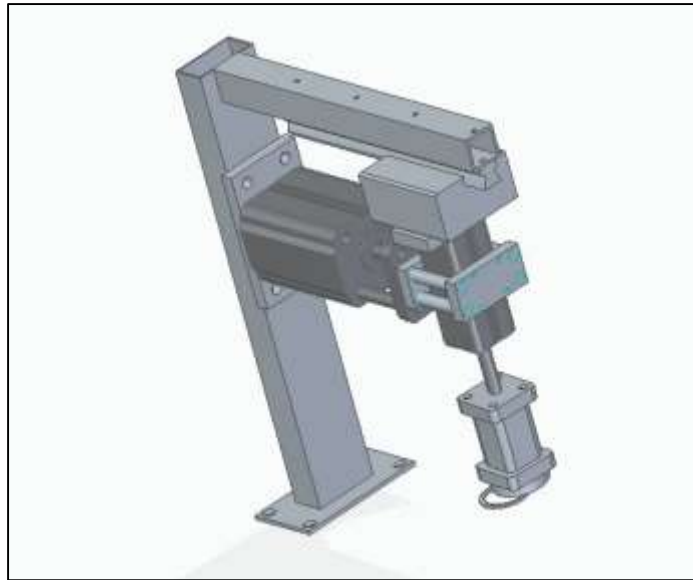


Nota. Ensamble conjunto con cilindro 3 visualizado en SolidEdge.

Para las piezas ferromagnéticas, sujetas con la ventosa, se decide sujetar las piezas de manera exentica con relación al diámetro del imán de la ventosa de 26 mm, de tal forma que haya una buena superficie de contacto para una buena sujeción, ya que de ser concéntrica no se podría sujetar correctamente, debido a los espesores de los componentes a ensamblar. Se desplaza un total de 10 mm hacia la derecha tomando como punto de referencia el soporte base, a continuación, se presentará la forma de sujeción de la ventosa para las diferentes piezas del ensamble (ver figuras 254 a 256).

Figura 254.

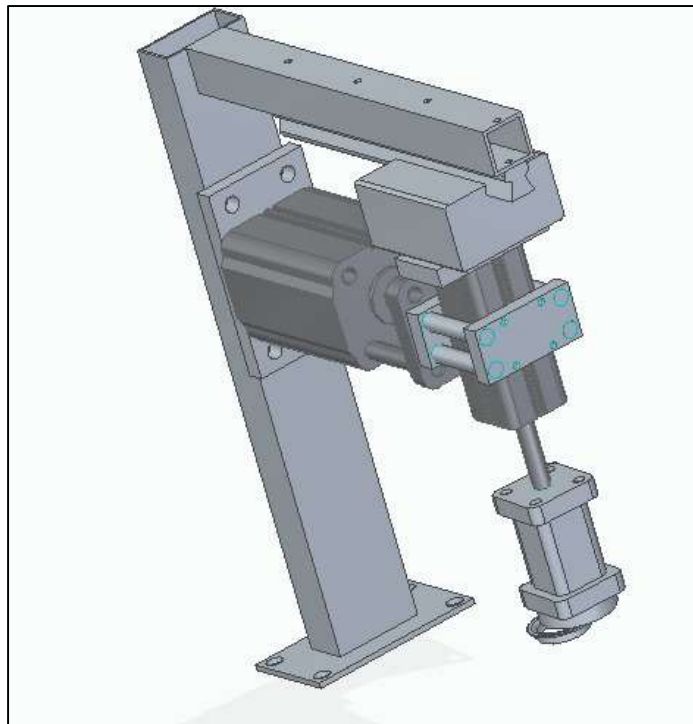
Sistema de sujeción para la arandela



Nota. Ensamble del sistema de sujeción para la arandela realizado en SolidEdge.

Figura 255.

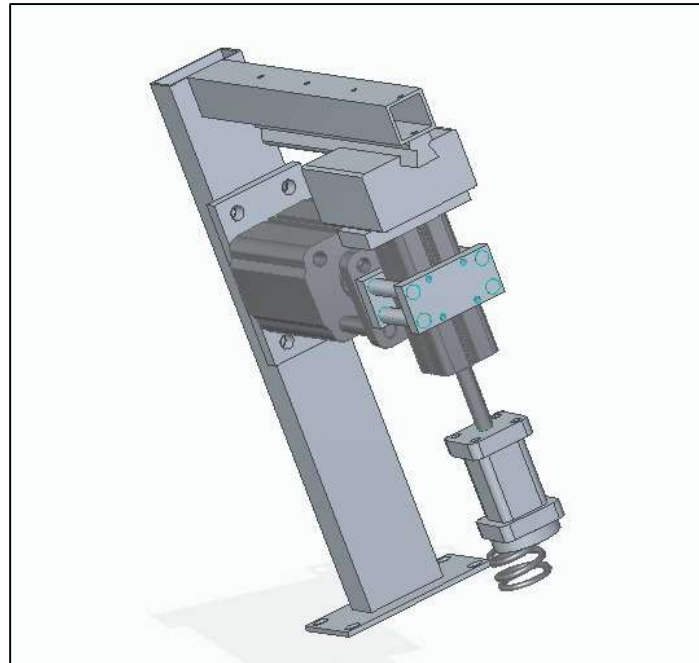
Sistema de sujeción para el carrier



Nota. Ensamble del sistema de sujeción para el carrier realizado en SolidEdge.

Figura 256.

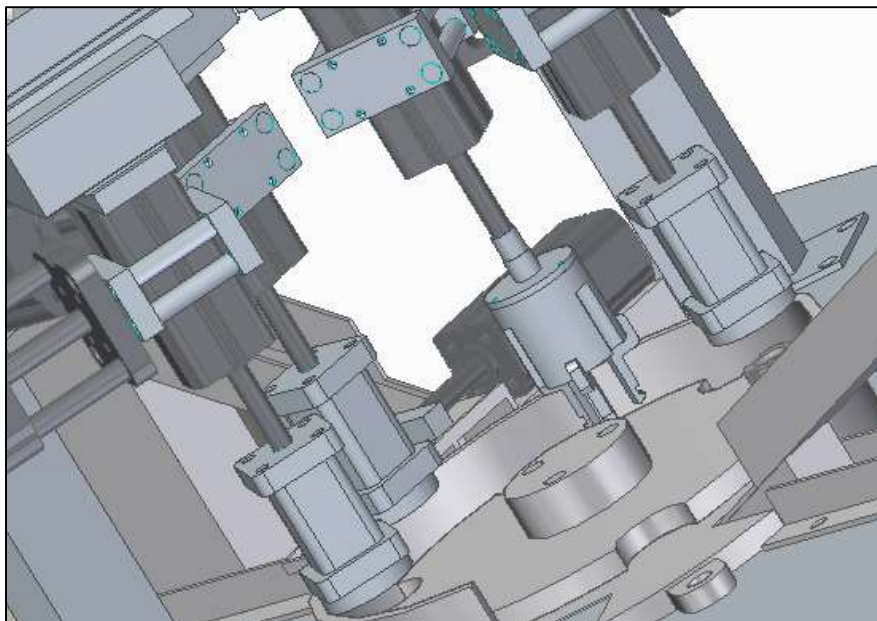
Sistema de sujeción para el carrier



Nota. Ensamble del sistema de sujeción para el resorte realizado en SolidEdge.

Figura 257.

Visualización de los sistemas de posicionamiento en el plato giratorio

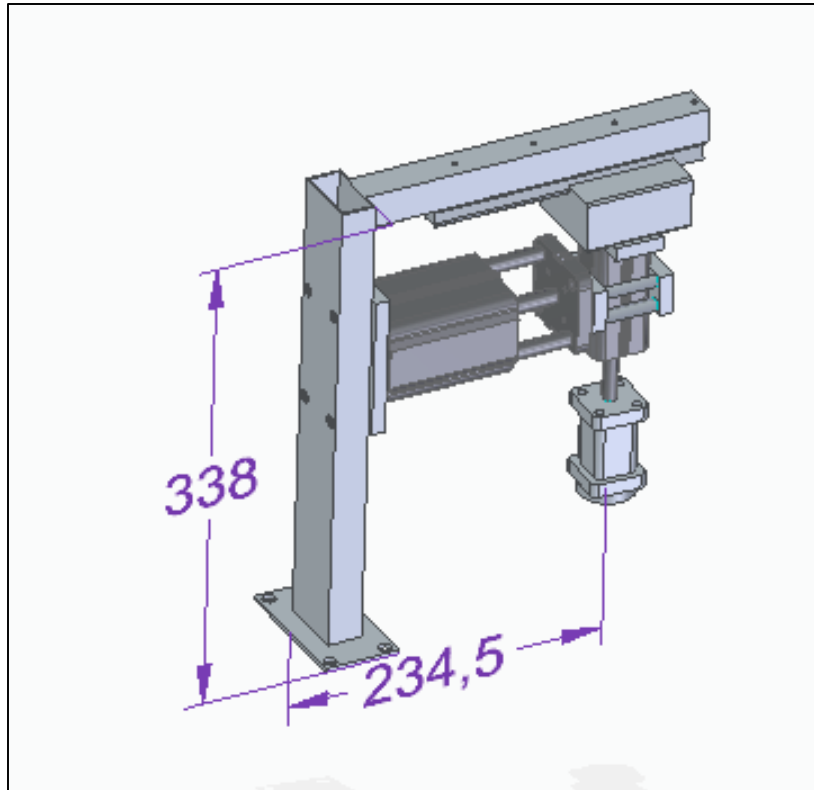


Nota. Ensamble de los sistemas de posicionamiento en el plato giratorio, realizado en SolidEdge.

A partir de las dimensiones en conjunto de la mesa rotativa, se definió en primer lugar la altura de los sistemas de posicionamiento teniendo la precaución de que el gripper magnético no choque con las piezas a ensamblar.

Figura 258.

Ensamble del sistema de posicionamiento por gripper magnético



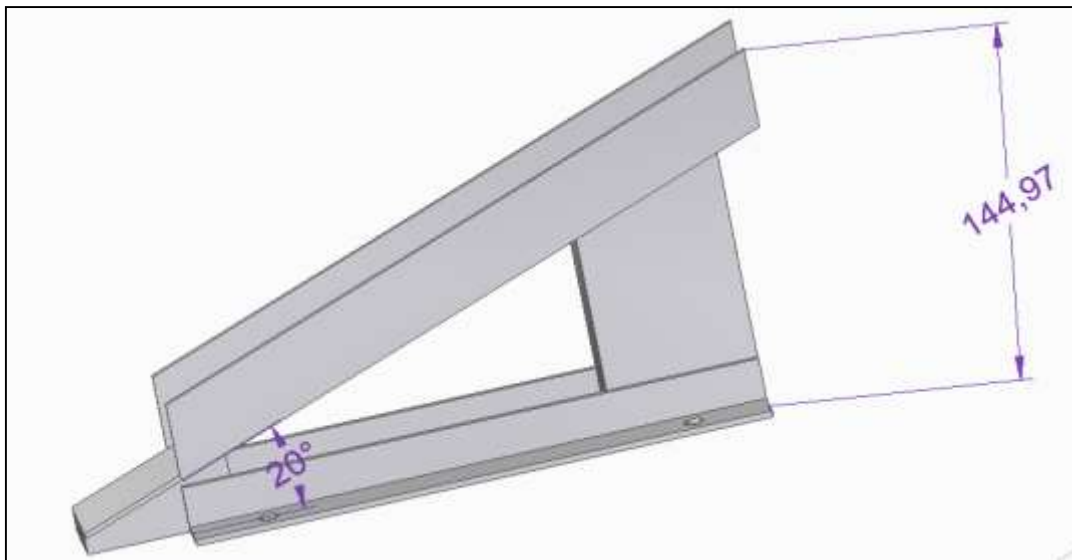
Nota. Ensamble del sistema de posicionamiento por gripper magnético realizado en SolidEdge.

Posteriormente, se definieron las dimensiones de las rampas (para los componentes alimentados por bowls vibratorios) de manera que las piezas se ubiquen a una altura similar a la del pistón una vez este se ubica en el plato giratorio, para que de esta manera el gripper magnético pueda levantarlos sin chocarlos. Dejar los componentes a una altura menor podría hacer que el campo magnético del gripper no llegue a influir en ellos.

La guía de los pistones se diseñó para que estos ingresen directamente por gravedad al plato giratorio sin necesidad de gripper.

Figura 259.

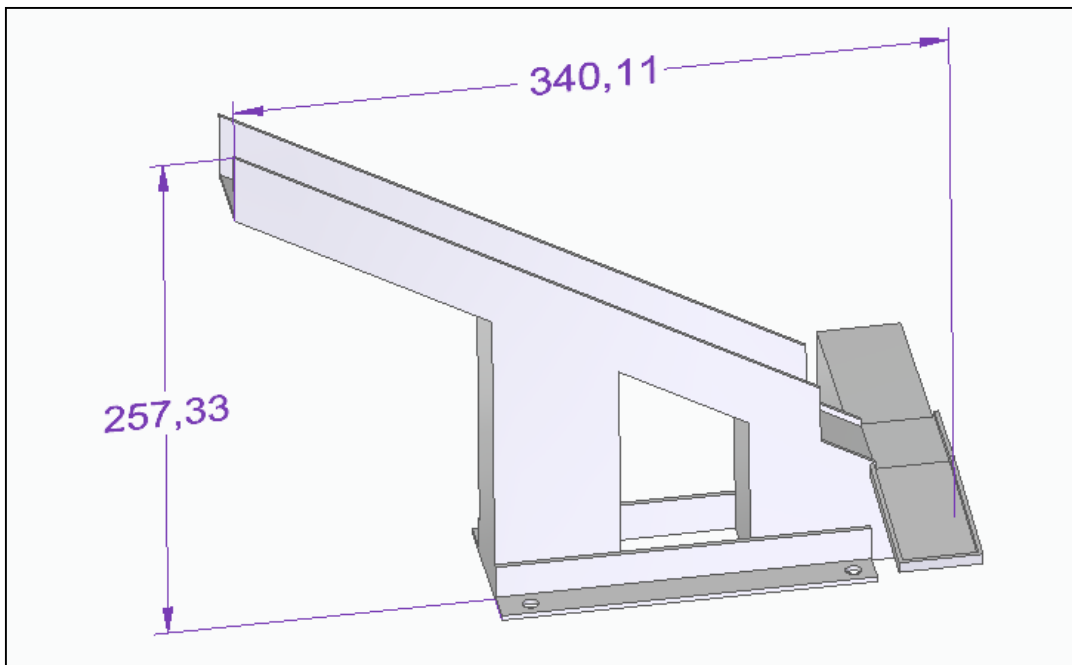
Modelo de la rampa de pistones



Nota. Solido de la rampa de pistones realizado en SolidEdge.

Figura 260.

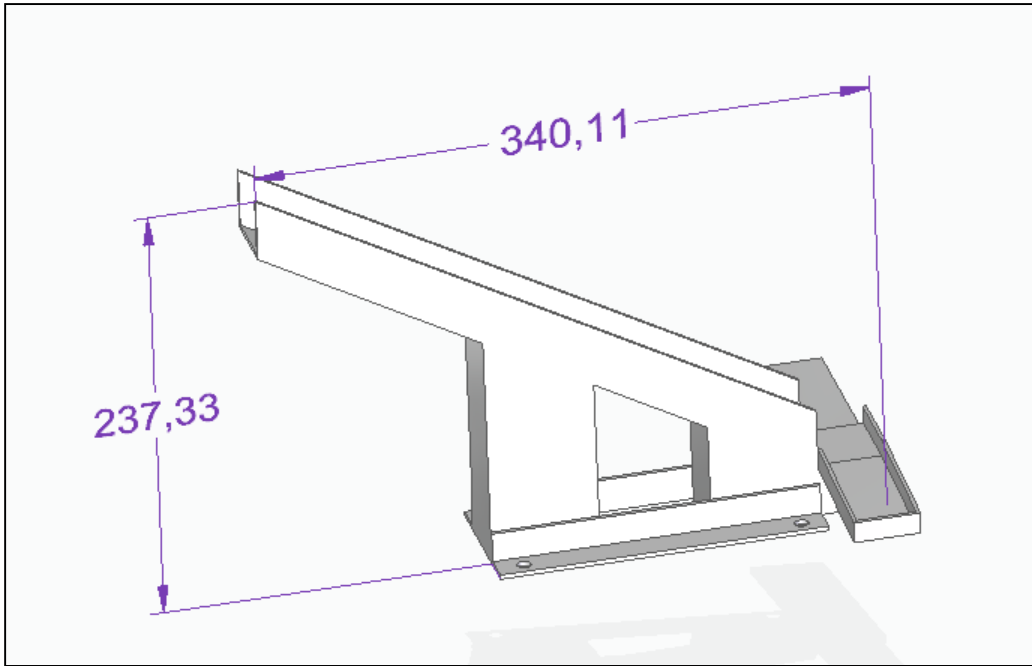
Modelo de la rampa de carriers



Nota. Solido de la rampa de carriers realizado en SolidEdge.

Figura 261.

Modelo de la rampa de resortes

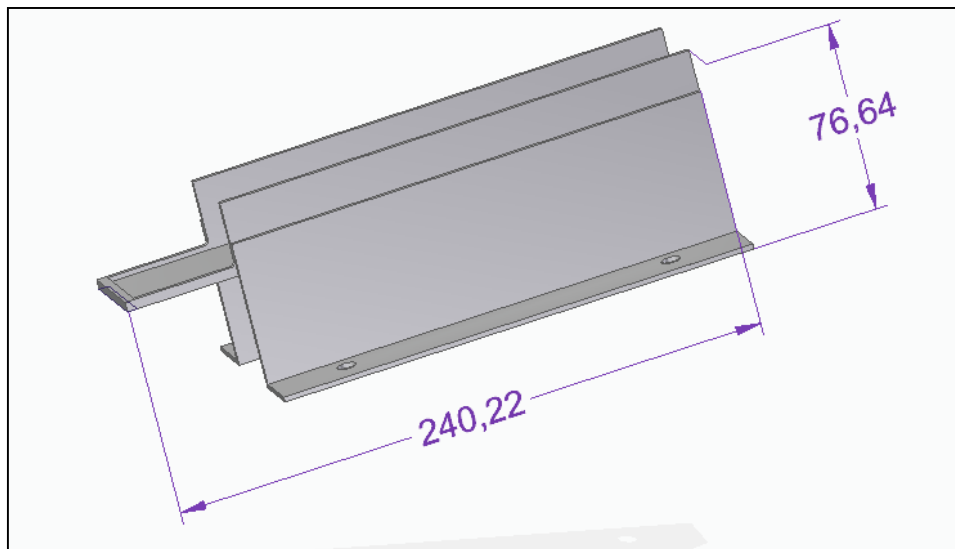


Nota. Solido de la rampa de resortes realizado en SolidEdge.

Además de las rampas, se diseñó también la guía adicional para el alimentador de arandelas que permite que estas lleguen hasta la estación 2, y se definió la altura de la base de este.

Figura 262.

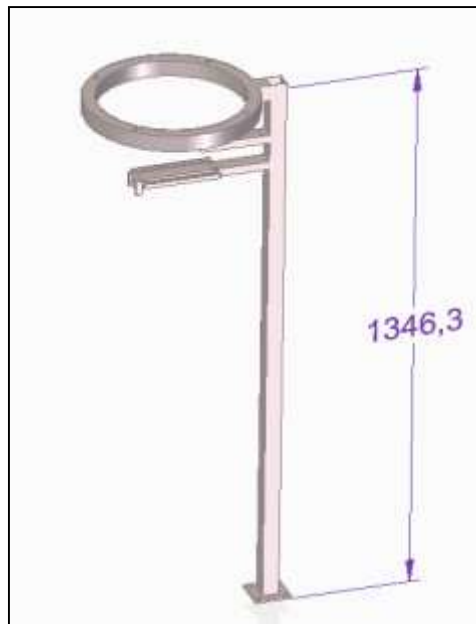
Modelo de la guía de arandelas



Nota. Solido de la guía de arandelas realizado en SolidEdge.

Figura 263.

Diseño definitivo de la base del alimentador de arandelas

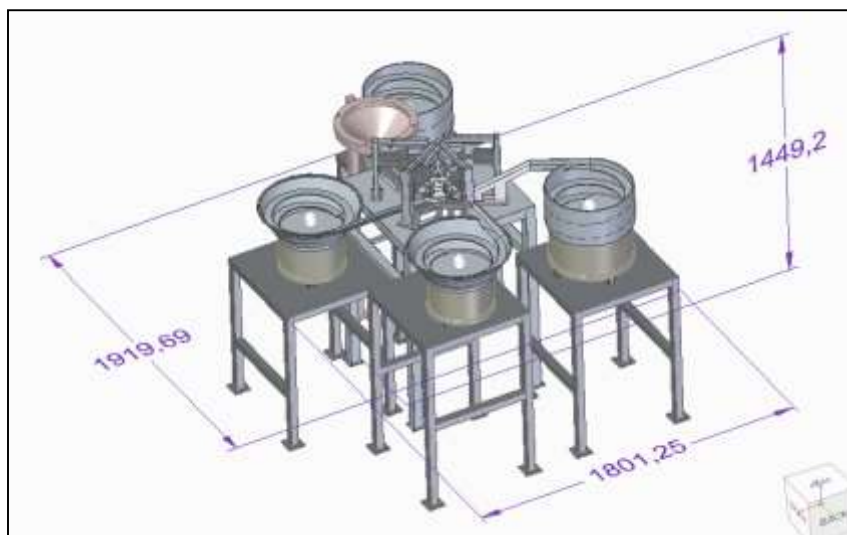


Nota. Solido de la base del alimentador de arandelas realizado en SolidEdge.

Por último, a partir de un diseño similar al de la mesa del mecanismo, se diseñaron las mesas donde se ubicarán los bowls vibratorios y se completó el ensamble de la máquina automática de subensamble de pistón.

Figura 264.

Ensamble de la máquina automática



Nota. Ensamble Ensamble de la máquina automática realizado en SolidEdge.

7. VARIACIONES DEL DISEÑO

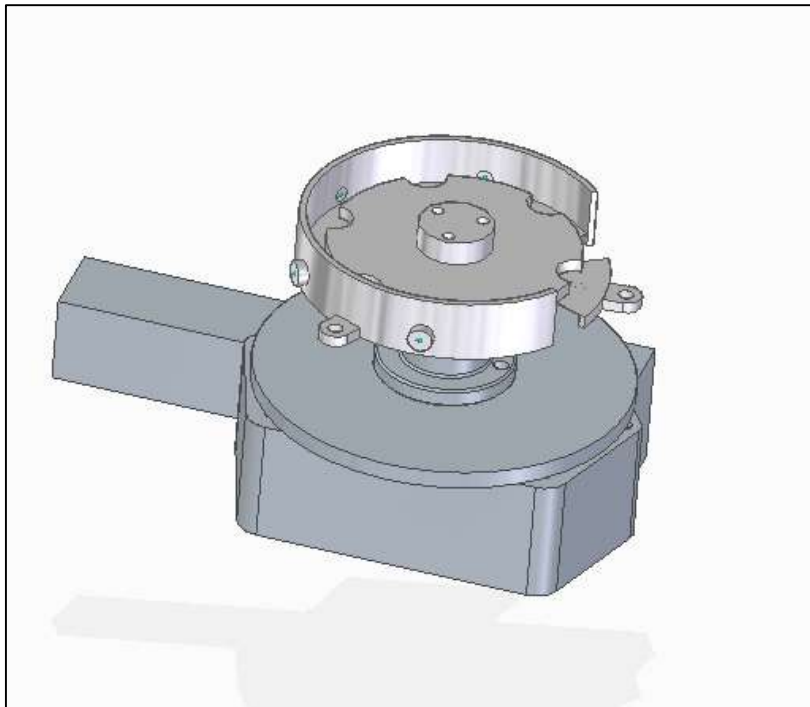
Como se ha explicado anteriormente a lo largo del texto, el diseño de la máquina automática se planteó para utilizar el mecanismo de cruz de ginebra de diseño propio, o la mesa rotatoria de 6 posiciones de la compañía micro [43]. A partir de estas condiciones se presentarán tres dos variaciones del diseño principal desarrollado para este proyecto (el que utiliza el mecanismo de cruz de ginebra, denominada para esta sección “Opción 1”). Y posteriormente, se realizará una matriz scoring para elegir la mejor opción.

7.1 Opción 2

La opción 2 se caracteriza por utilizar exactamente los mismos sistemas de posicionamiento que la Opción 1, la diferencia radica en que la rotación intermitente será realizada por la mesa rotatoria TAR 270, presentada anteriormente. Esto implica que se tendrá que utilizar una salida más en el PLC, además del aumento en los costos por la compra del elemento adicional, el acople que se debe diseñar entre la mesa TAR 270 y el plato, y el material extra que se debe añadir a la mesa del mecanismo para soportar el peso del nuevo sistema de rotación

Figura 265.

Opción 2 de diseño de mecanismo de giro para la máquina automática



Nota. Ensamble de la opción 2 de diseño de mecanismo de giro para la máquina automática realizado en SolidEdge.

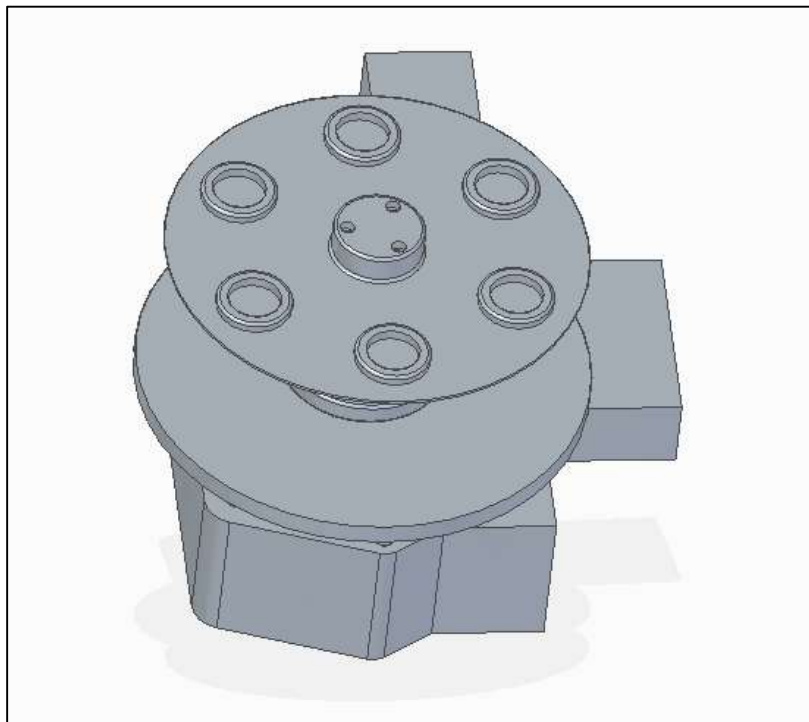
7.2 Opción 3

La opción 3 es una variación de la opción 2, que se diferencia en que la entrada del pistón y la salida del subensamble no se harán por medio de rampas, sino mediante dos sistemas de posicionamiento por gripper magnético adicionales. De esta manera el costo se eleva aun más que con la opción 2, ya que requiere un rediseño en el plato giratorio y sus sistemas de detección del pistón, para que este se ubique en este de manera concéntrica en los orificios del plato (ver figura 283). Adicionalmente, requiere también un modulo extra en el PLC para poder incluir las entradas y salidas de los dos sistemas de posicionamiento extra, así como su respectiva programación.

Además, el área que se necesita en la superficie del mecanismo debe ser mayor, ya que sobre esta se ubicaran los subensambles terminados y ya no sobre uno de los carros de transporte de partes pequeñas. Por esta razón, el área de planta ocupada por la máquina automática también aumentará.

Figura 266.

Opción 3 de diseño del mecanismo de giro para la máquina automática



Nota. Ensamble de la opción 3 de diseño del mecanismo de giro para la máquina automática realizado en SolidEdge.

7.3 Selección del mejor diseño

Los criterios bajo los cuales se realizó la matriz scoring ya han sido explicados a lo largo del documento. En caso de que la mejor opción sea la 2 o 3, se procederá a hacer los rediseños que se necesiten. Los resultados fueron los siguientes:

Figura 267.

Matriz scoring para la selección de la del diseño de máquina automática

SELECCIÓN DE OPCIÓN DE DISEÑO				
Característica	importancia	OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3
Costo	3	5	3	1
Espacio ocupado	2	4	4	2
Confiabilidad	3	3	4	4
Garantía	2	2	4	4
Facilidad de instalación	1	5	4	2
Mantenimiento	2	5	3	2
total		51	47	33

Nota. Matriz scoring para la selección de la del diseño de máquina automática.

Los resultados de la matriz scoring confirman que la opción de diseño 1, en donde el sistema de rotación intermitente está compuesto por el mecanismo de cruz de ginebra es la más adecuada. A partir de esta conclusión se procedió a realizar el manual de operación para la máquina automática y el análisis financiero del proyecto.

8. SELECCIÓN Y PROGRAMACIÓN DEL PLC

8.1 Selección del PLC

Para la selección del PLC se realizó una matriz scoring en base a los siguientes criterios:

- Costo: Se define como costo, la cantidad neta de efectivo requerido para adquirir el controlador lógico programable.
- Tiempo de entrega: Se define como tiempo de entrega, el tiempo necesario por parte del proveedor para entregar el PLC adquirido según catalogo
- Accesibilidad a software: Se define como Accesibilidad a software, a la facilidad en cuanto a costo e instalación, que presentan los diferentes proveedores para acceder al software para la ejecución de la programación en lenguaje ladder
- Garantía: Se define como garantía, al funcionamiento óptimo del PLC con el paso del tiempo y respaldo otorgado por el proveedor en cuanto a reparación del producto de ser necesario, posterior a la adquisición del mismo.
- Variedad de referencias: Se define como variedad de referencias a la cantidad de opciones presentes en el catálogo del proveedor para seleccionar el PLC acorde a las necesidades del proyecto

Figura 268.

Matriz scoring para selección del proveedor del PLC

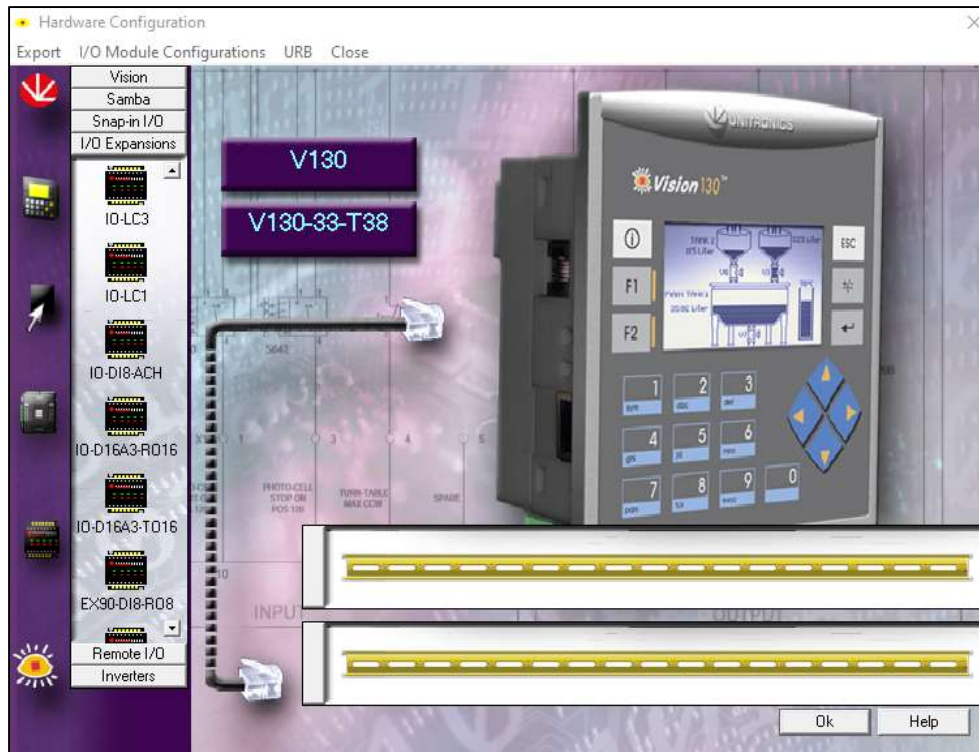
Proveedor del PLC				
Característica	importancia	Unitronics	Mitsubishi	Siemens
Costo	3	5	3	1
Tiempo de entrega	2	4	3	3
Accesibilidad a software	3	5	2	2
Garantía	3	3	5	5
Variedad de referencias	2	3	4	5
total		53	44	40

Nota. Matriz scoring para selección del proveedor del PLC.

Se seleccionó el controlador lógico programable VISION 130 modelo V130-33-T38 (ver figura 269) de la marca unitronics, ya que destaca frente a otros proveedores por características como: compatibilidad para el proceso automatizado, software de acceso libre para la programación, tiempo de entrega corto, precio bajo en comparación a las demás opciones del mercado (ver Anexo 5), además de asesoría en la instalación y configuración del mismo por parte del proveedor. Para la selección del proveedor del PLC.

Figura 269.

PLC seleccionado



Nota. PLC seleccionado visualizado en el software Visilogic. Tomado del software visilogic disponible en “Página Web de la empresa Unitronics.” unitronicsplc.com.

El modelo del PLC seleccionado posee la siguiente configuración para entradas (I) y salidas (O) ver figura 270, adicionalmente se le pueden añadir más de estas mediante expansiones modulares hasta un máximo de 256 en total, dicho PLC es alimentado por una fuente de 24 V DC con una corriente de 3,7 mA en sus entradas (ver figura 271), de igual forma arroja un voltaje de 24 v DC con 0,5 A máximos de corriente en sus salidas (Ver figura 272).

Figura 270.

Características específicas del modelo seleccionado

Article	summary	Digital ²	HSC/Shaft-encoder ²	Analog	Temperature Measurement	Transistor ³	PWM/HSO ³	Relay	Analog	Operating voltage
V130-J-T38 V130-33-T38	20 Digital, 2 D/A Inputs ¹ , 16 Transistor Outputs	22	2 30kHz, 32-bit	2 0-10V, 0-20mA, 4-20mA 10-bit	None	16 pnp	7 0.5kHz	None	None	24VDC

Nota. Características específicas de entradas y salidas del modelo seleccionado. Tomado de página [59]

Figura 271.

Características de las entradas digitales del PLC

Digital Inputs	
Number of inputs	22. See note 2
Input type	See note 2
Galvanic isolation	None
Nominal input voltage	24VDC
Input Voltage	
pnp (source)	0-5VDC for Logic '0' 17-28.8VDC for Logic '1'
npn (sink)	17-28.8VDC for Logic '0' 0-5VDC for Logic '1'
Input Current	3.7mA@24VDC
Input impedance	3K Ω
Response Time	10ms typical, when used as normal digital input
Input Cable length	
Normal digital Input	Up to 100 meters
High Speed Input	Up to 50 meters, shielded, see Frequency table below

Unitronics 1

Nota. Características de las entradas digitales del PLC. Tomado de Unitronics, “TECHNICAL SPECIFICACIONES. Vision TM PLC + HMI.,” pp. 1–12.

Figura 272.

Características de las salidas digitales del PLC

Digital Outputs	
Number of outputs	16 transistor pnp (source)
Output type	P-MOSFET (open drain)
Isolation	None
Output current (resistive load)	0.5A maximum per output 4A maximum total per common
Maximum frequency	50Hz (resistive load) 0.5Hz (inductive load)
PWM maximum frequency	0.5KHz (resistive load). See Note 4.
Short circuit protection	Yes
Short circuit indication	Via software
On voltage drop	0.5VDC maximum
Power supply for outputs	
Operating voltage	20.4 to 28.8VDC
Nominal voltage	24VDC

Nota. Características de las salidas digitales del PLC. Tomado de Unitronics, “TECHNICAL SPECIFICACIONES. Vision TM PLC + HMI.,” pp. 1–12.

Para la programación del controlador lógico se requiere un módulo de expansión adicional, se selecciona el módulo IO-D16A3-TO16 con las siguientes características, ver figura 273 y de esta forma contar con un total de 38 entradas digitales y 31 salidas digitales de tipo transistor

Figura 272.

Características del módulo adicional seleccionado

	Expansion Modules	Digital ²	HSC ³	Analog	Temperature Measurement	Weight Measurement	Transistor ⁴	PWM/HSO ⁵	Relay	Analog	Operating Voltage
01. Digital/Analog	RD16	prp/npn	16/32-bit ⁶	4-20mA 10-bit	None	None	None	None	10	None	24VDC
	IO-D16A3-TO16	16 prp/npn	1 30kHz 16/32-bit ⁶	3 0-20mA, 4-20mA 10-bit	None	None	15 prp, 1 prp/npn	1 prp 0.5kHz npr 50kHz	None	None	24VDC
	EX-D16A3-BO8 ⁷	16 prp/npn	2 30kHz 16/32-bit ⁶	3 0-20mA, 4-20mA 10-bit	None	None	None	None	8	None	24VDC

Nota. Características del módulo adicional seleccionado. Tomado de “Página Web de la empresa Unitronics.” unitronicsplc.com.

8.2 Caracterización de variables, entradas y salida del plc

Para la programación en lenguaje LADDER del PLC se implementaron los siguientes elementos

8.2.1 Entradas digitales (I)

Se requieren en total 38 entradas digitales las cuales son:

Figura 273.

Listado de entradas digitales para el PLC

Numero de entrada (I)	Nombre en VisiLogic	Descripción
0	INICIO	Pulsador de inicio
1	PARO	Pulsador de pausa
2	Sensor OUTB1	Sensor salida de pistón en Bowl 1
3	Sensor INP1	Sensor entrada de pistón al plato Posición 1
4	Sensor OUTB2	Sensor salida de oring en Bowl 2
5	Sensor INP3	Sensor Entrada de oring al plato posición 3

6	Sensor OUTB3	Sensor salida de Carrier en Bowl 3
7	Sensor INP4	Sensor Entrada de Carrier al plato posición 4
8	Sensor OUT B4	Sensor salida de resorte en Bowl 4
9	Sensor INP5	Sensor Entrada de resorte al plato posición 5
10	Sensor POS 2	Sensor detección de posición 2
11	Sensor POS 3	Sensor detección de posición 3
12	Sensor POS 4	Sensor deteccion de posicion 4
13	Sensor POS 5	Sensor deteccion de posicion 5
14	A0	Sensor DSL A0
15	A1	Sensor DSL A1
16	B0	Sensor DSL B0
17	B1	Sensor DSL B1
18	C0	Sensor DSL C0
19	C1	Sensor DSL C1
20	D0	Sensor DSL D0
21	D1	Sensor DSL D1
22	E0	Sensor DSL E0
23	E1	Sensor DSL E1
24	F0	Sensor DSL F0
25	F1	Sensor DSL F1

26	G0	Sensor DSL G0
27	G1	Sensor DSL G1
28	H0	Sensor DSL H0
29	H1	Sensor DSL H1
30	I1	Sensor DSL I1
31	J1	Sensor DSL J1
32	L1	Sensor DSL L1
33	Sen Nivel B1	Sensor de nivel baja en Bowl 1
34	Sen Nivel B2	Sensor de nivel baja en Bowl 2
35	Sen Nivel B3	Sensor de nivel baja en Bowl 3
36	Sen Nivel B4	Sensor de nivel baja en Bowl 4
37	Sen nivel tolva arandelas	Sensor de nivel de la tolva para alimentación de arandelas

Nota. Listado de entradas digitales para el PLC.

8.2.2 Salidas digitales (O)

Se requieren en total 29 salidas digitales las cuales son

Figura 274.*Listado de salidas digitales para el PLC*

Numero de salida (O)	Nombre en VisiLogic	Descripción
0	Motor Eléctrico	Salida de activación del motor eléctrico
1	Bowl 1	Salida de activación del contactor para el Bowl 1
2	Bowl 2	Salida de activación del contactor para el Bowl 2
3	Bowl 3	Salida de activación del contactor para el Bowl 3
4	Bowl 4	Salida de activación del contactor para el Bowl 4
5	Solenoides 1 CI	Solenoides de la válvula monoestable del cilindro I
6	Solenoides 2 CA	Solenoides de la válvula monoestable del cilindro A
7	Solenoides 3 CB	Solenoides 1 de la válvula biestable del cilindro B
8	Solenoides 4 CB	Solenoides 2 de la válvula biestable del cilindro B
9	Solenoides 5 V1	Solenoides de la válvula monoestable de la ventosa 1
10	Solenoides 6 CC	Solenoides de la válvula monoestable del cilindro C
11	Solenoides 7 CD	Solenoides 1 de la válvula biestable del cilindro D

12	Solenoide 8 CD	Solenoide 2 de la válvula biestable del cilindro D
13	Solenoide 9 V2	Solenoide de la válvula monoestable de la ventosa 2 (Gripper)
14	Solenoide 10 CJ	Solenoide de la válvula monoestable del cilindro J
15	Solenoide 11 CE	Solenoide de la válvula monoestable del cilindro E
16	Solenoide 12 CF	Solenoide 1 de la válvula biestable del cilindro F
17	Solenoide 13 CF	Solenoide 2 de la válvula biestable del cilindro F
18	Solenoide 14 V3	Solenoide de la válvula monoestable de la ventosa 3
19	Solenoide 15 CL	Solenoide de la válvula monoestable del cilindro L
20	Solenoide 16 CG	Solenoide de la válvula monoestable del cilindro G
21	Solenoide 17 CH	Solenoide 1 de la válvula biestable del cilindro H
22	Solenoide 18 CH	Solenoide 2 de la válvula biestable del cilindro H
23	Solenoide 19 V4	Solenoide de la válvula monoestable de la ventosa 4
24	Alarma B1	Salida para alarma de nivel bajo Bowl 1

25	Alarma B2	Salida para alarma de nivel bajo Bowl 2
26	Alarma B3	Salida para alarma de nivel bajo Bowl 3
27	Alarma B4	Salida para alarma de nivel bajo Bowl 4
28	Alarma Tolva	Alarma de nivel bajo para la tolva alimentadora de arandelas

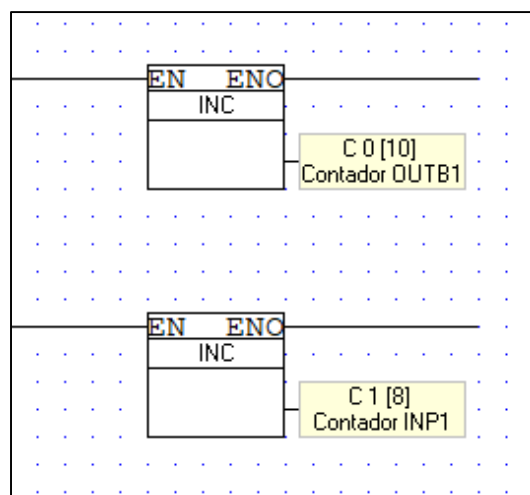
Nota. Listado de salidas digitales para el PLC.

8.2.3 Contadores (C)

Se implementaron en total 8 contadores del siguiente tipo en el software visilogic, ver figura 276. En los cuales se programaron a 10 pulsos (piezas) los de la salida de cada bowl y a 8 pulsos (piezas) los de las entradas a cada posición del plato.

Figura 275.

Visualización de los contadores para el ladder



Nota. Visualización de los contadores para el ladder en el software visilogic. Imagen tomada del software disponible en “Página Web de la empresa Unitronics.” unitronicsplc.com.

Figura 276.

Listado de contadores para la programación

Numero de contador (C)	Nombre en VisiLogic	Descripcion
0	Contador OUTB1	Contador de piezas a la salida del bowl 1
1	Contador INP1	Contador de piezas a la entrada del plato en la posición 1
2	Contador OUTB2	Contador de piezas a la salida del bowl 2
3	Contador INP3	Contador de piezas a la entrada del plato en la posición 3
4	Contador OUTB3	Contador de piezas a la salida del bowl 3
5	Contador INP4	Contador de piezas a la entrada del plato en la posición 4
6	Contador OUTB4	Contador de piezas a la salida del bowl 4
7	Contador INP5	Contador de piezas a la entrada del plato en la posición 5

Nota. Listado de contadores para la programación.

8.2.4 Temporizadores

Se implementaron en total 8 temporizadores programados para su activación cuando pase 1 segundo, 2 por cada sistema de posicionamiento a excepción del pistón, esto con el fin de darle tiempo a los elementos de sujeción tanto de agarrar como de soltar las piezas con precisión garantizando el correcto ensamble de estas.

8.2.5 Memorias

Se implementaron en total 13 memorias, 1 para la activación del motor que desplazara el mecanismo rotativo intermitente y los otros 12 como relés para el sistema de posicionamiento de las piezas

8.3 Sistema de control

Para ejecutar la programación del sistema de control del proceso automatizado, se realizó una subdivisión del proceso en dos partes, una para el sistema de alimentación de las piezas y el otro para el sistema de posicionamiento de las mismas para el correcto ensamble entre sí.

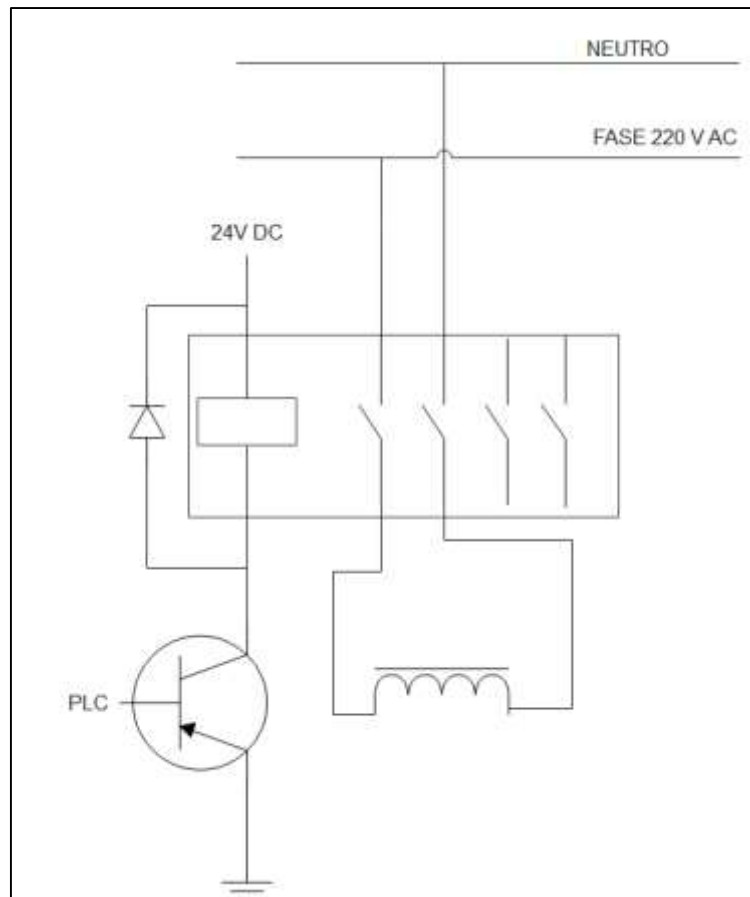
8.3.1 Sistema de alimentación

Mediante esta programación se busca controlar los electroimanes presentes en cada uno de los bowls vibratorios para la alimentación de piezas, estos se activaran y desactivaran por consecuencia de los sensores fotoeléctricos, los cuales, llevaran un conteo de las piezas que salen del alimentador vibratorio y las que entran a la posición en el plato, generando así, la desactivación de la maquina alimentadora cuando esta alimente 10 piezas, y la activación cuando se suministren 8 piezas a cada una de las posiciones específicas del plato.

Para generar el control de activación y desactivación sobre estas máquinas alimentadoras es necesario contar con cuatro contactores, para las salidas O1, O2, O3 y O4, uno por cada bowl vibratorio, los cuales permitirán que una bobina activada por la salida tipo transistor del PLC a 24VDC active y desactive los contactos conectados a la fuente de 220VAC, ver figura 278.

Figura 277.

Esquema de la conexión de las salidas del PLC tipo transistor con los contactores conectados a 220VAC.

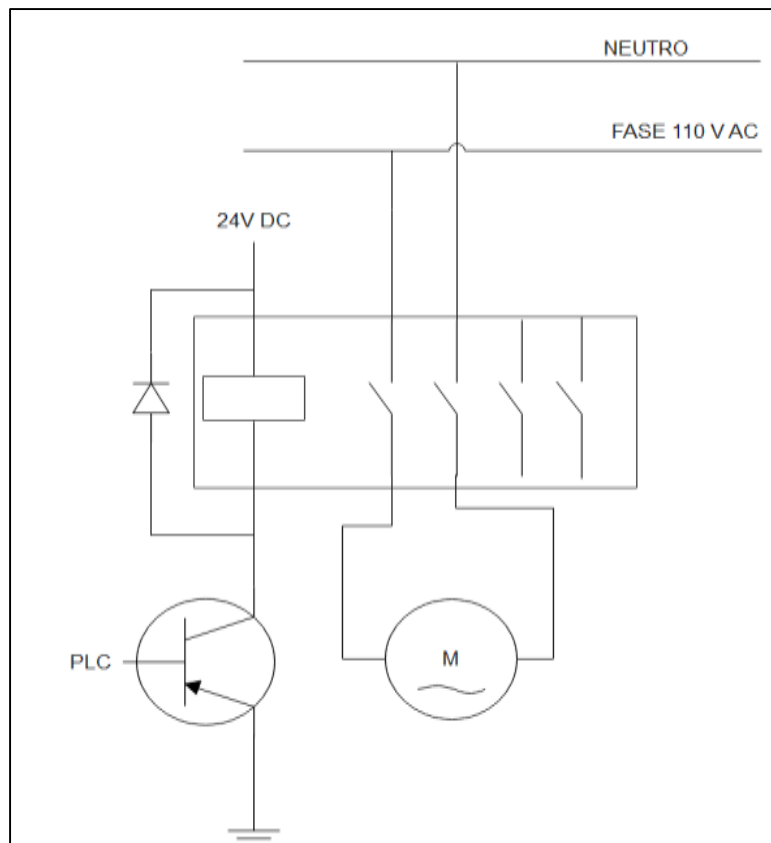


Nota. Esquema de la conexión de las salidas del PLC tipo transistor con los contactores a 220VAC conectados a los bowls vibratorios.

De igual forma para activar el motor eléctrico del mecanismo de rotación intermitente, correspondiente a la la salida O0, es necesario implementar otro contactor, el cual permitirá mediante una salida de tipo transistor a 24V DC del PLC, active y desactive los contactos conectados a la fuente de 110V.

Figura 278.

Esquema de la conexión de las salidas del PLC tipo transistor con el contactor a fuente de 110 VAC.



Nota. Esquema de la conexión de las salidas del PLC tipo transistor con el contactor a fuente de 110V conectado al motor eléctrico.

Para conectar el PLC a su voltaje requerido, es necesario la implementación de un transformador, que modifique el voltaje de fuente de la empresa ya sea de 110V AC o de 220V AC y me entregue una tensión de 24V DC para alimentar correctamente el controlador logico, se implementa el siguiente transformados, por su bajo costo y facilidad de instalacion.

Figura 279.

Transformador de 110V/220V AC a 24V DC

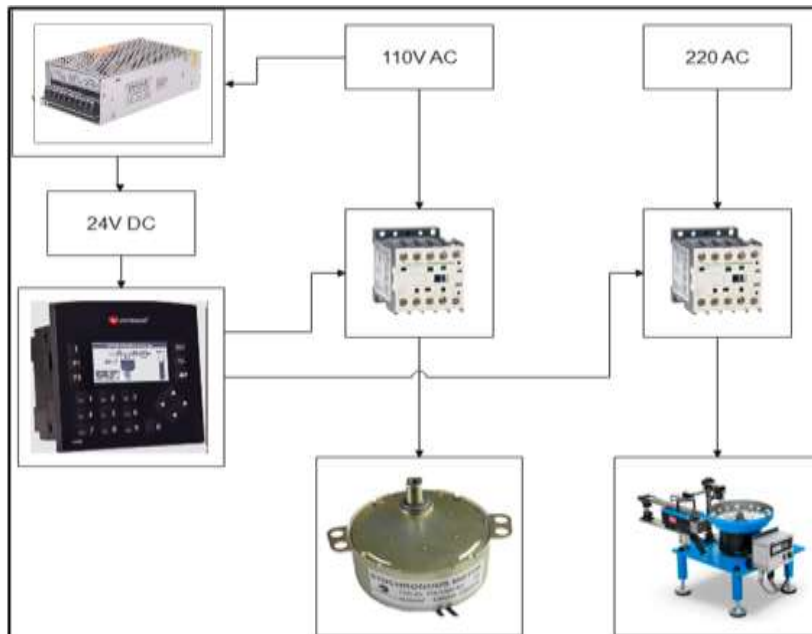


Nota. Transformador de 110V/220V AC a 24V DC.
Tomado de “Proveedor transformador de tension
110V/220V AC a 24 V DC.”
[https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-628932969-
ac-110v220v-a-dc-24v-10a240w](https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-628932969-ac-110v220v-a-dc-24v-10a240w)

En el siguiente diagrama se visualiza la tension requerida para cada uno de los componentes en el sistema de automatizacion industrial y la relacion entre si, ver figura 281

Figura 280.

Esquematacion de fuentes de energia para los componentes del sistema de automatización industrial



Nota. Esquematacion de fuentes de energia para los componentes del sistema de automatizacion industrial.

A continuación se presentara la programación ladder en el software Visilogic, para el sistema de control de la alimentación de piezas y el sistema rotativo intermitente, correspondiente a las catorce primeras líneas del código. Así mismo se muestra la ubicación de los sensores fotoelectricos usados en la máquina.

Figura 281.

Programación Ladder para sistemas de alimentación

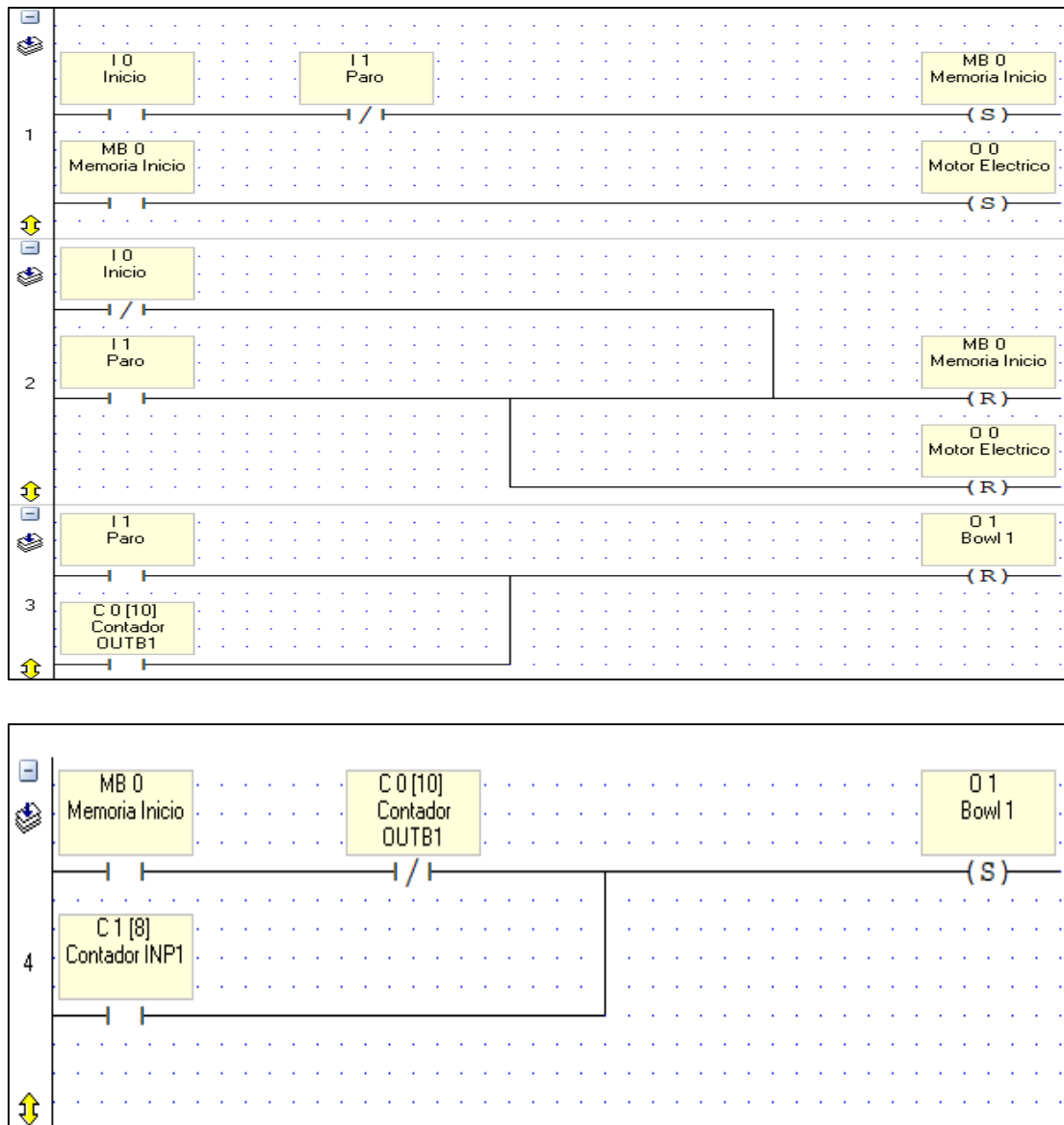


Figura 282. Continuación

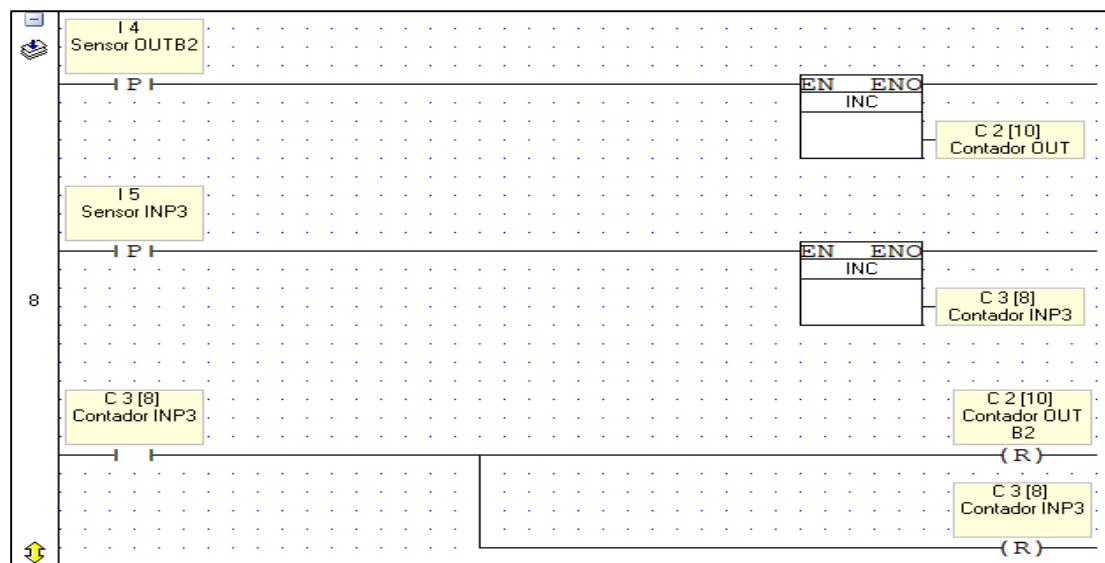
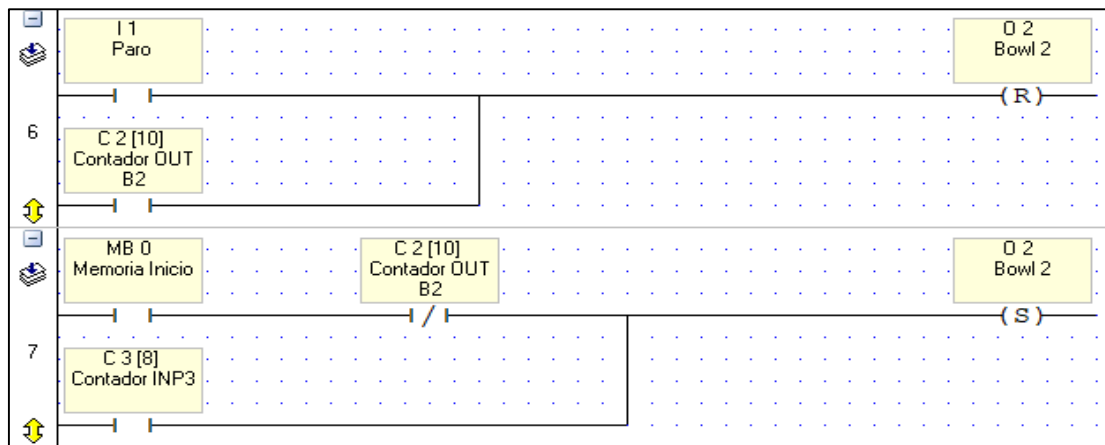
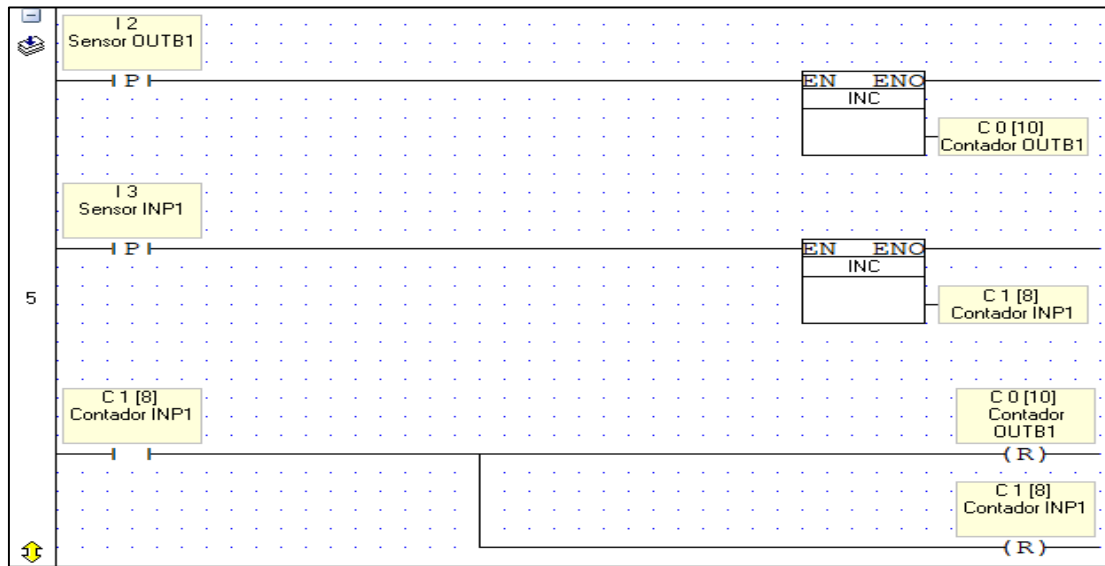


Figura 282. Continuación

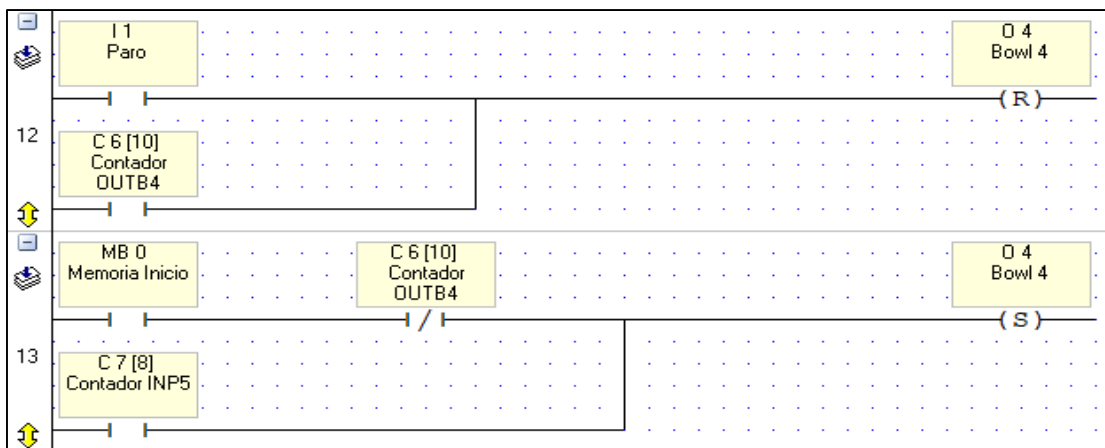
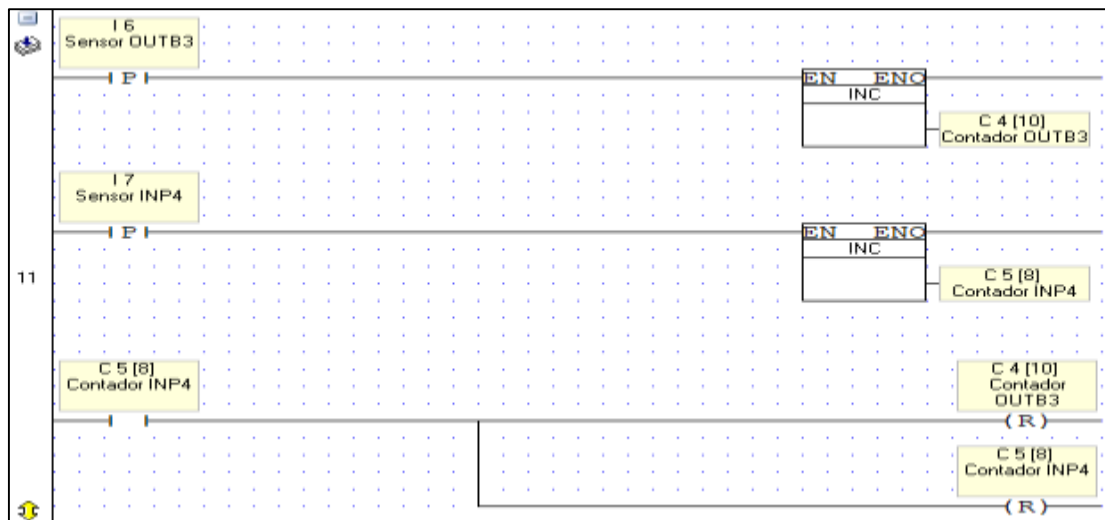
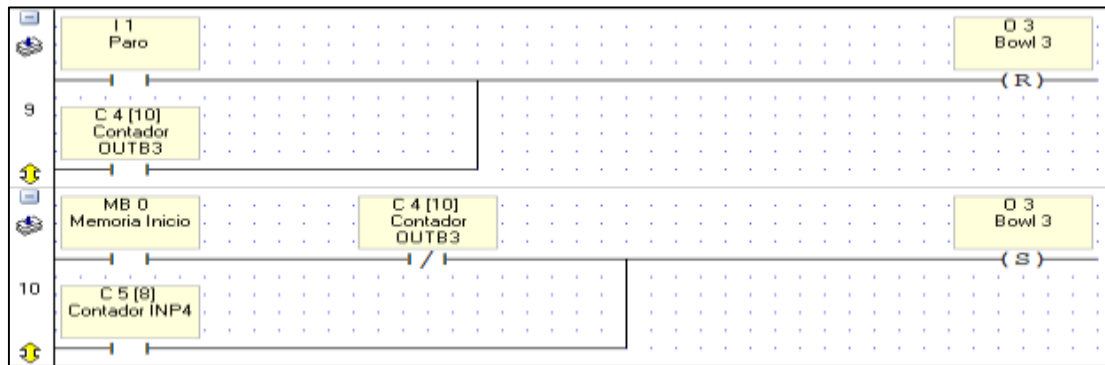
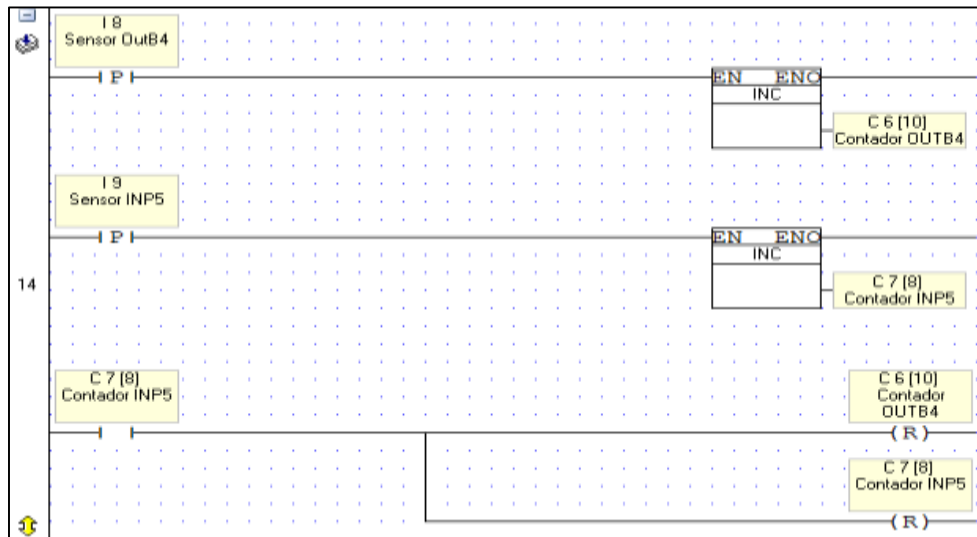


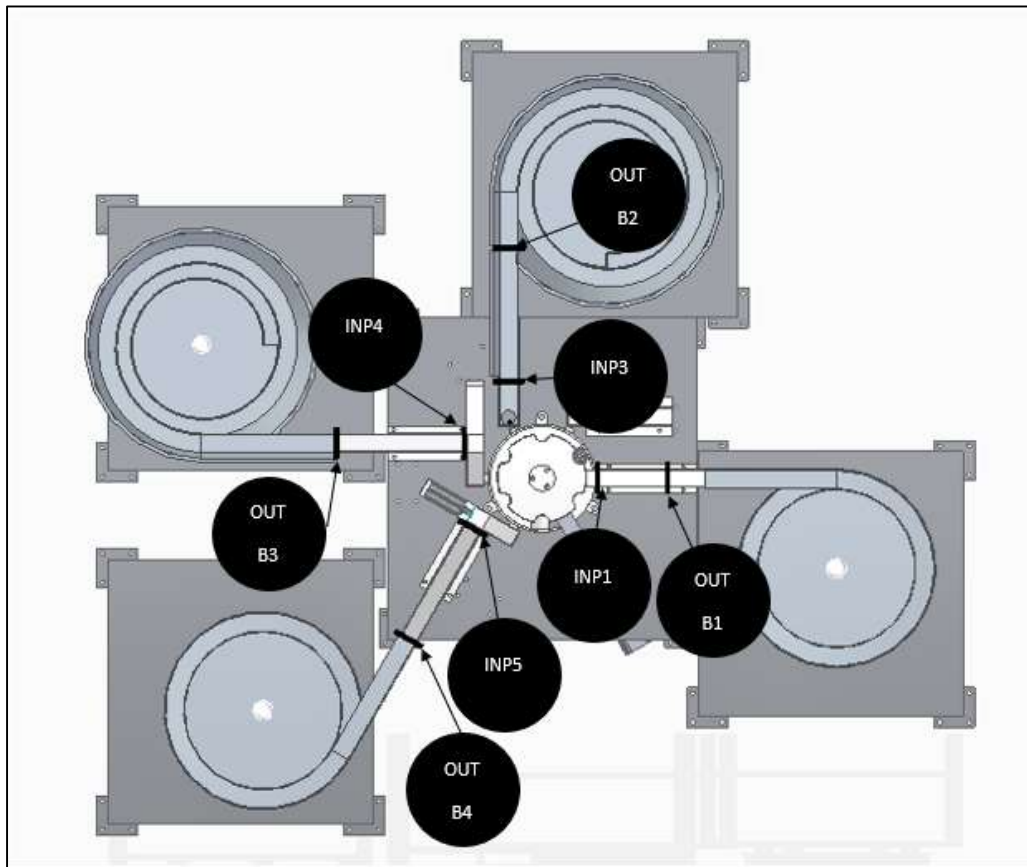
Figura 282. Continuación



Nota. Programación Ladder para sistemas de alimentación, Línea 1 a 14.

Figura 282.

Ubicación de los sensores fotoeléctricos

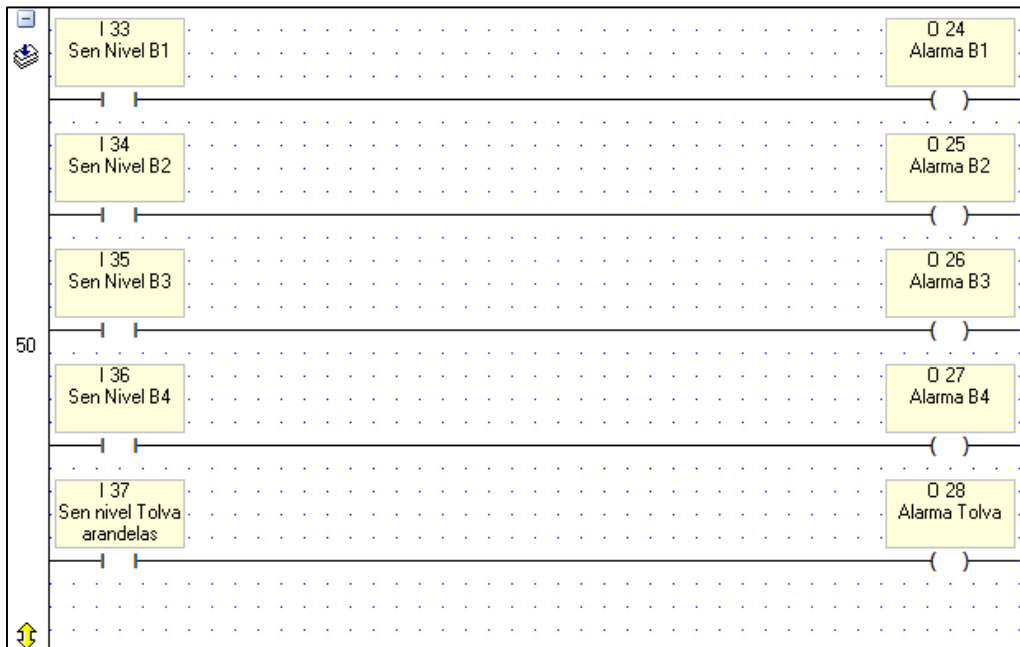


Nota. Ubicación de los sensores fotoeléctricos en el ensamble.

Adicionalmente para detectar el estado de nivel en los bowls vibratorios y en la tolva de las arandelas para garantizar la alimentación continua de piezas, se decide implementar cinco sensores capacitivos, los cuales enviarán una señal de control cuando no se detecten elementos para suministrar, con el fin de activar una alarma de tipo visual, para volver a llenar los recipientes de alimentación.

Figura 283.

Programación para alarmas de nivel de bowls vibratorios y tolva de arandelas



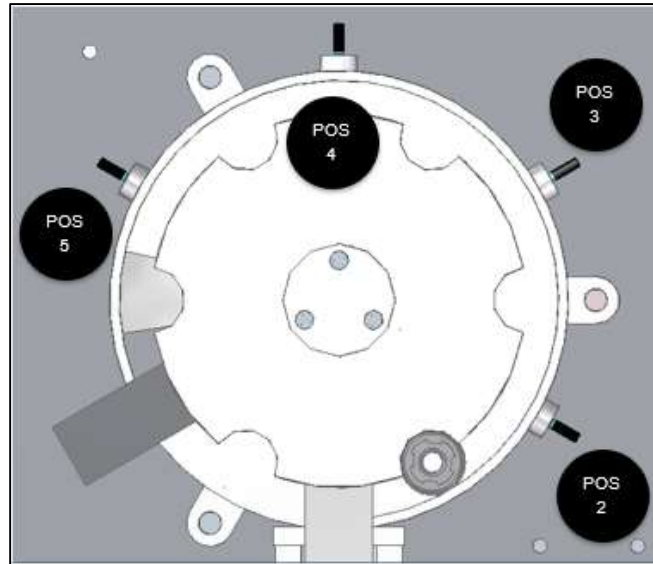
Nota. Programación para alarmas de nivel de bowls vibratorios y tolva de arandelas. línea 50.

8.3.2 Sistemas de posicionamiento

Los sistemas de posicionamiento para todas las piezas excepto el pistón, se basan en la activación de un conjunto de cilindros y elementos de sujeción (detallados anteriormente en el capítulo 6), que se realiza gracias a la lectura de sensores inductivos (uno por cada conjunto de cilindros) que detectan el pistón en cada una de las posiciones 2, 3, 4, 5.

Figura 284.

Ubicación de los sensores inductivos

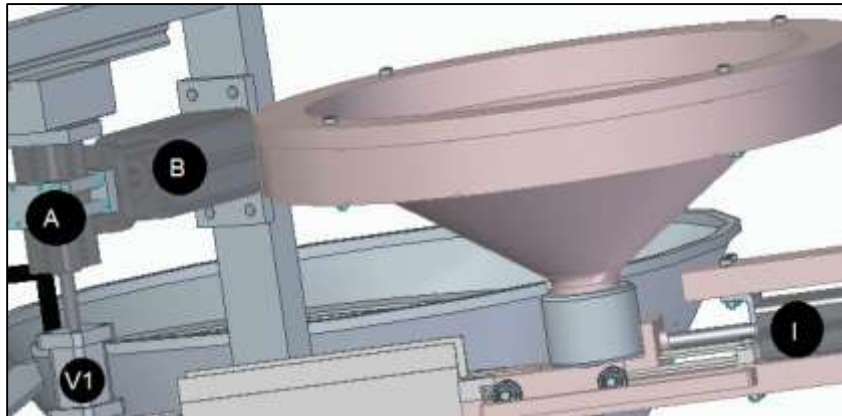


Nota. Ubicación de los sensores inductivos.

8.3.2.i. Secuencia lógica para posicionamiento de la arandela: la arandela es depositada por el cilindro de la salida de la tolva cuando el sensor inductivo de la posición 2 en el mecanismo rotatorio es activado, y que para este caso cumplirá la misma función del cilindro I, después que dicho cilindro deposita una pieza (I+) el cilindro A avanza (A+) de tal forma que la ventosa pueda sujetar la pieza (V1+), se asigna un tiempo de 1 segundo(T1) mientras la ventosa sujeta correctamente la arandela, el cilindro I regresa a su posición inicial (I-), seguido del cilindro A (A-), elevando así la pieza, posteriormente el cilindro B avanzara (B+) posicionando la pieza arriba del pistón en la posición 2 del plato, cuando llega a esta posición, el cilindro A vuelve a salir (A+), y la ventosa es desactivada (embolo recogido V-), dando espera a un tiempo de un segundo (T2) finalmente vuelve el cilindro A (A-),luego volverá a su posición inicial el cilindro B (B-). Ver diagrama de fase, figura 288. Y disposición de los elementos neumáticos, figura 289.

Figura 285.

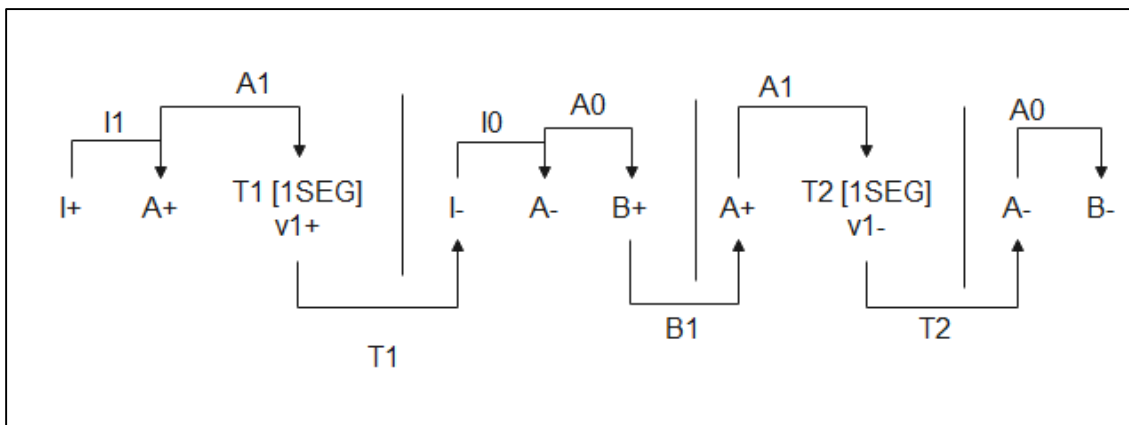
Ubicación de los elementos del sistema de posicionamiento para la arandela



Nota. Ubicación de los elementos del sistema de posicionamiento para la arandela.

Figura 286.

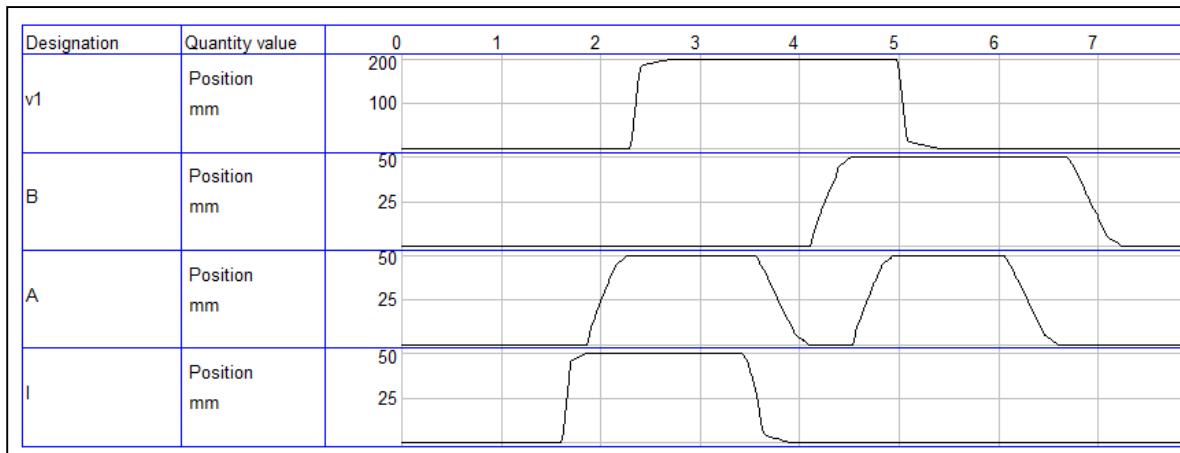
Secuencia lógica del posicionamiento de arandelas



Nota. Secuencia lógica del posicionamiento de arandelas.

Figura 287.

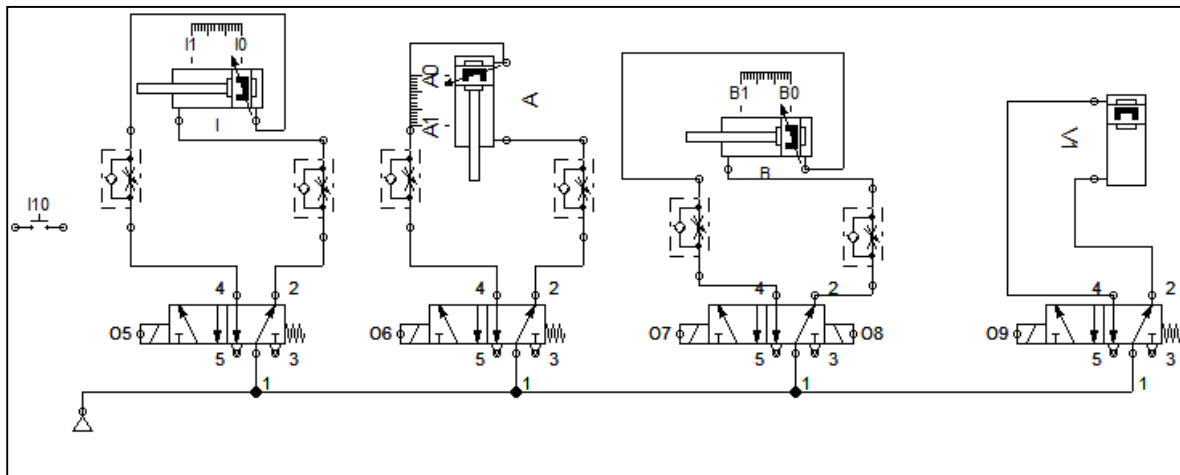
Diagrama de fase para el posicionamiento de la arandela.



Nota. Diagrama de fase para el posicionamiento de la arandela realizado en FluidSim.

Figura 288.

Visualización válvulas y actuadores para el posicionamiento de la arandela



Nota. Visualización en software FluidSim válvulas y actuadores para el posicionamiento de la arandela.

A continuación, se presentará las líneas de programación en código Ladder en el programa de Unitronics, Visilogic para la programación en el PLC del posicionamiento de las arandelas.

Figura 289.

Programación Ladder para el sistema de posicionamiento de la arandela

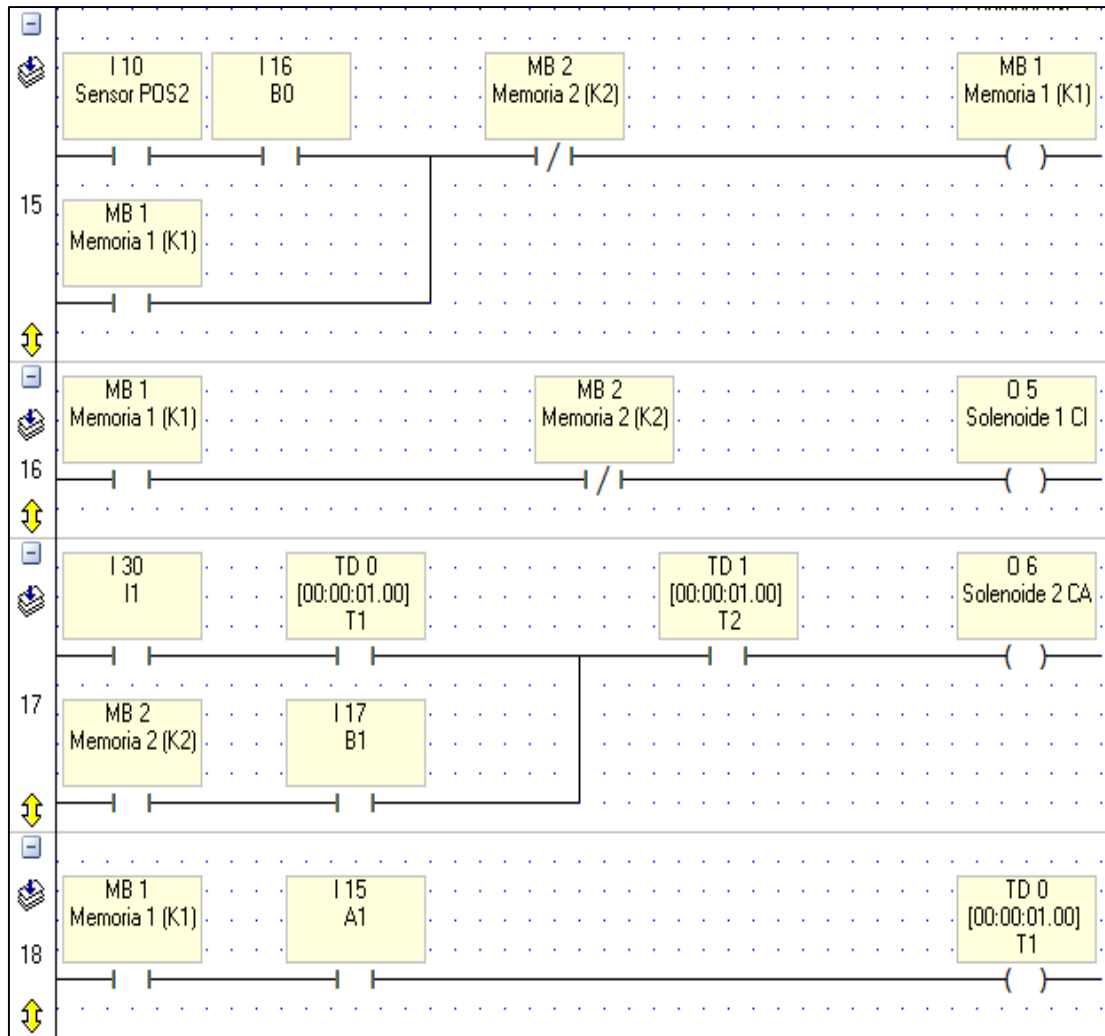
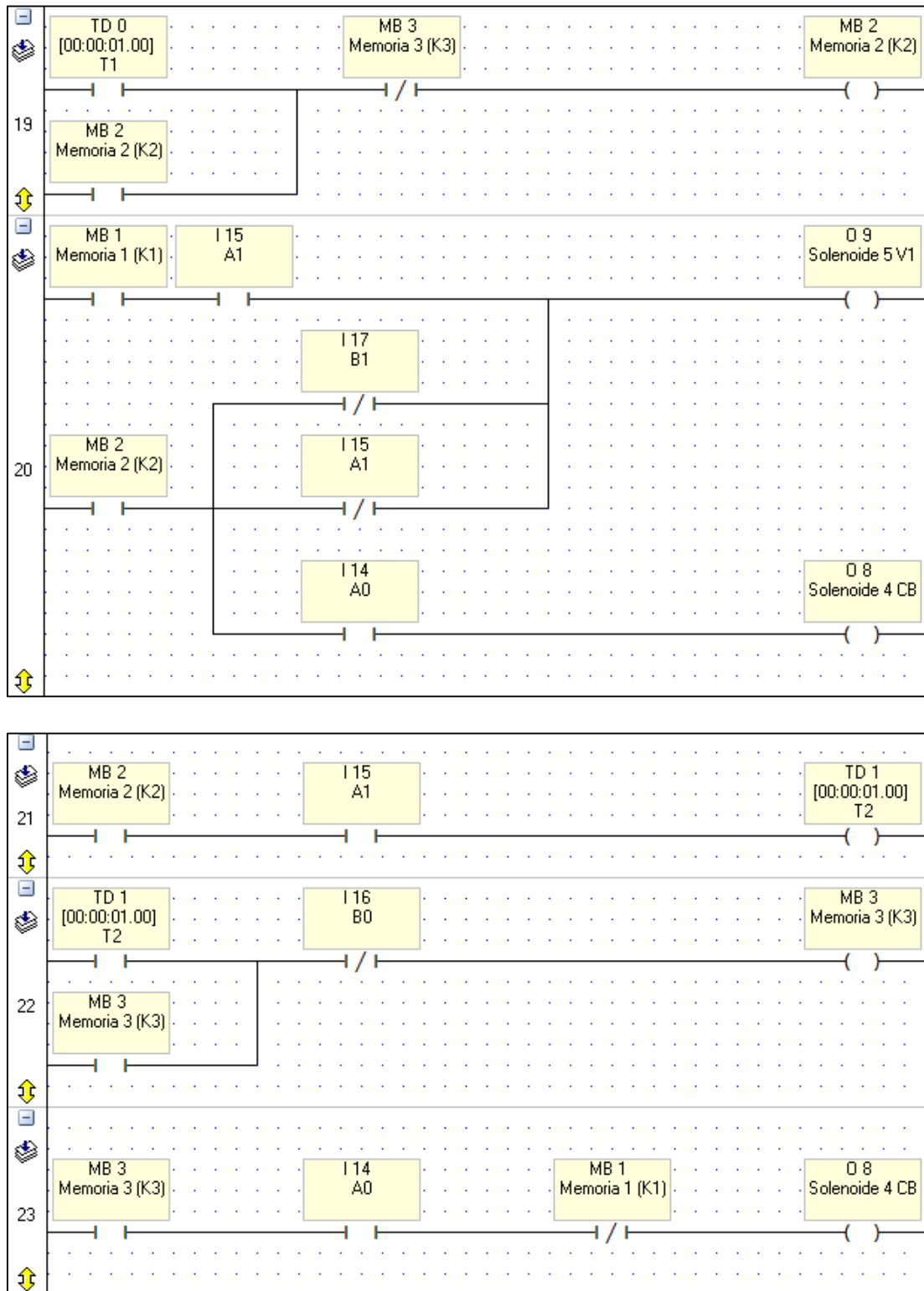


Figura 290. Continuación



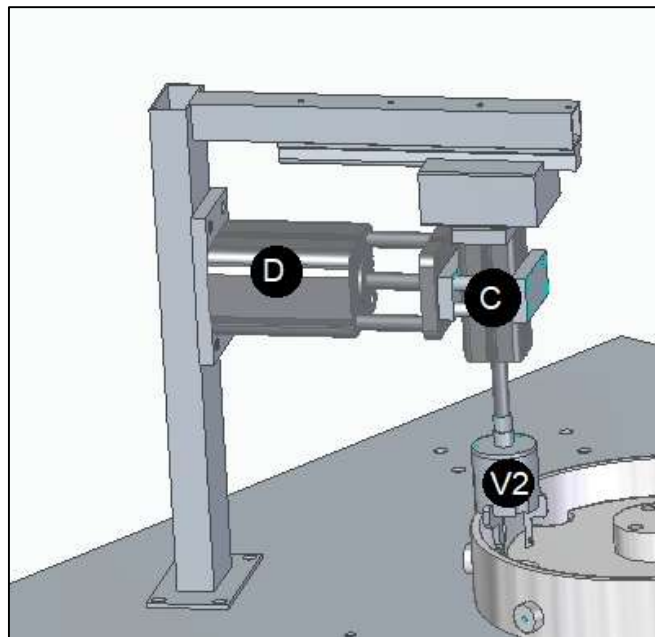
Nota. Programación Ladder para sistema de posicionamiento para arandela en software visilogic.

8.3.2.ii. Secuencia lógica para posicionamiento del o’ring: el o’ring es llevado hasta la posición de sujeción por parte de la pinza neumática directamente por el alimentador vibratorio, es decir

para este caso en particular no se implementara el tercer cilindro, ya que la pieza se encuentra en posición, el cilindro C avanza (C+) para que posteriormente la pinza neumática abra sus dedos y sujete la pieza (V2+), se espera un segundo (T3) que la pieza este sujeta correctamente y se devuelve el cilindro C a su posición inicial (C-), a continuación el cilindro D avanza (D+) luego el cilindro C ubica la pieza en posición (C+)para que la pinza neumática suelte al o´ring (V2-), para esta función se asigna un tiempo de 1 segundo (T4) para finalizar el cilindro C vuelve a su posición inicial (C-),y posteriormente lo hace el cilindro D (D-). Ver diagrama de fase, figura 293 y esquema neumático figura 294.

Figura 290.

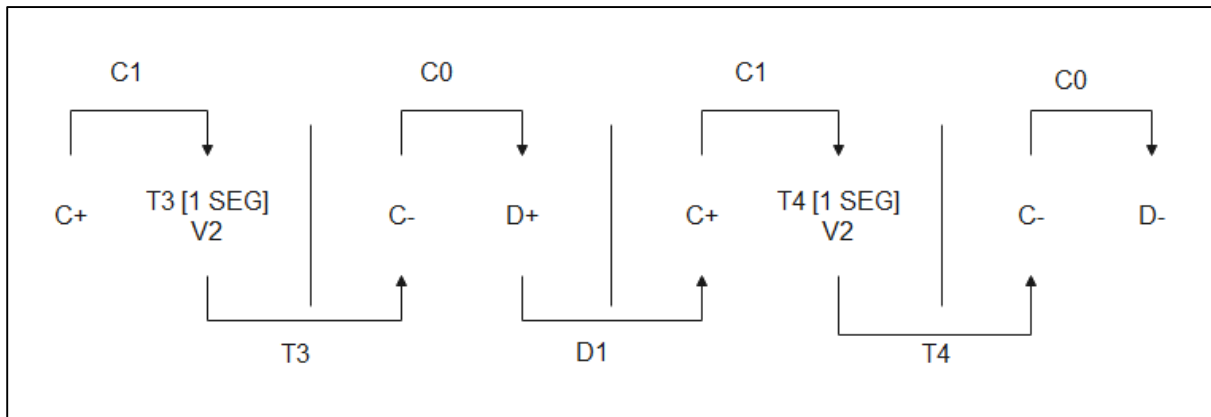
Ubicación de los elementos del sistema de posicionamiento para el o´ring



Nota. Ubicación de los elementos del sistema de posicionamiento para el o´ring

Figura 291.

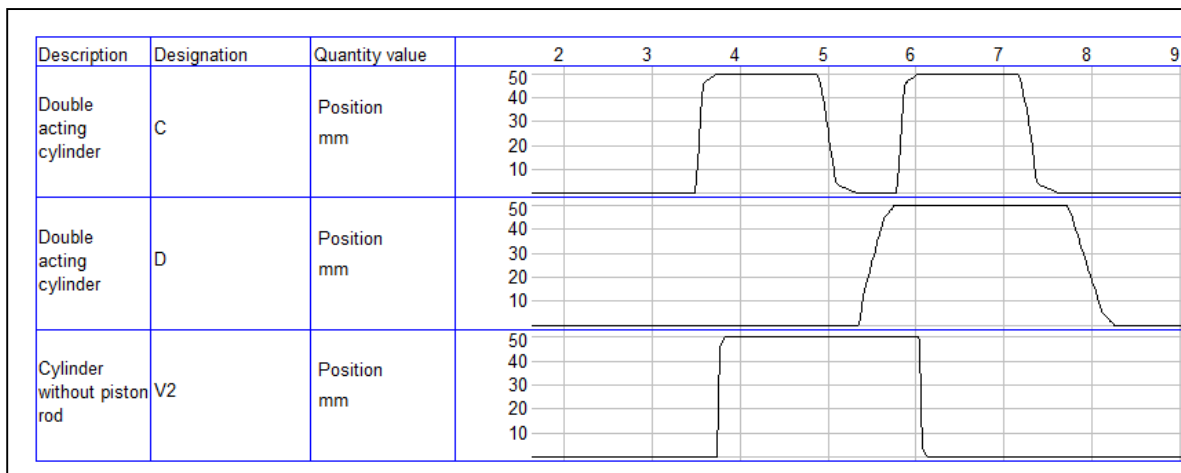
Secuencia lógica del posicionamiento de o'rings



Nota. Secuencia lógica del posicionamiento de o'rings.

Figura 292.

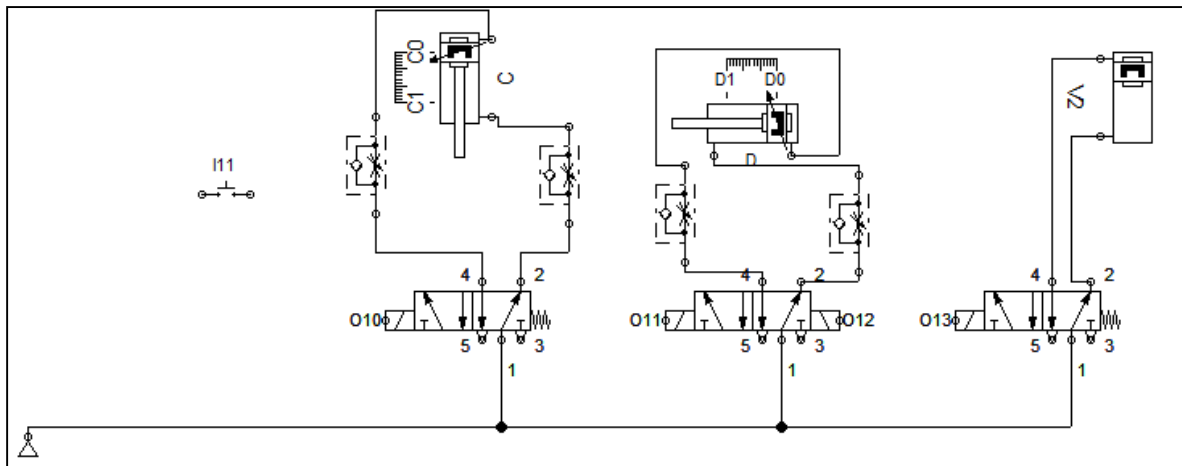
Diagrama de fase para el posicionamiento del oring.



Nota. Diagrama de fase para el posicionamiento del o'ring.

Figura 293.

Visualización de válvulas y actuadores para el posicionamiento del O'ring.



Nota. Visualización en software FluidSim válvulas y actuadores para el posicionamiento del O'ring.

A continuación, se presentará las líneas de programación en código Ladder en el programa de Unitronics, Visilogic para la programación en el PLC del posicionamiento de los o' rings.

Figura 294.

Programación Ladder para el sistema de posicionamiento de o' rings

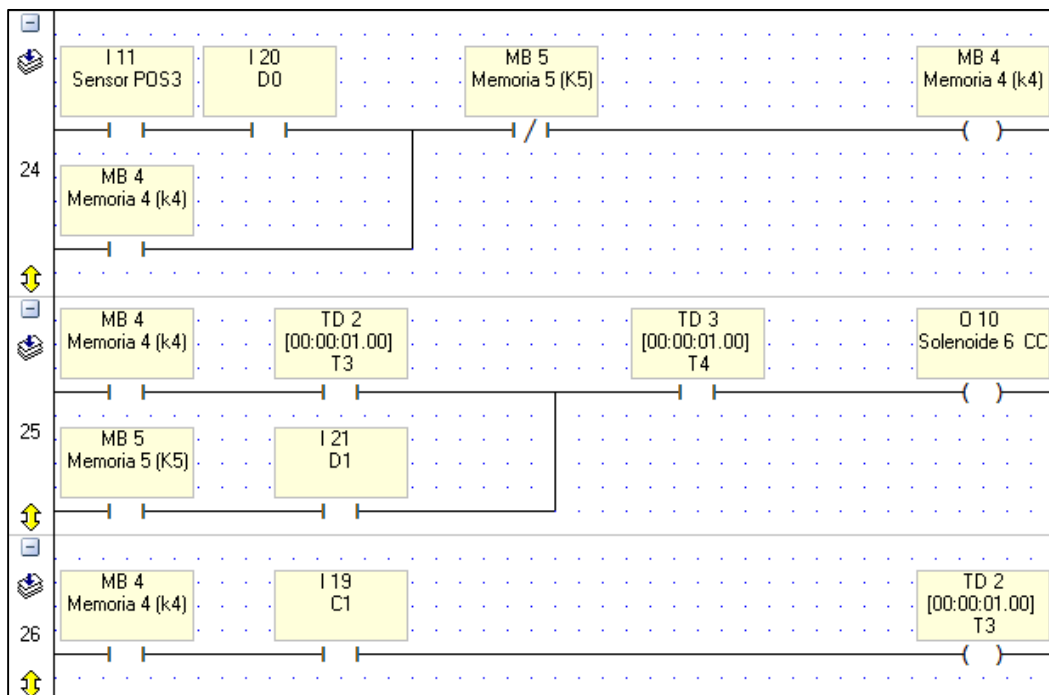
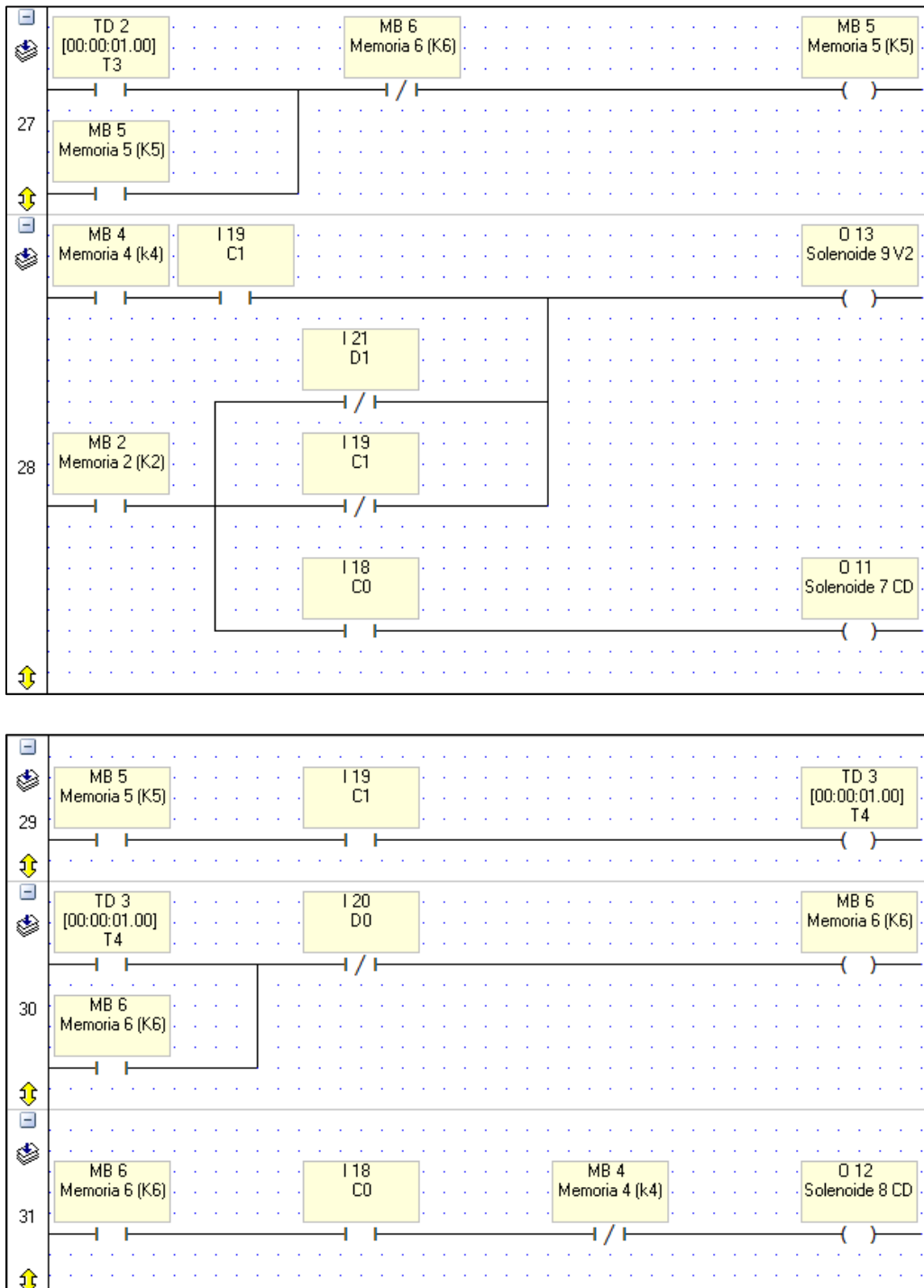


Figura 295. Continuación



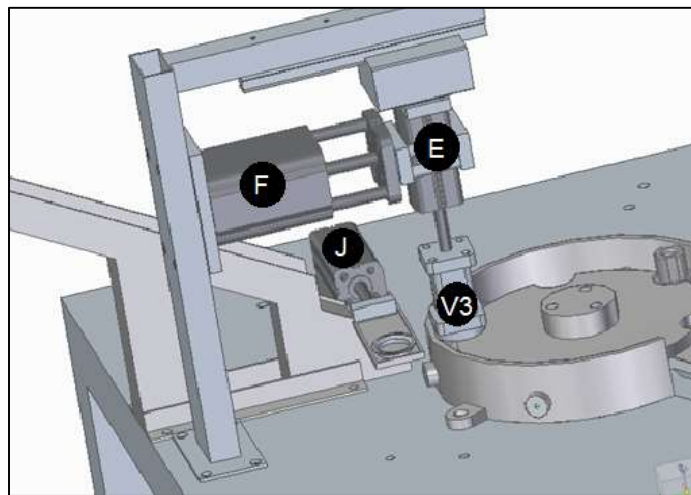
Nota. Programación Ladder para sistema de posicionamiento del oring.

8.3.2.iii. Secuencia lógica para posicionamiento del carrier: el carrier es empujado por el cilindro J hasta la posición de sujeción por parte de la ventosa magnética cuando el sensor inductivo de la posición 4 en el mecanismo rotatorio es activado después que dicho cilindro deposita una pieza (J+) el cilindro E avanza (E+) de tal forma que la ventosa pueda sujetar la

pieza (V3+), se asigna un tiempo de 1 segundo(T5) mientras la ventosa sujeta correctamente el carrier, el cilindro 3 regresa a su posición inicial (J-), seguido del cilindro E (E-), elevando así la pieza, posteriormente el cilindro F avanzara (F+) posicionando la pieza arriba del pistón en la posición 2 del plato, cuando llega a esta posición, el cilindro E vuelve a salir (E+), y la ventosa es desactivada (embolo recogido V3-) dando espera de un segundo (T6), finalmente vuelve el cilindro E (E-), y luego volverá a su posición inicial el cilindro F (F-). Ver diagrama de fase, figura 298 y el esquema neumático figura 299.

Figura 295.

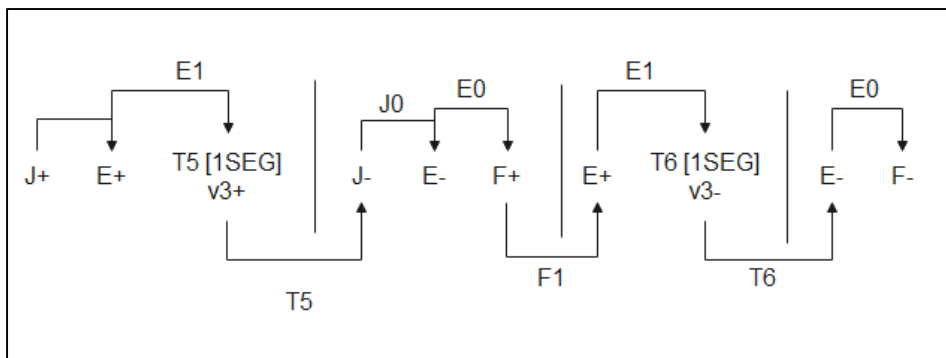
Ubicación de los elementos del sistema de posicionamiento para el carrier.



Nota. Ubicación de los elementos del sistema de posicionamiento para el carrier.

Figura 296.

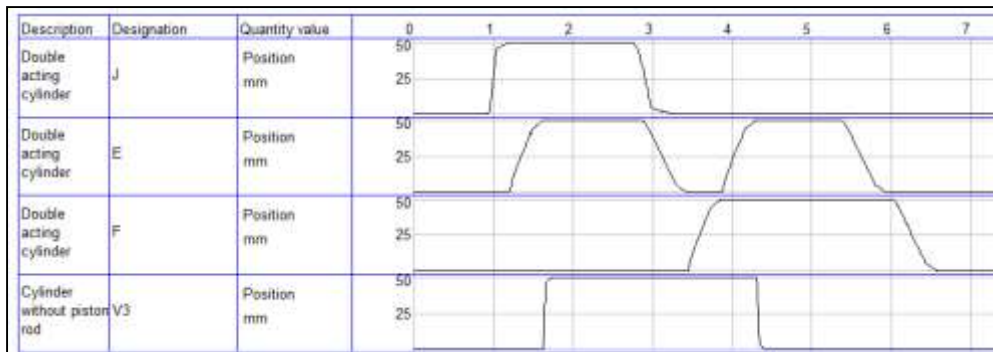
Secuencia lógica del posicionamiento de carriers



Nota. Secuencia lógica del posicionamiento de carriers.

Figura 297.

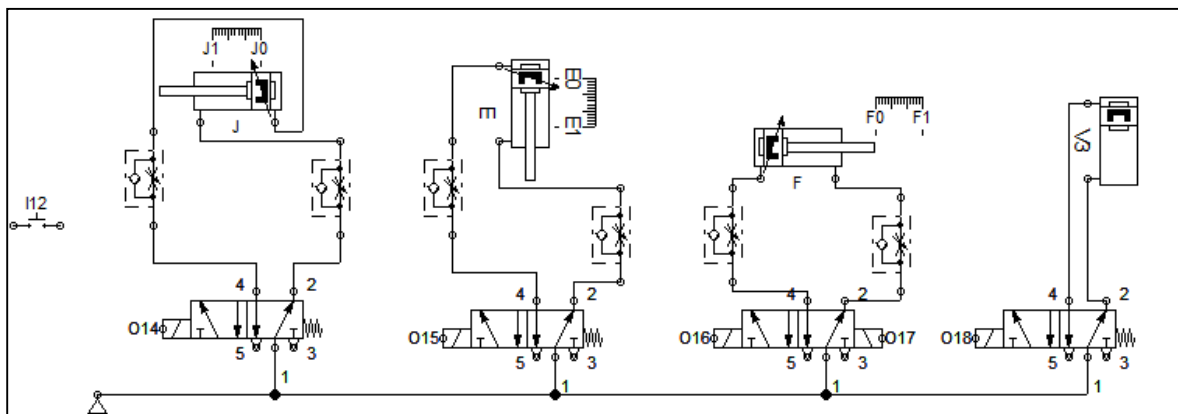
Diagrama de fase para el posicionamiento de carriers



Nota. Diagrama de fase para el posicionamiento del carrier realizado en FluidSim.

Figura 298.

Visualización de válvulas y actuadores para el posicionamiento del carrier



Nota. Visualización en software FluidSim válvulas y actuadores para el posicionamiento del carrier.

A continuación, se presentará las líneas de programación en código Ladder en el programa de Unitronics, Visilogic para la programación en el PLC del posicionamiento de los carriers.

Figura 299.

Programación Ladder para sistema de posicionamiento de carriers.

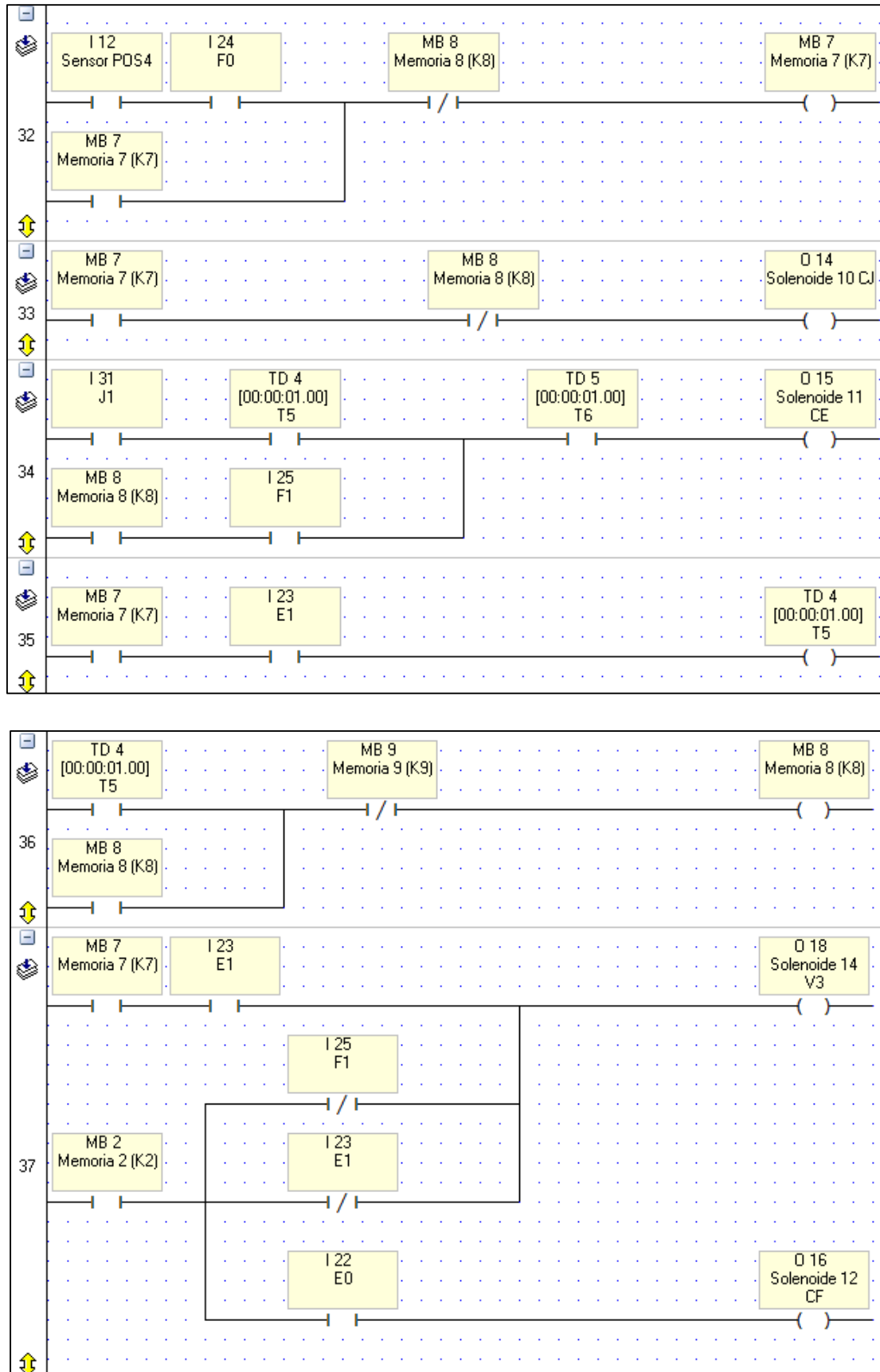
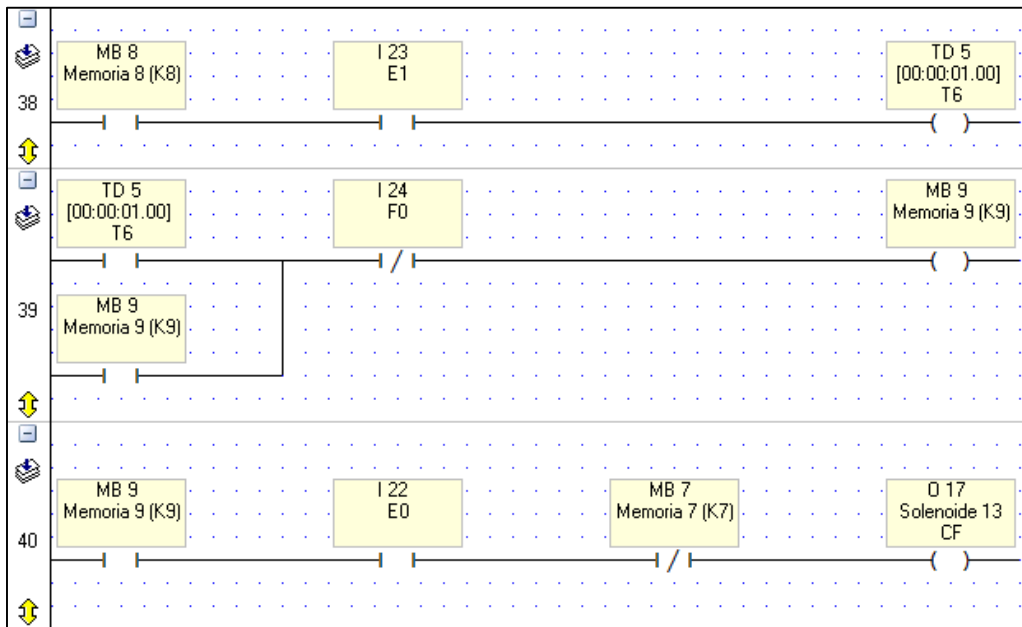


Figura 300. Continuación

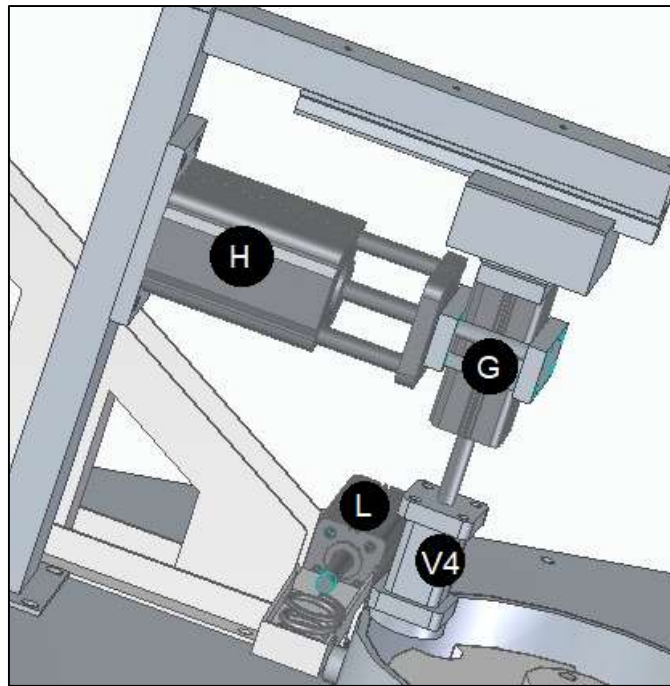


Nota. Programación Ladder para sistema de posicionamiento del carrier.

8.3.2.iv. Secuencia lógica para posicionamiento del resorte: el resorte es empujado por el cilindro L hasta la posición de sujeción por parte de la ventosa magnética cuando el sensor inductivo de la posición 5 en el mecanismo rotatorio es activado después que dicho cilindro deposita una pieza (L+) el cilindro G avanza (G+) de tal forma que la ventosa pueda sujetar la pieza (V4+), se asigna un tiempo de 1 segundo(T7) mientras la ventosa sujeta correctamente el resorte, el cilindro L regresa a su posición inicial (L-), seguido del cilindro E (E-), elevando así la pieza, posteriormente el cilindro H avanza (H+) posicionando la pieza arriba del pistón en la posición 2 del plato, cuando llega a esta posición, el cilindro E vuelve a salir (E+), y la ventosa es desactivada (embolo recogido V4-) dando espera de un segundo, finalmente vuelve el cilindro G (G-), y luego el cilindro H volverá a su posición inicial (H-). Ver diagrama de fase, figura 303 y el esquema neumático figura 304.

Figura 300.

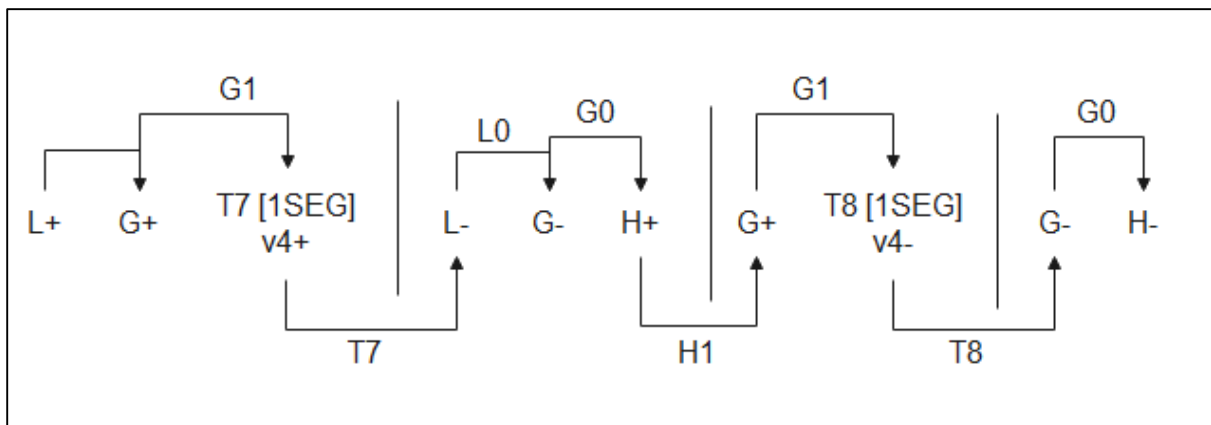
Ubicación de los elementos del sistema de posicionamiento para el resorte.



Nota. Ubicación de los elementos del sistema de posicionamiento para el resorte

Figura 301.

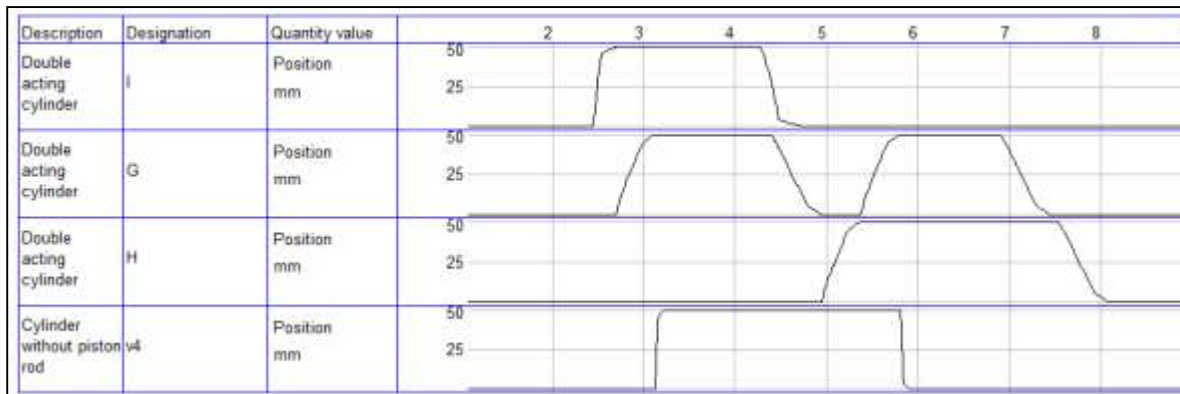
Secuencia lógica del posicionamiento de resortes



Nota. Secuencia lógica del posicionamiento de resortes.

Figura 302.

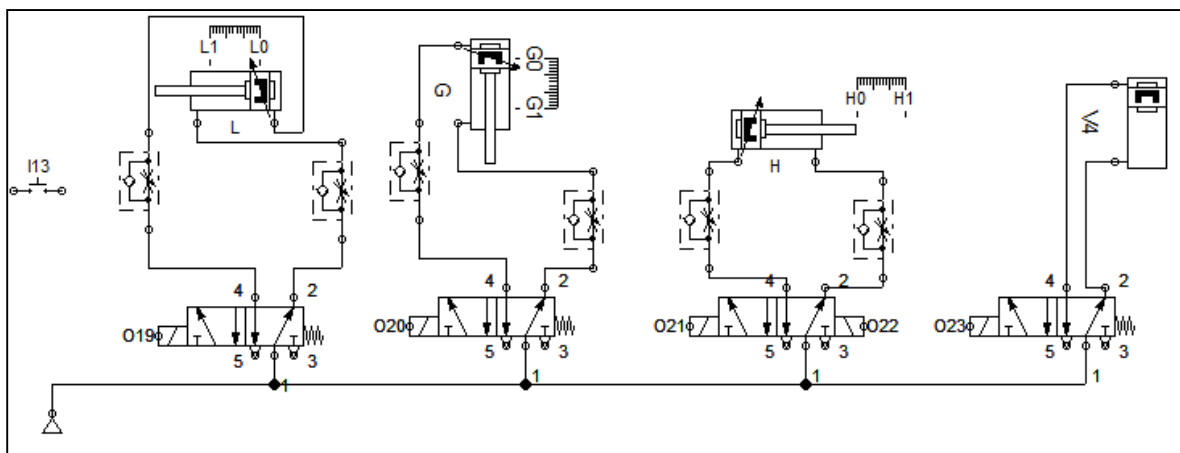
Diagrama de fase para el posicionamiento de resortes.



Nota. Diagrama de fase para el posicionamiento del resorte.

Figura 303.

Visualización de válvulas y actuadores para el posicionamiento del resorte



Nota. Visualización en software FluidSim válvulas y actuadores para el posicionamiento del resorte.

A continuación, se presentará las líneas de programación en código Ladder en el programa de Unitronics, Visilogic para la programación en el PLC del posicionamiento de los resortes.

Figura 304.

Programación Ladder para sistema de posicionamiento del resorte

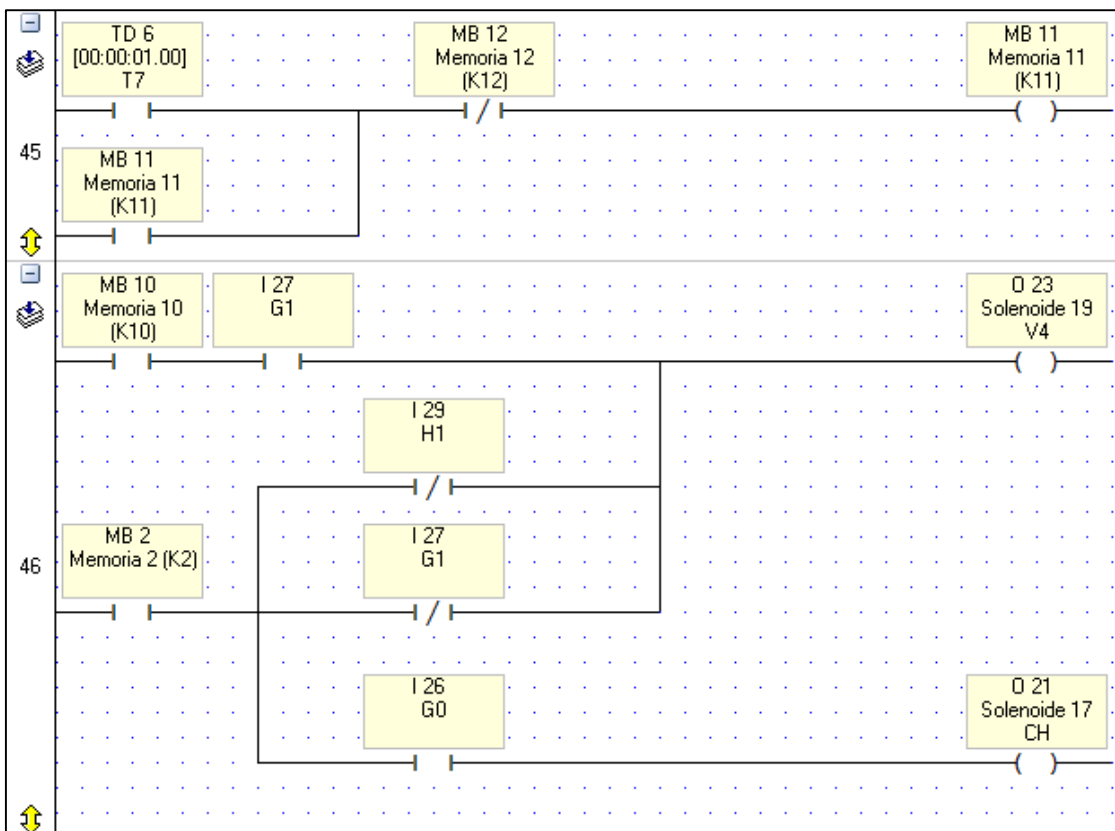
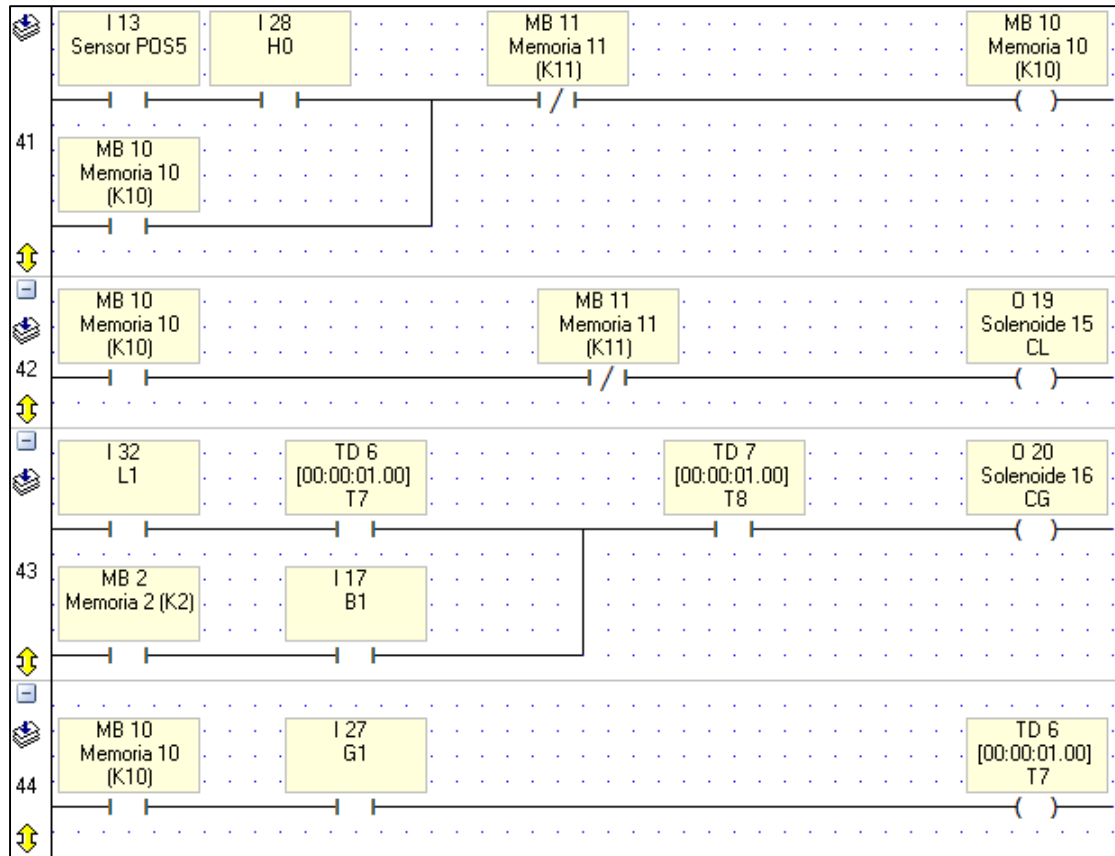
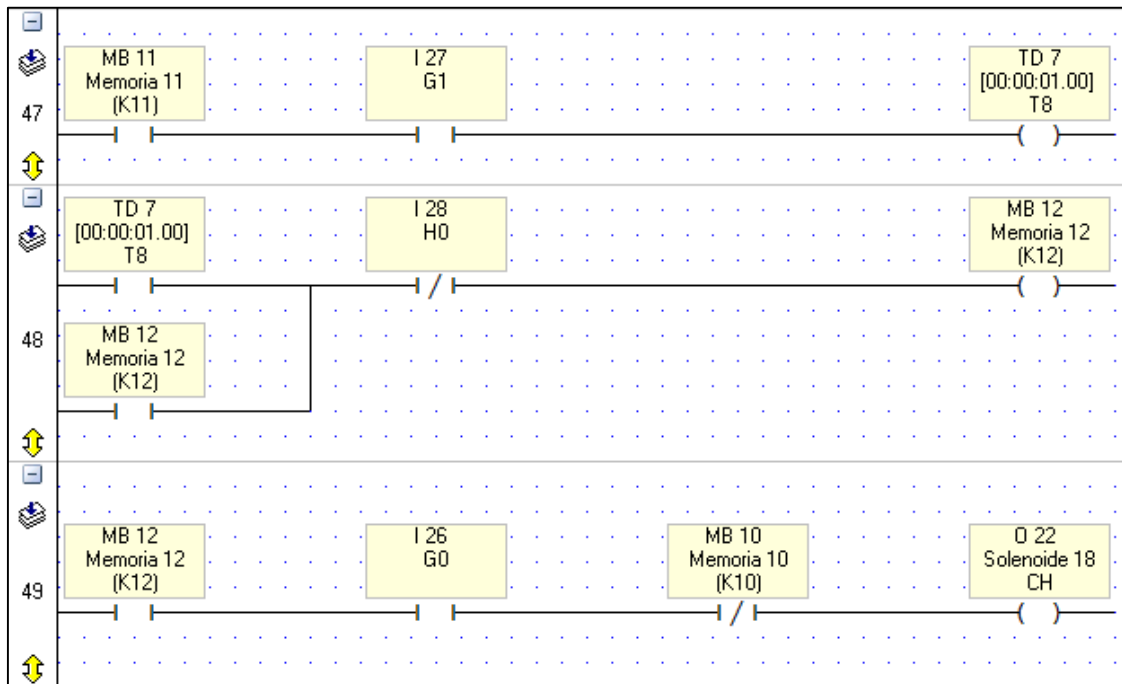


Figura 305. Continuación



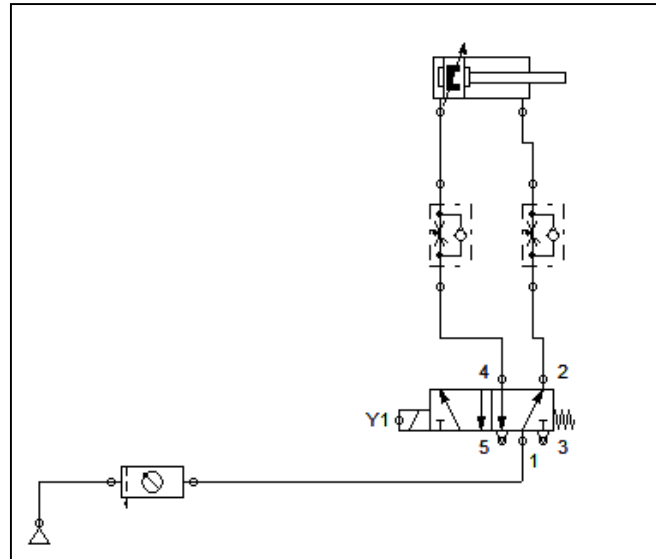
Nota. Programación Ladder para sistema de posicionamiento del resorte.

8.3.3 Sistemas Adicionales

En caso de implementar la mesa rotatoria se debe modificar la programación, eliminando las dos primeras líneas del código y adicionando las siguientes (ver figura 307), de igual forma se debe agregar al sistema electropneumático una válvula monoestable 5/2 y dos válvulas reguladoras de caudal, para controlar la correcta rotación de la mesa deteniéndose en las seis posiciones, con un intervalo de cambio de posición de 12 segundos.

Figura 305.

Esquema neumático adicional para mesa rotatoria de micro



Nota. Esquema neumático adicional para mesa rotatoria de micro, realizado en FluidSim.

Figura 306.

Líneas de programación ladder adicionales para implementar la mesa rotatoria

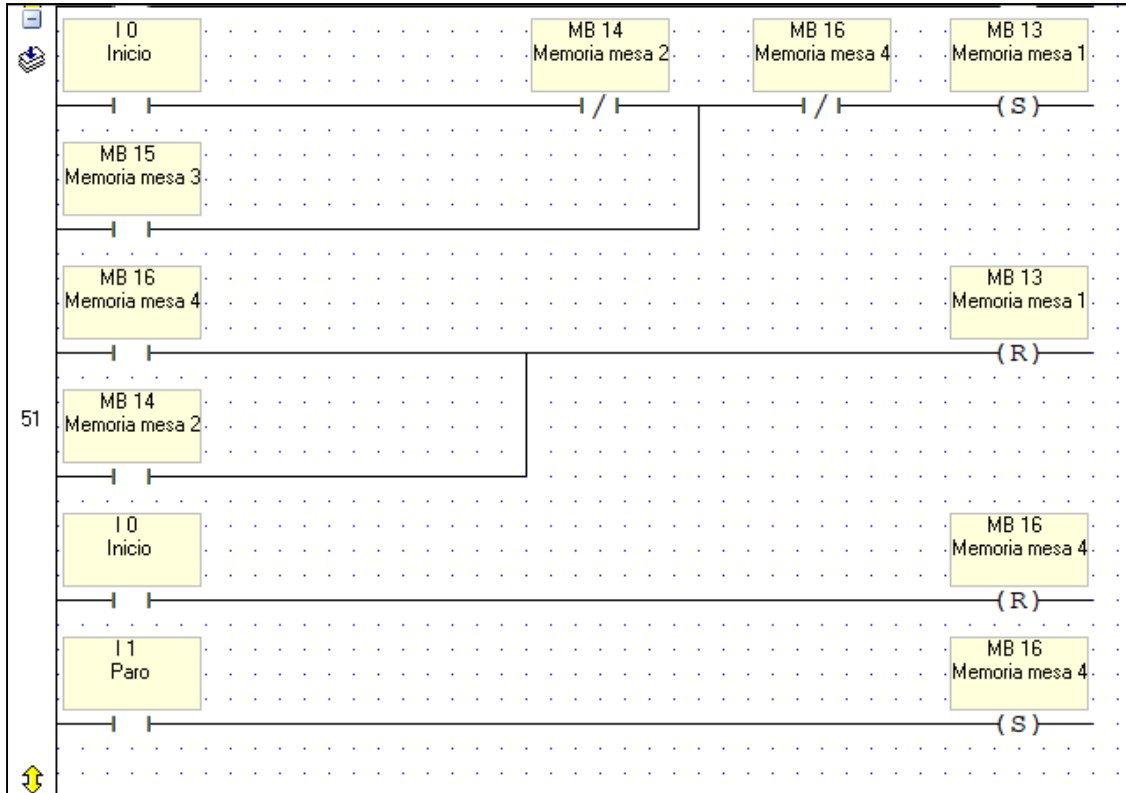
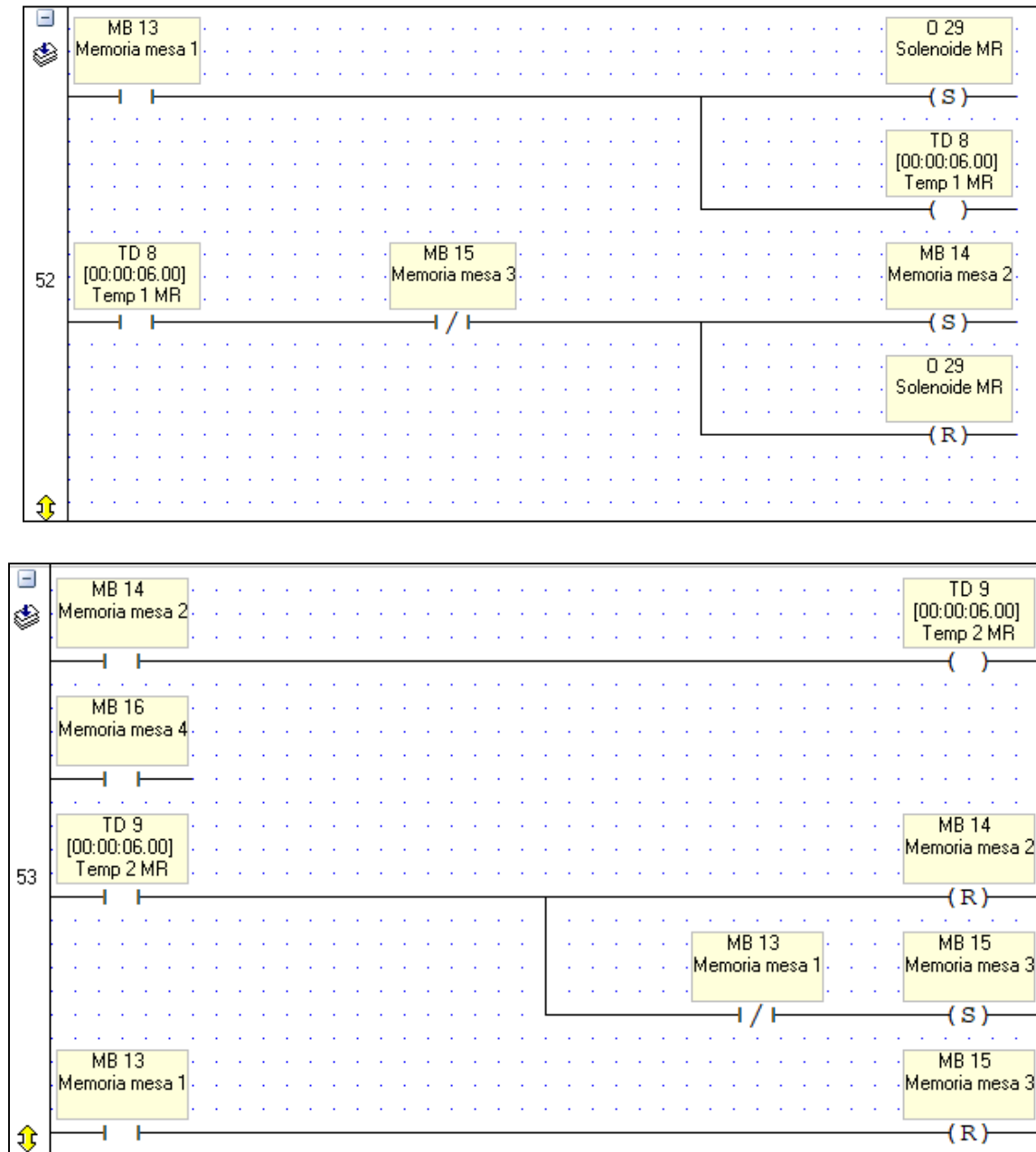


Figura 307. Continuación



Nota. Líneas de programación ladder adicionales para implementar la mesa rotatoria.

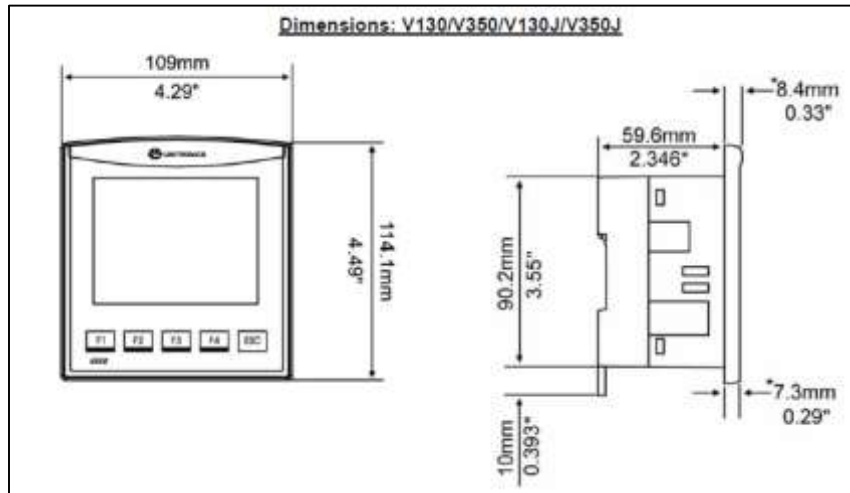
8.4 Ubicación física del plc

Según las medidas del PLC indicadas por el fabricante, se decide incorporar un soporte en tubería cuadrada 80 x 80 de acero inoxidable (ver anexo 8), con el fin de colocar un gabinete adaptado para posicionar el PLC como se muestra en la figura 306, de igual forma este gabinete contendrá los dos bloques de válvulas multipolo con el fin de garantizar una accesibilidad cómoda y un orden adecuado para todas las conexiones eléctricas y neumáticas del sistema, sin incluir la de los actuadores y sensores que si estarían localizadas a lo largo de todo el montaje.

De igual forma en la puerta de este gabinete, se agregarán 5 indicadores led de 24v con el fin de indicar el nivel bajo de cada uno de los bowls y de la tolva para las arandelas.

Figura 307.

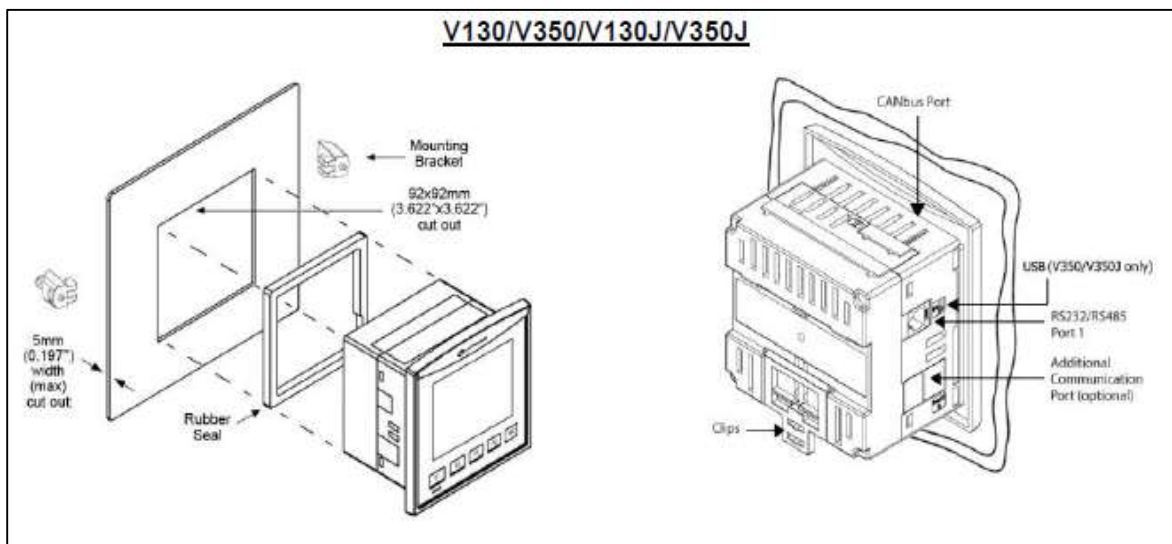
Dimensiones del PLC según fabricante



Nota: Dimensiones del PLC según fabricante. Tomado de Unitronics, “Installation guide. Vision TM PLC + HMI,” pp. 1–12

Figura 308.

Montaje del PLC según fabricante



Nota: Montaje del PLC según fabricante. Tomado de Unitronics, “Installation guide. Vision TM PLC + HMI,” pp. 1–12

8.5 Simulación del código ladder

La simulación del código del sistema de alimentación se realizó en el software ZelioSoft de la compañía Schneider Electric, para el sistema de posicionamiento se ejecutó su respectiva simulación en el software Fluid Sim de la compañía FESTO, con el fin de visualizar la forma de operación de todos los actuadores con sus respectivas válvulas de control. Los archivos y su respectiva simulación se encuentran en el Anexo 10.

9. DESARROLLO DEL MANUAL DE USUARIO Y OPERACIÓN

A continuación, se presenta el manual de usuario y operación de la máquina autómatada diseñada. Las imágenes presentadas en el mismo presentan una notación distinta a la del resto del proyecto de grado ya que está pensado como un entregable, que se presentará por separado a la empresa.

Sistema de automatización industrial para el proceso de subensamble de pistón en la celda de ensamblaje convencional para la empresa Gabriel de Colombia S.A.



Manual de operación y mantenimiento

CONTENIDO:

- INTRODUCCIÓN

- SEGURIDAD
 - .1 PAUTAS DE SEGURIDAD
 - .2 FACTORES DE RIESGO

- CONDICIONES Y RECOMENDACIONES PRE OPERACIONALES
 - 3.1. SISTEMA NEUMÁTICO
 - 3.2. SISTEMA ELÉCTRICO
 - 3.3. SISTEMA MECÁNICO

- OPERACIÓN DEL SISTEMA

- CONDICIONES DE ARRANQUE PARA EL SISTEMA AUTOMATIZADO
 - .1 CONDICIONES INICIALES DE LOS COMPONENTES
 - .2 PUESTA A PUNTO DEL SISTEMA

- PLC
 - .1 CARACTERISTICAS DEL PLC
 - .2 ENTRADAS DEL PLC
 - .3 SALIDAS DEL PLC

- MANTENIMIENTO PREVENTIVO

- LISTADO DE PIEZAS Y REPUESTOS.

1. INTRODUCCIÓN

El presente documento tiene como objetivo principal, brindar información valiosa que ayude al personal de Gabriel de Colombia SA a garantizar la correcta operación y mantenimiento del sistema de automatización industrial para el proceso de ensamble de pistón, de igual forma establece las recomendaciones pre-operacionales y operacionales del sistema para el correcto arranque. Adicionalmente se incorpora un listado de entradas y salidas para el plc con el fin de ejecutar correctamente la instalación de estas.

2. SEGURIDAD

2.1. PAUTAS DE SEGURIDAD

Para la operación del sistema automatizado, se requiere una evaluación de riesgo en seguridad para todos los equipos electromecánicos del montaje (Bowls vibratorios y motor del mecanismo), garantizando así identificar los factores de riesgo potenciales presentes en la operación del sistema. Antes de la puesta en marcha del sistema se implementará la norma ANSI B11 TR3 para verificar el buen estado y las condiciones seguras para cada uno de los equipos.

Para la instalación de los equipos se deben cumplir las siguientes normas:

- ANSI Z244.1 - Bloque y etiquetado de fuentes de energía
- ASME B15.1 – Estándar de seguridad para dispositivos de transmisión de energía mecánica
- CEMA – Normas de seguridad y etiquetas de operación
- OSHA 1910.147 – El control de la energía peligrosa
- OSHA 1910.212 – Requisitos generales para todas las maquinas
- OSHA 1910.95 – Exposición al ruido ocupacional

Garantizando así que el sistema en cuestión tenga condiciones de trabajo seguras

2.2 FACTORES DE RIESGO

El sistema automatizado no presenta grandes condiciones inseguras para el personal de la planta y su salud laboral, puesto que no requiere un operario fijo, salvo para el llenado de los recipientes de los sistemas de alimentación, sin embargo, es necesario considerar los siguientes factores para evitar accidentes e incidentes relacionados al sistema automático de ensamble:

- Condición locativa segura: Verificar que las áreas a los alrededores del sistema se encuentren despejadas y secas, con el fin de evitar atropellamientos o caídas de los operarios de la celda de ensamblaje convencional.
- Condiciones eléctricas seguras: Verificar el estado del cableado para que no se presenten arcos eléctricos por fugas de energía, asegurar que el cableado sea visible para evitar enredos y tropiezos por parte de los operarios. Si se van a manipular fuentes

de energía o tableros de conexión es necesario contar con los elementos de protección personal adecuados (guantes y botas dieléctricos)

- Condiciones de ruido: Al implementarse actuadores neumáticos con una presión de aire considerable, y unas máquinas que funcionan por vibración, el nivel de decibeles en el área de trabajo es significativo, por lo que se recomienda el uso adecuado de tapa oídos para manipular los elementos del sistema automatizado

3. CONDICIONES Y RECOMENDACIONES PRE-OPERACIONALES

Antes de comenzar a operar el sistema automatizado, es necesario verificar uno a uno las condiciones de los sistemas presentes en el proceso, garantizando así la reducción de fallos imprevistos en el ensamble automático de piezas.

3.1. VERIFICACIÓN NEUMÁTICA

- Verificar que la presión de aire comprimido suministrada al sistema sea de 4 Bar para garantizar el correcto funcionamiento de los elementos.
- Verificar el estado y conexión de todos los racores y mangueras neumáticas de 6 mm para garantizar que no haya fugas en el sistema que generarían pérdidas de presión reflejadas en mal funcionamiento de los actuadores neumáticos
- Verificar los elementos de funcionamiento neumático (empaques, conexiones y mecanismos) garantizando que estén en estado óptimo para la correcta ejecución de las secuencias lógicas programadas

3.2. VERIFICACIÓN ELÉCTRICA

- Verificar que todas las conexiones eléctricas sean acordes al voltaje y corriente establecidos por el fabricante para garantizar la correcta operación de los equipos

Componente	Voltaje	Corriente
Bowls vibratorios	220 VAC	2,2 A
PLC	24 VDC	3,7mA in y 0,5 A out
Motor eléctrico	110V AC	0,04 A
Contactores	24 VDC	0,5 A max

- Verificar que todo el cableado se encuentre aislado para garantizar que no haya fugas de energía por arco eléctrico y evitar accidentes en planta.
- Garantizar que todas las etiquetas de riesgo eléctrico y seguros de vida estén correctamente instaladas para garantizar la seguridad de los usuarios

3.3. VERIFICACIÓN MECÁNICA

- Revisar el correcto ajuste de todos los tornillos y tuercas de los soportes y guías para garantizar el correcto posicionamiento de los componentes del sistema automatizado
- Revisar la soldadura de las mesas y soportes base para garantizar que no haya colapso en las estructuras por carga mal distribuida
- Verificar el correcto funcionamiento de los equipos y el mecanismo rotativo, para garantizar la correcta alimentación y el correcto posicionamiento de las piezas
- Verificar el estado de los rodamientos garantizando que se dé correctamente el movimiento rotativo intermitente.

4. OPERACIÓN DEL SISTEMA

Para iniciar el sistema automatizado de ensamble de posición, solo basta con pulsar el botón de inicio (color verde, I0), el cual activará el motor del mecanismo rotatorio intermitente y los electroimanes de los bowls, comenzando así el proceso de ensamble, cabe resaltar que para garantizar el correcto ensamble de los componentes es necesario esperar el tiempo de puesta a punto (explicado en el numeral 5.2 de este documento) para el primer accionamiento del sistema, posterior a este ya no será necesario esperar dicho tiempo.

Para interrumpir los ensambles únicamente basta con pulsar el botón de paro (color rojo, I1), el cual detendrá tanto el motor del mecanismo como los electroimanes de las máquinas alimentadoras, interrumpiendo así la producción de ensambles, hasta que se vuelva a pulsar el botón de inicio

5. CONDICIONES DE ARRANQUE PARA EL SISTEMA AUTOMATIZADO

5.1 CONDICIONES INICIALES DE LOS COMPONENTES

Bowls vibratorios:

- Verificar que las condiciones de funcionamiento sean acordes a las especificadas en el manual entregado por el fabricante
- Asegurarse que el nivel de los recipientes sea de 300 piezas aproximadamente
- Comprobar que el sistema vibratorio (electroimán) esté funcionando correctamente para alimentar piezas de forma unitaria
- Verificar el estado de las guías selectoras de los bowls para garantizar que las piezas se posicionen de forma adecuada a la salida de este.

Elementos neumáticos

- Verificar que todos los cilindros neumáticos y elementos de sujeción se encuentren en posición normalmente cerrada o de reposo
- Verificar que el suministro de aire comprimido llegue a cada uno de los cilindros y elementos de sujeción
- Establecer la presión de aire de la estación de servicio del sistema adaptada por la compañía para que sea de 4 bares

Mecanismo rotativo

- Verificar que el motor eléctrico esté conectado a una fuente de 110v
- Comprobar el buen estado de los rodamientos
- Comprobar alineación del eje de conexión entre el motor y el elemento conductor
- Comprobar alineación del eje de conexión entre la cruz de ginebra y el plato
- Comprobar el ajuste de los tornillos radiales del acople entre el motor y el eje.

Sensores:

- Verificar que los sensores inductivos estén ubicados y alineados correctamente en los agujeros de cada una de las posiciones dispuestos alrededor de la coraza que recubre el plato
- Verificar que los sensores capacitivos se encuentren al fondo de los recipientes de alimentación (Bowls y tolva) para garantizar que detecten cuando el nivel sea bajo

- Verificar que los sensores fotoeléctricos estén alineados con las guías y rampas de los sistemas de alimentación para garantizar el correcto conteo de piezas

PLC:

- Verificar conexión a fuente de 24V
- Verificar conexiones de entradas digitales y salidas tipo transistor del PLC
- Verificar que el programa Ladder haya sido cargado correctamente a la memoria del PLC

5.2 PUESTA A PUNTO DEL SISTEMA

Antes de que el sistema automatizado comience a producir ensambles de forma adecuada, es necesario esperar un tiempo prudente (puesta a punto) mientras todos los sistemas de alimentación colocan a disposición las piezas para el correcto funcionamiento

- Bowls vibratorios: Como las piezas van subiendo a través del cuerpo del bowl en fila ordenada de forma helicoidal (ver figura 1), es necesario esperar a que las piezas se encuentren en la salida de la máquina alimentadora para garantizar el suministro unitario de estas. Tiempo de espera dado por el fabricante.

Figura 1.

Bowl vibratorio de cuba cilíndrica



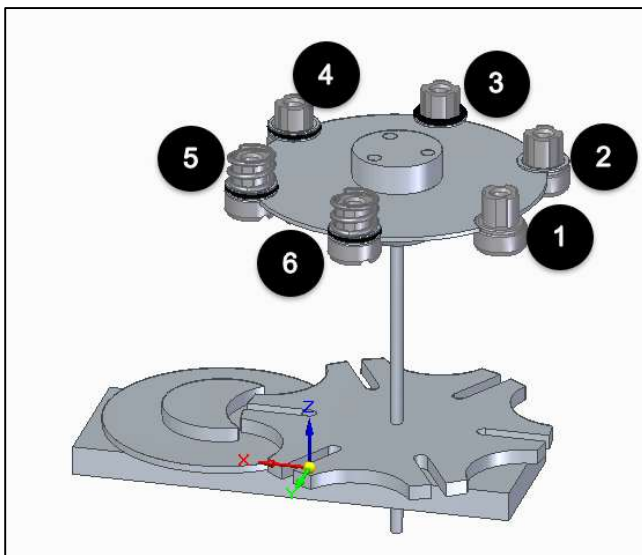
Bowl vibratorio cuba cilíndrica. Tomado de “Página web de TAD en español.”
<https://tad.es/productos/>.

- Tolva arandelas: Como las arandelas son depositadas una a una desde la tova por gravedad, cuando se activa el sensor inductivo de la posición 2 del plato giratorio (ver

figura 2) el cilindro empuja de a una arandela hasta que estas lleguen a la posición de sujeción de la ventosa magnética (ver figura 3), ya que sobre la guía se acumulan aproximadamente 7 arandelas, es necesario activar el sensor inductivo siete veces de forma manual para que se garantice la sujeción de las piezas y se puedan posicionar correctamente en el pistón.

Figura 2.

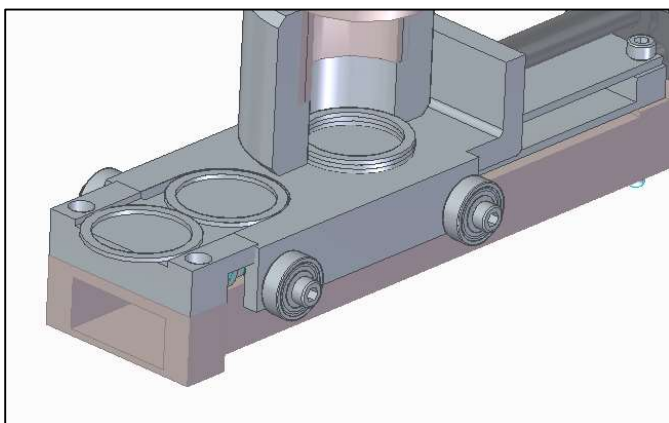
Posiciones del plato giratorio



Sistema de posicionamiento del pistón.

Figura 3.

Alimentación de arandelas.



Sistema de posicionamiento de arandelas.

De igual forma es necesario garantizar que las secuencias lógicas de los sistemas de posicionamiento funcionen correctamente, por tal motivo se recomienda activar los sensores de todos los sistemas de posicionamiento dos o tres veces de ser necesario para calibrar la entrada y salida de los actuadores neumáticos.

6. PLC

6.1 CARACTERÍSTICAS DEL PLC SELECCIONADO

Figura 4.

Características PLC Vision 130

Opciones de entrada y salida	
Total de entradas y salidas compatibles	256
Incorporada	Conforme al modelo (Ver a continuación Tabla de entradas y salidas incorporada)
Expansión de entradas y salidas	Agregar entrada/salida local por medio del puerto de expansión • Agregar entradas y salidas remotas por medio de CANbus. (Consultar Módulos de expansión de entradas y salidas, en la página 34)
Expansión de entradas y salidas locales	Utilice adaptadores de expansión locales para agregar hasta 8 módulos
Expansión E/S remotas	Utilice adaptadores EX-RC1 para ampliar aún más la cantidad de entradas y salidas ¹
Programa	
Memoria de aplicación	Lógica de aplicación: 488 KB • Imágenes: 128 KB • Fuentes: 128 Kb
Tiempo de escaneo	20 µs por 1 K de aplicación típica
Operandos de memoria	4.096 bobinas, 2.048 registros, 256 números enteros largos (32 bits), 64 palabras dobles (32 bits sin signo), 24 flotantes, 192 temporizadores (32 bits), 24 contadores Operandos adicionales no remanentes: 1024 X bits, 512 X enteros, 256 X números enteros largos, 64 X palabras dobles
Panel de HMI	
Pantalla táctil	-
Altura y ancho de corte, en mm	92 x 92
Resolución	128 x 64
Teclas	20, que incluyen 10 teclas rotuladas por el usuario (kit deslizable que se vende por separado)
Ambiente	
Protección	NEMA4X, IP66, IP65 (cuando el panel está instalado)
Temperatura ambiente	0°C a 50°C
Normas	CE, UL. Muchos de nuestros productos también tienen certificación UL, Clase 1 Div. 2 y GOST. Comuníquese con Unitronics
General	
Batería	Batería de reserva con uso típico de 7 años a 25°C para respaldo de todas las secciones de memoria y RTC
Reloj	Funciones del reloj de tiempo real (fecha y hora)
Fuente de alimentación	24 VCC, excepto para V130-J-B1, que es de 12/24 VCC

Características del PLC. Tomado de unitronicsplc.com

Figura 5.

Características específicas del modelo seleccionado

Artide	summary	Digital ²	HSC/Shaft-encoder ¹	Analog	Temperature Measurement	Transistor ³	PWM/HSO ³	Relay	Analog	Operating voltage
V130-J-T38 V130-33-T38	20 Digital, 2 D/A Inputs ¹ , 16 Transistor Outputs	22	2 30kHz, 32-bit	2 0-10V, 0-20mA, 4-20mA, 10-bit	None	16 pnp	7 0.5kHz	None	None	24VDC

Nota. Características específicas del modelo seleccionado del PLC. Tomado de unitronicsplc.com

Figura 6.

Características del módulo adicional seleccionado

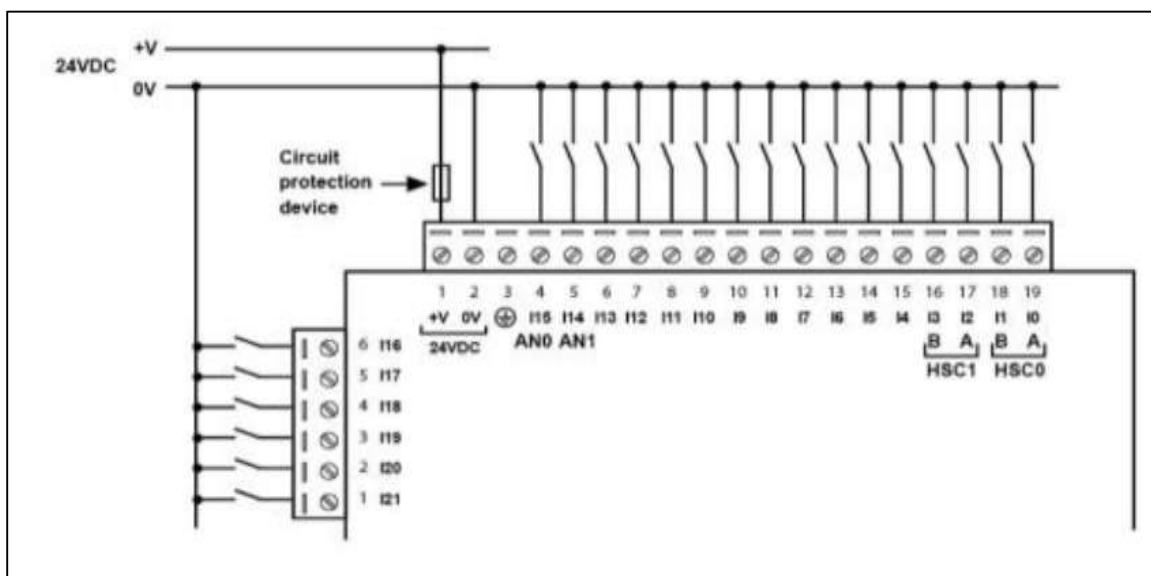
	Expansion Modules	Digital ³	HSC ⁵	Analog	Temperature Measurement	Weight Measurement	Transistor ⁴	PWM/HSO ⁶	Relay	Analog	Operating Voltage
	RO16	pnp/npn	16/32-bit ⁴	4-20mA 10-bit	None	None	None	None	16	None	24VDC
XI Digital/Analog	IO-D16A3-TO16	16 pnp/npn	1 30kHz 16/32-bit ⁴	3 0-20mA, 4-20mA, 10-bit	None	None	15 pnp 1 pnp/npn	1 pnp 0.5kHz npn 50kHz	None	None	24VDC
	EX-D16A3-ROB7	16 pnp/npn	2 30kHz 16/32-bit ⁴	3 0-20mA, 4-20mA, 10-bit	None	None	None	None	8	None	24VDC

Tomado de unitronicsplc.com

El PLC Vision 130 modelo 130-J-T38 (ver figura 5) cuenta con 22 entradas digitales dispuestas como se evidencia en la figura 291, adicionalmente es necesario incluir un módulo de expansión IO-D16A3-TO16 (ver figura 6) el cual cuenta con 16 entradas digitales (ver figura 292) para completar las 38 entradas requeridas para el sistema de control planteado, por tal motivo en el listado de entradas presentes a continuación, las entradas correspondientes a la configuración normal básica del PLC serian de la I0 a la I21, y para las entradas correspondientes al módulo de expansión, las respectivas entradas son de la I22 a la I37 (ver figura 9)

Figura 7.

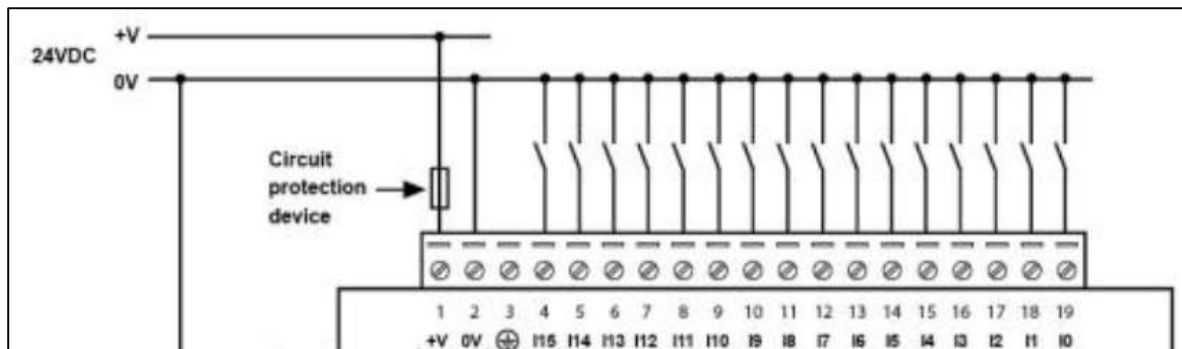
Disposición entradas digitales PLC Vision 130 modelo 130-J-T38



Tomado de unitronicsplc.com

Figura 8.

Disposición entradas digitales módulo de expansión IO-D16A3-TO16



Tomado de unitronicsplc.com

Figura 9. Listado de entradas para el PLC

Numero de entrada (I)	Descripción
0	Pulsador de inicio
1	Pulsador de pausa
2	Sensor salida de pistón en Bowl 1
3	Sensor entrada de pistón al plato Posición 1
4	Sensor salida de oring en Bowl 2
5	Sensor Entrada de oring al plato posición 3
6	Sensor salida de Carrier en Bowl 3
7	Sensor Entrada de Carrier al plato posición 4
8	Sensor salida de resorte en Bowl 4
9	Sensor Entrada de resorte al plato posición 5
10	Sensor detección de posición 2
11	Sensor detección de posición 3
12	Sensor detección de posición 4
14	Sensor DSL A0
15	Sensor DSL A1
16	Sensor DSL B0
17	Sensor DSL B1
18	Sensor DSL C0
19	Sensor DSL C1
20	Sensor DSL D0
21	Sensor DSL D1
22	Sensor DSL E0
23	Sensor DSL E1
24	Sensor DSL F0
25	Sensor DSL F1
26	Sensor DSL G0
27	Sensor DSL G1
28	Sensor DSL H0
29	Sensor DSL H1
30	Sensor DSL I1
31	Sensor DSL J1
32	Sensor DSL L1
33	Sensor de nivel baja en Bowl 1
34	Sensor de nivel baja en Bowl 2
35	Sensor de nivel baja en Bowl 3
36	Sensor de nivel baja en Bowl 4
37	Sensor de nivel de la tolva para alimentación de arandelas

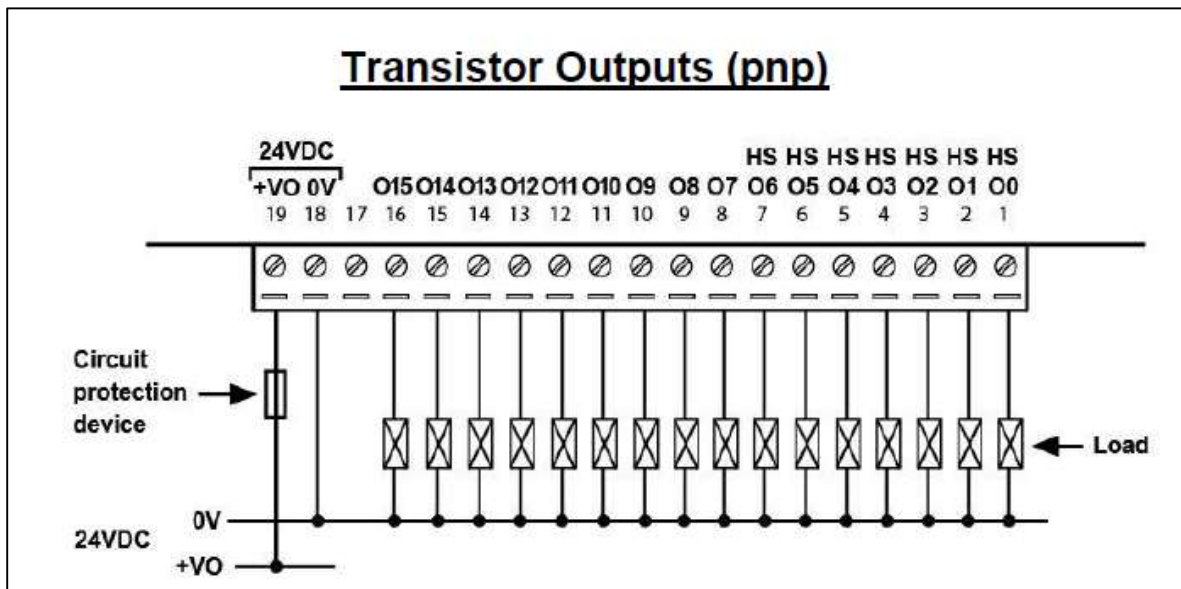
Listado de entradas para el PLC.

6.3 SALIDAS DEL PLC

El PLC Vision 130 modelo 130-J-T38 (ver figura 5) cuenta con 16 salidas tipo transistor dispuestas como se evidencia en la figura 10, adicionalmente es necesario incluir un módulo de expansión IO-D16A3-TO16 (ver figura 8) el cual cuenta con 15 salidas tipo transistor adicionales para completar las 29 salidas requeridas para el sistema de control planteado, por tal motivo en el listado de salidas presentes a continuación, las salidas correspondientes a la configuración normal básica del PLC serian de la O0 a la O15, y para las salidas correspondientes al módulo de expansión, las respectivas salidas son de la O16 a la O28, ver figura 11.

Figura 10.

Salidas tipo transistor del PLC y el módulo de expansión



Tomado de unitronicsplc.com

Figura 11. Listado de salidas para el PLC

Numero de salida (O)	Descripción
0	Salida de activación del motor eléctrico
1	Salida de activación del contactor para el Bowl 1
2	Salida de activación del contactor para el Bowl 2
3	Salida de activación del contactor para el Bowl 3
4	Salida de activación del contactor para el Bowl 4
5	Solenoides de la válvula monoestable del cilindro I
6	Solenoides de la válvula monoestable del cilindro A
7	Solenoides 1 de la válvula biestable del cilindro B
8	Solenoides 2 de la válvula biestable del cilindro B
9	Solenoides de la válvula monoestable de la ventosa 1
10	Solenoides de la válvula monoestable del cilindro C
11	Solenoides 1 de la válvula biestable del cilindro D
12	Solenoides 2 de la válvula biestable del cilindro D
14	Solenoides de la válvula monoestable del cilindro J
15	Solenoides de la válvula monoestable del cilindro E
16	Solenoides 1 de la válvula biestable del cilindro F
17	Solenoides 2 de la válvula biestable del cilindro F
18	Solenoides de la válvula monoestable de la ventosa 3
19	Solenoides de la válvula monoestable del cilindro L
20	Solenoides de la válvula monoestable del cilindro G
21	Solenoides 1 de la válvula biestable del cilindro H
22	Solenoides 2 de la válvula biestable del cilindro H
23	Solenoides de la válvula monoestable de la ventosa 4
24	Salida para alarma de nivel bajo Bowl 1
25	Salida para alarma de nivel bajo Bowl 2
26	Salida para alarma de nivel bajo Bowl 3
27	Salida para alarma de nivel bajo Bowl 4
28	Alarma de nivel bajo para la tolva alimentadora de arandelas

7. MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Para garantizar la vida útil y el correcto funcionamiento del sistema automatizado de subensambles de pistón, es necesario, realizar intervalos de mantenimiento con cierta periodicidad para detectar posibles percances antes de un fallo significativo del sistema. El cronograma de mantenimiento se basa en 6 días a la semana (lunes a sábado), con turnos divididos de 12 horas (6 am a 12 pm y 12 pm a 6 pm) bajo condiciones de trabajo normales.

Mantenimiento diario

- Inspección visual para detectar factores externos de suciedad que puedan alterar la lectura de los sensores
- Revisar que no haya tuercas o tornillos flojos en el sistema
- Escuchar si nota algún ruido o vibración extraña en el mecanismo por desbalanceo
- Revisar estado de nivel de los bowls
- Verificar desgaste de los componentes por fricción
- Seguir protocolos de mantenimiento del fabricante TAD
- Revisar que la presión de operación sea de 4 bar

Mantenimiento Semanal

- Revisar estado de las conexiones de aire
- Verificar estado de las mangueras neumáticas
- Verificar estado de conexiones electricas
- Verificar visualmente estado de los actuadores y elementos de sujeción neumáticos
- Seguir protocolos de mantenimiento del fabricante TAD
- Revisar fuentes de energía de los componentes
- Verificar estado de los solenoides de las válvulas de control

Mantenimiento Mensual.

- Revisar el estado de los sellos en los actuadores neumáticos
- Revisar alineación de los vástagos de los actuadores neumáticos
- Revisar resortes de amortiguación para las maquinas alimentadoras
- Verificar estado de los rodamientos y si mantienen la lubricación adecuada
- Verificar estado del motor eléctrico

- Lubricar elementos actuadores y elementos de sujeción neumáticos (ver indicaciones de fabricante MICRO)
- Verificar el estado de las conexiones de los contactores

Mantenimiento semestral




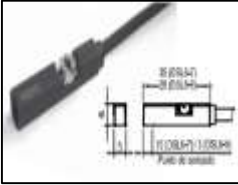

- Realizar un paro general del sistema para verificar uno a uno los componentes
- Realizar pruebas manuales a los sensores para garantizar calibración, nivel de respuesta y correcta lectura
- Revisar el embobinado del motor eléctrico del mecanismo
- Revisar embobinado de los electroimanes de las maquinas alimentadoras
- Verificar estado del PLC, conexiones y cableado
- Verificar estado del bloque de válvulas, conexiones eléctricas y neumáticas

NOTA: cuando se realiza el mantenimiento semestral es necesario volver a realizar el periodo de puesta a punto para garantizar el correcto funcionamiento del sistema




verificación en los componentes

- Mecanismo cruz de malta: Verificar desgaste por fricción en los componentes y alineación entre los mismos
- Rodamientos: Verificar correcto giro y posicionamiento
- Elementos neumáticos: Verificar sellos, alineación de vástagos, lubricación
- Bowls vibratorios: Verificar embobinado, cableado, resortes y estado físico de las guías y selectores
- Sensores: Verificar calibración, posición y estado de la lectura

8. LISTADO DE PIEZAS Y REPUESTOS.

Lista de equipos y repuestos				
Item	Descripcion	Referencia para el fabricante	Marca	Foto
1	Bowl vibratorio cilindrico	VA-450/4	TAD	
2	Bowl vibratorio conico	VA-545/3C	TAD	
3	Cilindro CP10 con guia anti giro de 40 mm con carrera de 50 mm	0.068.320.50	MICRO	
4	Cilindro CP10 doble efecto de 20 mm con carrera de 50 mm	0.065.640.50	MICRO	
5	Sensor DSL	0.900.000.792	MICRO	
6	Guia de movimiento lineal	SR 30 SB	THK	

7	Ventosa magnetica SGM 40 G 1/4 IG	0.311.700.163	MICRO- Schmalz	
8	Pinzas de tres dedos MCHG2	0.900.001.326	MICRO	
9	Estacion multipolo Serie VM15-SI GM	0.200.001.433-CT-CT- BT-BT-BT-BT-BT-BT	MICRO	
10	Valvula para estaciones VM15 - SI GM	0.261.002.511 - (monoestable) 0.261.002.711 - (biestable)	MICRO	
11	Reguladores de caudal serie en linea diametro de 6 mm	0.477.700.600	MICRO	
12	Sensor inductivo M5x0,5	BES00H3	BALLUFF	
13	Sensor capacitivo M18x1	BCS008A	BALLUFF	

14	Sensor fotoelectronico de horquilla	BGL001J	BALLUFF	
15	Racor de 1/8" por 6 mm de diametro de manguera	0.458.890.610	MICRO	
16	Contactor	TeSys K 2NA+2NC 10A 24VDC	SDHNEIDE L ELECTRIC	

10. ANÁLISIS FINANCIERO

Figura 309.

Presupuesto anteproyecto.

ITEMS	UNIDAD	\$/UNIDAD	CANTID.	TOTAL	FUENTE FINANCIAD.
Talento Humano					
Investigador 1	300	25.000	-	7'500.000	Proponentes
Investigador 2	300	25.000	-	7'500.000	Proponentes
Director	30	80.000	-	2'400.000	Gabriel S.A
Codirector	50	40.000	-	2'000.000	U. América
Total: Talento Humano		19'400.000			
Gastos maquinaria y equipo					
Equipo de Laboratorio	-	-	-	-	N/A
Computadora	-	-	2	5'000.000	Proponentes
Software	-	-	-	-	N/A
Total: Maquinaria y equipo		5'000.000			
Equipo Fungibles					
Materiales de prueba	-	-	-	50.000	Gabriel S.A
Materiales del modelo	-	-	-	-	N/A
Análisis de muestras	-	-	-	-	N/A
Libros	-	-	-	1'000.000	U. América
Papel	-	-	-	50.000	Proponentes
Impresión	-	-	-	80.000	Proponentes
Total: Fungibles		1'180.000			
TOTAL: ANTES DE IMPREVISTOS		25'580.000			
Imprevistos (5%)		1'279.000			
COSTO TOTAL DEL DISEÑO		26'859.000			
Proponente		21'136.573			78,7%
Universidad de América		3'122.528,2			9,58%
Gabriel S.A		2'599.898,8			11,72%
Costo Total diseño		26'859.000			100%

Nota. Presupuesto anteproyecto.

Figura 310.

Presupuesto Desarrollo del Proyecto

ITEMS	UNIDAD	\$/UNIDAD	CANTI	TOTAL	FUENTE FINANCIAD
Maquinaria y equipos					
Bowls vibratorios - TAD	-	129'000.0000	-	129'000.0000	Gabriel
Elementos	-	63'000.000	-	63'000.000	Gabriel
Electroneumaticos -MICRO					
PLC - Colsein	-	3'600.000	-	3'600.000	Gabriel
Contactores eléctricos	-	2'000.000	-	2'000.000	Gabriel
Total: Maquinaria y Equipos		197'600.000			
Gastos Talento humano					
Armador soldador (Prosein BC)	120	25.000	-	3'000.000	Gabriel
Ingeniero Mecatronico (Posein BC)	80	80.000	-	6'400.000	Gabriel
Técnico mecanizado (Posein BC)	200	40.000	-	8'000.000	Gabriel
Ingeniero de Diseño (Posein BC)	40	80.000	-	3'200.000	Gabriel
Total: Talento humano		20'600.000			
Materiales y Montaje					
Materiales para construcción (Prosein BC)	-	11'000.000	-	18'000.000	Gabriel
Montaje y pruebas	-	10'000.000	-	10.000.000	Gabriel
Total: Materiales y Montaje		21'000.000			
Diseño e investigacion					
Presupuesto anteproyecto	-	26'859.000	-	26'859.000	-
Total: Diseño e investigación		26'859.000			
TOTAL: ANTES DE IMPREVISTOS		266'059.000			
Imprevistos (10%)		26'605.900			
COSTO TOTAL DEL		292'918.000			

Figura 311. Continuación

Proponente	21'136.573	7,22%
Universidad de América	3'122.528,2	1,07 %
Gabriel S.A	268'658.898,8	91,72%
Costo Total Proyecto	292'918.000	100%

Nota. Presupuesto Desarrollo del Proyecto.

Como primera instancia para el análisis financiero del proyecto, se evaluaron los ingresos operacionales, la ganancia o pérdida, el total de activos, el total de pasivos y el patrimonio total de la compañía; obtenidos de la super intendencia de industria y comercio como información de carácter público (ver figura 312). Para ello se tuvieron en cuenta los datos del año 2019, puesto que los últimos del 2020 se ven afectados en gran medida por la pandemia del Covid-19.

Figura 311.

Estado financiero Gabriel de Colombia S.A año 2019

		AÑO 2019				
NIT	RAZON SOCIAL	INGRESOS OPERACIONALES 2019*	GANANCIA (PERDIDA) 2019	TOTAL ACTIVOS 2019	TOTAL PASIVOS 2019	TOTAL PATRIMONIO 2019
860515812	GABRIEL DE COLOMBIA S.A.	\$ 62.308.326	\$ 1.991.809	\$ 41.355.062	\$ 29.312.011	\$ 12.043.051

Nota. Estado financiero Gabriel de Colombia S.A año 2019 en miles de millones. Tomado de “Página web de la Superintendencia de Sociedades.” https://www.supersociedades.gov.co/delegatura_acc/Paginas/Informes-economicos-yfinancieros.aspx.

Se evaluó que al implementar el proyecto se incrementaría el patrimonio de la compañía en un 2,5%, de igual forma el total de pasivos adquiridos para la compañía aumentaría en un 1,023% pero se proyecta que el flujo de efectivo aumente en un 7% anualmente para disminuir el total de pasivos y aumentar el total de activos

$$Aumento\ patrimonio = \frac{\$292.918.000}{\$12.043.000.000} * 100 = 2,43\%$$

$$\text{Aumento Pasivos} = \frac{\$292.918.000}{\$29.312.011.000} = 0,99\%$$

Al desarrollar el proyecto se reduciría el costo de mano de obra para dos operarios (turno 6 am a 12 pm y turno 12 pm a 6 pm) con un promedio de \$1'500.000 mensualmente cada uno, para un ahorro total de \$36'000.000 anualmente, obteniendo como beneficio económico en primera instancia dicho ahorro. De igual forma al disminuir el tiempo de producción de la celda de 200 segundos a 12 segundos (94%), se esperaría que aumentara la producción y por ende las ganancias netas de la compañía. Según datos consultados por la empresa, en donde su tasa interna de retorno TIR corresponde al 5% y se espera que la inversión del proyecto se recupere en 5 años, según lo anteriormente expuesto, se plantea el cálculo del VPN (valor presente neto), para definir la viabilidad del proyecto, asumiendo que el flujo de caja para cada año (periodo) es de aproximadamente \$70.000.000 y se genera un aumento anual del 7%, con la implementación del proyecto

$$VPN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{Fn}{(1 + TIR)^t} + \frac{Fn}{(1 + TIR)^1} \dots \dots + \frac{Fn}{(1 + TIR)^n}$$

$$VPN = -\$292.918.000 + \frac{\$70.000.000}{(1 + 5\%)^1} + \frac{\$74.900.000}{(1 + 5\%)^2} + \frac{\$80.143.000}{(1 + 5\%)^3} + \frac{\$85.753.010}{(1 + 5\%)^4} + \frac{\$91.755.720}{(1 + 5\%)^5}$$

$$VPN = 56.952.582,73$$

$$VPN > 0$$

Como el VPN dio positivo, se asume que es rentable implementar el proyecto.

De igual forma se elaboró una tabla de amortización con el fin de evaluar los gastos mensuales para la compañía, asumiendo que se va a financiar el 100% del proyecto en un periodo de tiempo de 2 años con una tasa de interés del 3% efectivo mensual

Figura 312.*Tabla de amortización para propuesta de financiación.*

Periodo	saldo	interes	amortización	cuota	saldo
1	\$ 292.918.000	\$ 8.787.540	\$ 8.508.511	\$ 17.296.051	\$ 284.409.489
2	\$ 284.409.489	\$ 8.532.285	\$ 8.763.766	\$ 17.296.051	\$ 275.645.723
3	\$ 275.645.723	\$ 8.269.372	\$ 9.026.679	\$ 17.296.051	\$ 266.619.043
4	\$ 266.619.043	\$ 7.998.571	\$ 9.297.480	\$ 17.296.051	\$ 257.321.564
5	\$ 257.321.564	\$ 7.719.647	\$ 9.576.404	\$ 17.296.051	\$ 247.745.160
6	\$ 247.745.160	\$ 7.432.355	\$ 9.863.696	\$ 17.296.051	\$ 237.881.463
7	\$ 237.881.463	\$ 7.136.444	\$ 10.159.607	\$ 17.296.051	\$ 227.721.856
8	\$ 227.721.856	\$ 6.831.656	\$ 10.464.395	\$ 17.296.051	\$ 217.257.461
9	\$ 217.257.461	\$ 6.517.724	\$ 10.778.327	\$ 17.296.051	\$ 206.479.134
10	\$ 206.479.134	\$ 6.194.374	\$ 11.101.677	\$ 17.296.051	\$ 195.377.457
11	\$ 195.377.457	\$ 5.861.324	\$ 11.434.727	\$ 17.296.051	\$ 183.942.730
12	\$ 183.942.730	\$ 5.518.282	\$ 11.777.769	\$ 17.296.051	\$ 172.164.961
13	\$ 172.164.961	\$ 5.164.949	\$ 12.131.102	\$ 17.296.051	\$ 160.033.858
14	\$ 160.033.858	\$ 4.801.016	\$ 12.495.035	\$ 17.296.051	\$ 147.538.823
15	\$ 147.538.823	\$ 4.426.165	\$ 12.869.886	\$ 17.296.051	\$ 134.668.937
16	\$ 134.668.937	\$ 4.040.068	\$ 13.255.983	\$ 17.296.051	\$ 121.412.954
17	\$ 121.412.954	\$ 3.642.389	\$ 13.653.662	\$ 17.296.051	\$ 107.759.292
18	\$ 107.759.292	\$ 3.232.779	\$ 14.063.272	\$ 17.296.051	\$ 93.696.019
19	\$ 93.696.019	\$ 2.810.881	\$ 14.485.170	\$ 17.296.051	\$ 79.210.849
20	\$ 79.210.849	\$ 2.376.325	\$ 14.919.726	\$ 17.296.051	\$ 64.291.123
21	\$ 64.291.123	\$ 1.928.734	\$ 15.367.317	\$ 17.296.051	\$ 48.923.806
22	\$ 48.923.806	\$ 1.467.714	\$ 15.828.337	\$ 17.296.051	\$ 33.095.469
23	\$ 33.095.469	\$ 992.864	\$ 16.303.187	\$ 17.296.051	\$ 16.792.283
24	\$ 16.792.283	\$ 503.768	\$ 16.792.283	\$ 17.296.051	\$ 0

Nota. Tabla de amortización para propuesta de financiación.

Según los ingresos de la compañía y la proyección de crecimiento para el sector, es rentable desarrollar el proyecto para aumentar la producción y el patrimonio de la compañía.

11. CONCLUSIONES

Dentro de los factores clave en el proceso de subensamble del pistón se determinaron la asepsia y limpieza requeridas para evitar impurezas dentro del conjunto, por esta razón se decidió emplear el acero inoxidable AISI 304L, de igual forma por la concentricidad requerida entre las piezas fue necesario diseñar los sistemas de posicionamiento para cada una de ellas. Se calculó el tiempo de proceso de 12 segundos requeridos por la compañía para optimizar el proceso, y se decidió que el desarrollo del diseño se realizara para las piezas de mayor tamaño (1" 3/8), de tal modo que en un futuro se puedan desarrollar herramientas con el fin de adaptar la máquina a las demás referencias del proceso de producción asegurando que la misma soporte las condiciones de trabajo.

A partir de la evaluación de los sistemas de alimentación para cada componente en base a su geometría, tamaño y peso, se definió que, para el pistón, el o'ring, el carrier y el resorte, el bowl vibratorio es la opción más adecuada, debido a su gran versatilidad y, a que el fabricante garantiza un suministro constante de 10 piezas por minuto en la posición solicitada por el comprador, sujeto a cambios si se desea aumentar o disminuir la producción. Para la pieza restante (arandela) se diseñó un alimentador basado en una tolva gravimétrica y un eyector que permite el paso de arandelas de a una a la vez, garantizando así su correcta deposición en el ensamble

A partir de los sistemas de alimentación escogidos, se diseñó el sistema de posicionamiento del pistón, a partir de un mecanismo de cruz de malta y un plato giratorio, por su facilidad de diseño, condiciones sencillas para aplicar un correcto mantenimiento preventivo y correctivo, y por la garantía que nos otorga el sistema para ubicar el pistón en las seis estaciones requeridas para el proceso. Además, esta opción representa un menor costo para la compañía en comparación a otros mecanismos como el ofrecido por la compañía Micro. De igual forma para el resto de las piezas, se desarrollaron las guías necesarias para que lleguen al punto de ensamble del mismo modo que los sistemas de sujeción y transporte hasta el plato, a partir de conjuntos de cilindros y elementos de sujeción neumáticos. Finalmente, se diseñó todo el sistema de control y su respectiva programación Ladder.

Se desarrolló un manual de usuario y mantenimiento detallado, con el fin de operar de manera correcta y segura el sistema automatizado y ejecutar acertadamente los mantenimientos preventivos de forma periódica y ordenada, garantizando así el funcionamiento adecuado del sistema con el paso del tiempo.

Se realizó un análisis financiero, evidenciando que es rentable la ejecución del proyecto por que disminuye el costo de mano de obra de la celda de ensamblaje convencional y aumenta significativamente la producción de este subproceso, de igual forma adicionalmente se plantea una propuesta de financiamiento para ejecutarlo, con el fin de tener alternativas económicas para implementar la automatización en cuestión

BIBLIOGRAFÍA

- [1] “Página web Gabriel de Colombia S.A.” [Online]. Available: <http://www.gabriel.com.co/la-compania/quienes-somos/>.
- [2] W. F. S. Araújo, F. J. G. Silva, R. D. S. G. Campilho, and J. A. Matos, “Manufacturing cushions and suspension mats for vehicle seats: a novel cell concept,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 90, no. 5–8, pp. 1539–1545, 2017, doi: 10.1007/s00170-016-9475-6.
- [3] J. Davim, “Progress in Lean Manufacturing,” *Springer*, 2018.
- [4] M. Jackson, M. Hedelind, E. Hellström, A. Granlund, and N. Friedler, “Lean automation: Requirements and solutions for efficient use of robot automation in the swedish manufacturing industry,” *Int. J. Eng. Res. Innov.*, vol. 3, pp. 36–43, 2011.
- [5] D. Norman, “The human side of automation,” *Road Veh. Autom.* 2, 2015.
- [6] A. A. Malik and A. Bilberg, “Human centered lean automation in assembly,” *Procedia CIRP*, vol. 81, pp. 659–664, 2019, doi: 10.1016/j.procir.2019.03.172.
- [7] L. A. Cruz Salazar, D. Ryashentseva, A. Lüder, and B. Vogel-Heuser, “Cyber-physical production systems architecture based on multi-agent’s design pattern—comparison of selected approaches mapping four agent patterns,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 105, no. 9, pp. 4035–4035, 2019, doi: 10.1007/s00170-019-04226-8.
- [8] E. García, *Automatización de procesos industriales: Robotica y automática*. Valencia, 1999.
- [9] S. Basu, *Plant Flow Measurement and Control Handbook - Fluid, Solid, Slurry and Multiphase Flow*. 2019.
- [10] M. Santos, “Un enfoque aplicado del control inteligente,” *RIAI - Rev. Iberoam. Autom. e Inform. Ind.*, vol. 8, no. 4, pp. 283–296, 2011, doi: 10.1016/j.riai.2011.09.016.
- [11] J. L. Díez, A. Valera, J. L. Navarro, M. Vallés, and A. Encinas, “An interactive course on ‘Logic controllers design using Grafset,’” *IFAC Proc. Vol.*, vol. 7, no. PART 1, pp. 135–140, 2006, doi: 10.3182/20060621-3-es-2905.00025.
- [12] C. Bravo, J. A. Castro, M. Cerrada, and F. R. Echeverría, *Design of an industrial automation architecture based on multi-agents systems*, vol. 16, no. 1. IFAC, 2005.
- [13] R. Mendoza and C. L. Rodríguez, “Diseño de una máquina alimentadora de botellas para

- el módulo de envasado de un laboratorio de automatización,” 2019.
- [14] J. J. Palacios and A. T. Salinas, “Diseño y desarrollo tecnológico de un equipo de envasado didáctico para el laboratorio de control de producción de la Fundación Universidad de América,” 2018.
- [15] A. K. Gupta, S. K. Arora, and J. R. Westcott, *Industrial Automation and Robotics*. 2017.
- [16] A. A. Malik, M. V. Andersen, and A. Bilberg, “Advances in machine vision for flexible feeding of assembly parts,” *Procedia Manuf.*, vol. 38, no. Faim 2019, pp. 1228–1235, 2019, doi: 10.1016/j.promfg.2020.01.214.
- [17] P. R. Kleindorfer, K. Singhal, and L. N. Van Wassenhove, “Sustainable operations management,” *Prod. Oper. Manag.*, vol. 14, no. 4, pp. 482–492, 2005, doi: 10.1111/j.1937-5956.2005.tb00235.x.
- [18] “Página web The order expert.” <https://www.theorderexpert.com/how-to-set-up-a-simple-production-line/>.
- [19] B. Geoffrey, *Assembly Automation and Product Design*, 2nd ed. 2005.
- [20] J. R. Gupta, A.K. Arora, S.K. Westcott, *Industrial Automation and Robotics - 12.21 Reciprocating Feeders (Plate Feeders)*. Mercury Learning and Information, 2017.
- [21] J. L. Córdoba and D. A. Vélez, “Diseño de máquina para automatización de proceso en colocación de sellos de seguridad en tapas plásticas,” 2015.
- [22] A. F. Tovar, “Diseño e implementación de un sistema de control para el transporte de filtros de cigarrillos,” Escuela Politécnica Nacional, 2013.
- [23] N. F. M. Veiga, R. D. S. G. Campilho, F. J. G. da Silva, P. M. M. Santos, and P. V. Lopes, “Design of automated equipment for the assembly of automotive parts,” *Procedia Manuf.*, vol. 38, no. 2019, pp. 1316–1323, 2019, doi: 10.1016/j.promfg.2020.01.158.
- [24] T. A. Hughes, *Measurement and Control Basics (4th Edition)*. 2007.
- [25] D. E. Kandray, *Programmable Automation Technologies - An Introduction to CNC, Robotics and PLCs*. 2010.
- [26] J. C. Villamizar, *Control de Procesos Industriales*. 2004.

- [27] F. S. Valero, *Neumática*. 2010.
- [28] P. Croser, J. Thomson, and F. Ebel, “Fundamentos de Electroneumática,” 2000.
- [29] “Video de Actuadores neumáticos de Festo Didactic,” 2010. <https://www.youtube.com/watch?v=pwFBxBEV1Xs&NR=1>.
- [30] W. Deppert and K. Stoll, *Dispositivos Neumáticos. Introducción y Fundamentos*. Marcombo Boixareu Editores, 1994.
- [31] “Conceptos Básicos de Neumática e Hidráulica.” <http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica16.htm>.
- [32] “Página web Automation. ‘Gripper 101 What is a gripper.’” <https://www.automation.com/en-us/articles/2011-1/gripper-101-what-is-a-gripper>.
- [33] “Página web. Revista de robots.” <https://revistaderobots.com/sistemas-de-vacio/ventosas-de-vacio-para-aplicaciones-industriales/>.
- [34] “Página web de NAFSA.” https://www.nafsa.es/imagenes/NAFSA_Explicación-técnica-ventosas_SP_1_20172.pdf.
- [35] “Página web de Imamagnets.” <https://imamagnets.com/producto/ventosas-magneticas-neumaticas/>.
- [36] “Página web de Rechner Sensors.” <https://www.rechner-sensors.com/es/documentacion/knowledge/sensor-inductivo>.
- [37] “Página web de Luis Llamas.” <https://www.luisllamas.es/detector-de-metales-con-arduino-y-sensor-inductivo/>.
- [38] “Página web Rechner Sensors,” [Online]. Available: <https://www.rechner-sensors.com/es/documentacion/knowledge/sensor-capacitivo>.
- [39] Autonics, “Sensores Fotoeléctricos.”
- [40] “Página web Área Tecnología.” <https://www.areatecnologia.com/electricidad/contactor.html>.
- [41] “Página web de TAD en español.” <https://tad.es/productos/>.
- [42] S. Hesse, “99 Ejemplos Prácticos de Aplicaciones Neumáticas.”

- [43] Micro, “Catálogo Micro Automation.” 2021, [Online]. Available: <https://co.microautomacion.com/es/productos/>.
- [44] SKF, “Rodamientos.”
- [45] SKF, “Página web SKF.” <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>.
- [46] N. Sclater, *MECHANISMS AND MECHANICAL DEVICES*, Fifth., vol. 121. 2011.
- [47] R. L. Norton, *Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition)*. 2011.
- [48] “Página Web Matweb (AISI 1010).” <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=7573afc5e06c4a518c01efba4690182c>.
- [49] T. G. Hicks, “Civil Engineering Formulas,” 2nd ed., New York: McGraw-Hill Education, 2010.
- [50] V.M Faires, *Diseño de Elementos de Maquinas*. 1995.
- [51] AnelBras, “Anillos AnelBras para ejes.”
- [52] Intermecc, “Estándares De Cuñas Y Cuñeros,” 2017, [Online]. Available: www.intermec.com.co.
- [53] “CHANCS TYD-50 Motor de CA síncrono.” https://www.amazon.com/síncrono-engranaje-eléctrico-chimenea-eléctrica/dp/B01FCXE0GY?ref_=ast_sto_dp.
- [54] “Página web de Matweb (AISI 304).” <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=abc4415b0f8b490387e3c922237098da>.
- [55] J. E. Shigley and C. R. Mischke, *Standard Handbook of Machine Design*, Second. 1996.
- [56] THK, “Guías de Movimiento Lineal,” 2000, [Online]. Available: https://www.thk.com/sites/default/files/documents/mx_pdf/product/2009/DCatalogEsp anol_1.pdf.
- [57] Baluff, “Basic Portfolio,” no. 03, 2018.
- [58] SchneiderElectric, “Contactor Auxiliar TeSys K 2NA,” pp. 24–26, 2021.

- [59] “Página Web de la empresa Unitronics.” unitronicsplc.com.
- [60] Unitronics, “Technical Specifications. Vision™ PLC + HMI,” pp. 1–12.
- [61] “Proveedor transformador de tension 110V/220V AC a 24 V DC.”
https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-628932969-ac-110v220v-a-dc-24v-10a-240w-voltaje-transformador-interru-_JM?searchVariation=86329496908#searchVariation=86329496908&position=5&search_layout=stack&type=item&tracking_id=a484ee29-e3d9-4c62-8f7b-53740b1.
- [62] Unitronics, “Installation Guide. Vision™ PLC + HMI,” pp. 1–12.
- [63] “Página web de la Superintendencia de Sociedades.”
https://www.supersociedades.gov.co/delegatura_aec/Paginas/Informes-economicos-y-financieros.aspx.