

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENCAJADO DE BOBINAS DE
CABLE FREETOX C10 Y ALAMBRES (A10 Y A12) POR ROLLOS DE 100 [m] Y
50 [m] PARA LA EMPRESA NEXANS

Estudiante
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

Director
M.Sc. OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

Co-Director
Ph.D. SEBASTIÁN ROA PRADA

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA
BUCARAMANGA, 2019

Nota de aceptación



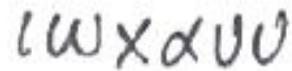
Director del proyecto



Co-Director del proyecto



Evaluador



Evaluador

Bucaramanga, 10 de julio 2019

CONTENIDO

1	INTRODUCCIÓN.....	21
2	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	22
3	JUSTIFICACIÓN.....	23
4	OBJETIVOS.....	24
5	ESTADO DEL ARTE	25
5.1	CPK.....	25
5.2	ULMA D12H	26
5.3	NET 2 (Máquina de encajado de mallas).....	28
5.4	DUETII PACKAGING.....	29
5.4.1	ENCAJADORA ROBOTIZADA	29
5.4.2	ENCAJADORA POR CAÍDA.....	30
5.5	PROYECTO DE GRADO “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA EL SELLADO DE DOS TIPOS DE CAJA PARA LA INDUSTRIA COSMÉTICA”.....	31
6	METODOLOGÍA.....	32
6.1	ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN RECOPIADA.....	37
6.2	SELECCIONAMIENTO DE ALTERNATIVA DE SOLUCIÓN.....	38
6.3	EVALUACIÓN DE SOLUCIÓN TÉCNICA	43
6.3.1	METODOLOGÍA DE CALIDAD QFD	43
7	MARCO TEÓRICO	47
7.1	AUTOMATIZACIÓN.....	47
7.1.1	APLICACIONES DE LA AUTOMATIZACIÓN	48
7.1.1.1	Automatización en invernaderos	48
7.1.1.2	Automatización en la industria química	48

7.1.1.3	Automatización en la industria automotriz	49
7.2	BANDAS TRANSPORTADORAS.....	50
7.2.1	CÁLCULOS PARA UNA BANDA TRANSPORTADORA	50
7.3	CORREAS DENTADAS	60
7.3.1	CÁLCULOS PARA UNA CORREA DENTADA	61
7.4	ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.....	67
7.4.1	Aluminio	67
7.4.1.1	Perfiles de aluminio	68
7.4.2	Acero.....	68
7.4.2.1	Aceros al carbono.....	69
7.4.2.2	Aceros de fácil maquinabilidad.....	70
7.4.2.3	Aceros aleados para aplicaciones en construcciones comunes.....	70
7.4.2.4	Aceros inoxidables	70
7.4.3	Polímeros.....	71
7.4.4	Tornillos	71
7.4.5	Soldadura.....	72
7.5	ELEMENTOS PARA SELLADO	72
7.5.1	Cinta adhesiva	72
7.5.2	Grapas	73
7.5.2.1	Grapas para proporcionar un sellado a las cajas	73
7.5.3	Sellado termo-fundible	74
7.6	SENSORES DE PROXIMIDAD	75
7.6.1	SENSORES INDUCTIVOS	75
7.6.2	SENSORES CAPACITIVOS	76
7.7	PLC's.....	77
7.7.1	Estructura de un PLC.....	78
7.7.1.1	Fuente de alimentación	78

7.7.1.2	Unidad de procesamiento central (CPU)	78
7.7.1.3	Módulo o interfaces de entrada y salida	78
7.7.1.4	Unidad de programación	79
7.7.2	Tipos de programación para autómatas.....	79
7.8	ACTUADORES NEUMÁTICOS	80
7.8.1	Actuadores lineales de simple efecto.....	80
7.8.2	Actuadores lineales de doble efecto	81
7.8.3	Fuerza desarrollada por un actuador lineal.....	81
7.9	ACTUADORES ELÉCTRICOS	82
7.10	RODAMIENTO	82
8	DISEÑO DE LA ARQUITECTURA FÍSICA	84
8.1	DISEÑO CONCEPTUAL	84
8.2	DISEÑO MECÁNICO.....	86
8.2.1	Banda transportadora curva.....	87
8.2.1.1	Análisis para la implementación de la banda transportadora curva .	88
8.2.1.2	Análisis estático por elementos finitos estructura banda transportadora curva.....	100
8.2.2	Soporte paso de bobinas de cable.....	109
8.2.2.1	Análisis estático por elementos finitos soporte paso de bobinas de cable.....	109
8.2.3	Sistema armado y traslado de cajas de cartón corrugado	117
8.2.3.1	Análisis del sistema de ventosas.....	117
8.2.3.2	Análisis del sistema lineal accionado por una correa dentada	126
8.2.3.3	Análisis del sistema de traslado de cajas accionado por correas dentadas.....	138
8.2.3.4	Análisis estático por elementos finitos estructura sistema de armado de cajas de cartón corrugado y soporte encajado de bobinas de cable	144
8.2.4	Sistema sellado de cajas de cartón corrugado	159

8.2.4.1	Análisis del sistema de sellado de cajas accionado por correas dentadas	160
8.2.4.2	Análisis estático por elementos finitos estructura sistema sellado de cajas de cartón corrugado soporte inferior y superior.....	167
8.2.5	Soporte cabezal de grabado de cinta adhesiva	182
8.2.5.1	Análisis estático por elementos finitos soporte cabezal de grabado de cinta adhesiva.....	184
8.2.6	Soporte de cajas final.....	191
8.2.6.1	Análisis estático por elementos finitos soporte de cajas final	192
9	SELECCIÓN DE LOS ACTUADORES ELÉCTRICOS Y NEUMÁTICOS	199
9.1	SELECCIÓN DE LOS ACTUADORES ELÉCTRICOS	199
9.1.1	Motor banda transportadora curva.....	200
9.1.2	Motor sistema lineal accionado por una correa dentada.....	200
9.1.3	Motor sistema de traslado de cajas accionado por correas dentadas.....	201
9.1.4	Motor sistema sellado de cajas de cartón corrugado.....	202
9.2	SELECCIÓN DE LOS ACTUADORES NEUMÁTICOS	203
9.2.1	Cilindro neumático traslado de bobinas de cable de la cinta transportadora a su respectiva caja.....	204
9.2.2	Cilindro neumático para el soporte paso de bobinas de cable.....	210
9.2.3	Cilindro neumático selección de las cajas de cartón corrugado.....	214
9.2.4	Cilindro neumático soporte succión de las cajas de cartón corrugado	217
9.2.5	Cilindro neumático soporte sistema total armado de cajas de cartón corrugado.....	221
9.2.6	Cilindro neumático doblez de los pliegues de la caja de cartón corrugado.....	225
10	SELECCIÓN DE INSTRUMENTACIÓN	229
10.1	CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE	229

11	SELECCIÓN DE SENSORES	231
11.1	SENSORES CAPACITIVOS.....	231
11.2	SENSORES FINALES DE CARRERA	232
12	RELACIÓN COSTO-BENEFICIO	232
13	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	240
14	BIBLIOGRAFÍA.....	242

CONTENIDO DE FIGURAS

Figura 1. Máquina encajadora CPK [1].	26
Figura 2. Máquina encajadora ULMA D12H [2].	26
Figura 3. Máquina encajadora ULMA D12H “Wrap around” [2].	27
Figura 4. Máquina encajadora ULMA D12H carga lateral [2].	27
Figura 5. Máquina encajadora NET 2 (Máquina de encajado de mallas) [3].	28
Figura 6. Duetii Packaging (Encajadora Robotizada) [4].	29
Figura 7. Duetii Packaging (Encajadora por caída) [5].	30
Figura 8. Diseño de la máquina automatizada de dos tipos de caja [6].	31
Figura 9. Metodología en V para la solución del proyecto [33].	32
Figura 10. Diagrama de flujo de la metodología planteada parte 1 [33].	35
Figura 11. Diagrama de flujo de la metodología planteada parte 2 [33].	36
Figura 12. Análisis de la necesidad [33].	37
Figura 13. Identificación de los elementos del medio exterior [33].	39
Figura 14. Diagrama FAST función principal 1 [33].	40
Figura 15. Diagrama FAST función principal 2 [33].	41
Figura 16. Diagrama FAST función principal 3 [33].	42
Figura 17. Automatización en invernadero [9].	48
Figura 18. Automatización en la industria química, máquina de limpieza de agua [9].	49
Figura 19. Automatización en la industria automotriz [9].	49
Figura 20. Banda transportadora horizontal y banda transportadora inclinada [11].	51
Figura 21. Banda transportadora con 2 curvas [11].	52
Figura 22. Factor de temperatura materiales estándar [11].	54
Figura 23. Factor de velocidad [11].	54
Figura 24. Deflexión del eje para rodamientos [11].	56
Figura 25. Curva catenaria [11].	58
Figura 26. Diagrama de cuerpo libre, unidad en cabeza [12].	60

Figura 27. Diagrama de cuerpo libre sistema correa dentada horizontal [12].	61
Figura 28. Diagrama de cuerpo libre sistema correa dentada elevación [12].	62
Figura 29. Evaluación de diente y paso [12].	63
Figura 30. Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas F_1 , F_2 y FW [12].	65
Figura 31. Adhesivo termo-fundible [21].	74
Figura 32. Onda de oscilación en presencia de un objeto [23].	76
Figura 33. Funcionamiento de un sensor capacitivo [24].	76
Figura 34. Onda de oscilación en presencia de un objeto [24].	77
Figura 35. Máquina encajadora ULMA carga lateral [2].	84
Figura 36. Sistema de armado de la caja por medio de actuadores [5].	85
Figura 37. Sistema de sellado por medio de cinta adhesiva [34].	85
Figura 38. Máquina encajadora de bobinas de cable, representación hecha en SolidWorks [33].	86
Figura 39. Banda transportadora curva, representación hecha en SolidWorks [33].	87
Figura 40. Longitud de arco [35].	91
Figura 41. Espaciado de los piñones desplazamiento “e” [11].	96
Figura 42. Dirección de recorrido [11].	97
Figura 43. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA de la banda transportadora [33].	103
Figura 44. Mallado generado para el análisis FEA de la banda transportadora [33].	104
Figura 45. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].	105
Figura 46. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].	105
Figura 47. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].	106
Figura 48. Simulación de deformación total generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].	106

Figura 49. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].....	107
Figura 50. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].....	107
Figura 51. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].....	108
Figura 52. Soporte paso de bobinas de cable, representación hecha en SolidWorks [33].....	109
Figura 53. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].....	111
Figura 54. Mallado generado para el análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].....	112
Figura 55. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].....	113
Figura 56. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].....	113
Figura 57. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].....	114
Figura 58. Simulación de deformación total generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].....	114
Figura 59. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].....	115
Figura 60. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].....	115
Figura 61. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].....	116
Figura 62. Sistema de armado de cajas de cartón corrugado, representación hecha en SolidWorks [33].	117
Figura 63. Sistema de ventosas para el armado de cajas, representación hecha en SolidWorks [33].....	118

Figura 64. Diagrama de cuerpo libre de la ventosa [36].	118
Figura 65. Diagrama de cuerpo libre de la caja de la ventosa [36].	124
Figura 66. Sistema lineal accionado por una correa dentada, representación hecha en SolidWorks [33].	127
Figura 67. Diagrama de cuerpo libre de momentos y fuerzas [38].	128
Figura 68. Cargas axiales y radiales de los rodamientos [38].	129
Figura 69. Cargas axiales y radiales máximas de los rodamientos de la serie Slimline [38].	130
Figura 70. Ancho de correa dentada para la serie T [12].	135
Figura 71. Traslado de cajas accionado por correas dentadas, vista frontal-lateral de la máquina, representación hecha en SolidWorks [33].	138
Figura 72. Ancho de correa dentada para la serie T [12].	141
Figura 73. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].	147
Figura 74. Mallado generado para el análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].	148
Figura 75. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].	148
Figura 76. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].	149
Figura 77. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].	149
Figura 78. Simulación de deformación total generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].	150
Figura 79. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].	150
Figura 80. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].	151
Figura 81. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].	151

Figura 82. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].	154
Figura 83. Mallado generado para el análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].	155
Figura 84. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].	155
Figura 85. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].	156
Figura 86. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].	156
Figura 87. Simulación de deformación total generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].	157
Figura 88. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].	157
Figura 89. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].	158
Figura 90. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].	158
Figura 91. Sistema sellado de cajas de cartón corrugado, representación hecha en SolidWorks [33].	160
Figura 92. Traslado de cajas hacia el soporte final accionado por correas dentadas, vista frontal-lateral de la máquina, representación hecha en SolidWorks [33].	160
Figura 93. Ancho de correa dentada para la serie T [12].	163
Figura 94. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].	170
Figura 95. Mallado generado para el análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].	171
Figura 96. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].	171

Figura 97. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].....	172
Figura 98. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].....	172
Figura 99. Simulación de deformación total generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].	173
Figura 100. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].....	173
Figura 101. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].....	174
Figura 102. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].....	174
Figura 103. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].....	177
Figura 104. Mallado generado para el análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].....	178
Figura 105. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].....	178
Figura 106. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].....	179
Figura 107. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].....	179
Figura 108. Simulación de deformación total generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].	180
Figura 109. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].....	180
Figura 110. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].....	181
Figura 111. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].....	181

Figura 112. Soporte cabezal de grabado de cinta adhesiva, representación hecha en SolidWorks [33].	183
Figura 113. Medidas instalación cabezal de grabado de cinta adhesiva [39].	183
Figura 114. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].	186
Figura 115. Mallado generado para el análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].	187
Figura 116. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].	187
Figura 117. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].	188
Figura 118. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].	188
Figura 119. Simulación de deformación total generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].	189
Figura 120. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].	189
Figura 121. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].	190
Figura 122. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].	190
Figura 123. Soporte de cajas final, representación hecha en SolidWorks [33].	191
Figura 124. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA del soporte de cajas final [33].	194
Figura 125. Mallado generado para el análisis FEA del soporte de cajas final [33].	195
Figura 126. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].	195
Figura 127. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].	196

Figura 128. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].	196
Figura 129. Simulación de deformación total generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].	197
Figura 130. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].	197
Figura 131. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].	198
Figura 132. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].	198
Figura 133. Cilindro neumático traslado de bobinas de cable, representación hecha en SolidWorks [33].	204
Figura 134. Diagrama de cuerpo libre de las bobinas de cable [33].	204
Figura 135. Gráfica falla por pandeo [43].	207
Figura 136. Gráfica falla por pandeo [43].	209
Figura 137. Cilindro neumático soporte paso de bobinas de cable, representación hecha en SolidWorks [33].	210
Figura 138. Gráfica falla por pandeo [43].	213
Figura 139. Cilindro neumático selección de las cajas de cartón, representación hecha en SolidWorks [33].	214
Figura 140. Gráfica falla por pandeo [43].	216
Figura 141. Cilindro neumático soporte succión de las cajas de cartón, representación hecha en SolidWorks [33].	217
Figura 142. Gráfica falla por pandeo [43].	220
Figura 143. Cilindro neumático soporte sistema total armado de cajas de cartón, representación hecha en SolidWorks [33].	221
Figura 144. Gráfica falla por pandeo [43].	224
Figura 145. Cilindro neumático doblez de los pliegues de la caja de cartón, vista frontal-superior representación hecha en SolidWorks [33].	225
Figura 146. Gráfica falla por pandeo [43].	228

Figura 147. Controlador lógico programable (PLC) 27-1200 [45].	229
Figura 148. Módulo de ampliación S7-1200 [45].	230
Figura 149. Pantalla HMI touch S7-1200 [45].	231
Figura 150. Clasificación de ventosas, representación hecha en SolidWorks [33].	247
Figura 151. Clasificación de finales de carrera, representación hecha en SolidWorks [33].	256
Figura 152. Cilindro neumático dobles de los pliegues de la caja de cartón, vista frontal-superior representación hecha en SolidWorks [33].	256
Figura 153. Programa en KOP [33].	296
Figura 154. Graficet propuesta de automatización [33].	297
Figura 155. Interfaz inicial, HMI [33].	298
Figura 156. Interfaz proceso automático, HMI [33].	299
Figura 157. Interfaz proceso automático etapa 1, HMI [33].	299
Figura 158. Interfaz proceso automático etapa 2, HMI [33].	300
Figura 159. Interfaz proceso automático etapa 3, HMI [33].	300
Figura 160. Interfaz proceso automático etapa 4, HMI [33].	301
Figura 161. Interfaz proceso automático etapa 5, HMI [33].	301
Figura 162. Interfaz proceso manual, HMI [33].	302
Figura 163. Interfaz proceso manual etapa 1, HMI [33].	302
Figura 164. Interfaz proceso manual etapa 2, HMI [33].	303
Figura 165. Interfaz proceso manual etapa 3, HMI [33].	303
Figura 166. Interfaz proceso manual etapa 4, HMI [33].	304
Figura 167. Interfaz proceso manual etapa 5, HMI [33].	304

CONTENIDO DE TABLAS

Tabla 1. Selección de las soluciones técnicas FP1 [33].	44
Tabla 2. Selección de las soluciones técnicas FP2 [33].	45
Tabla 3. Selección de las soluciones técnicas FP3 [33].	46
Tabla 4. Factor de servicio C_s [11].	53
Tabla 5. Clasificación de los sensores de fuerza electromagnética [23].	75
Tabla 6. Clasificación de los sensores en capacitancia [23].	75
Tabla 7. Comparación tipos de cojinetes [32].	83
Tabla 8. Valor de pandeo según el ancho de la banda [11].	88
Tabla 9. Especificaciones banda curva M2540 [11].	89
Tabla 10. Inercias [11].	94
Tabla 11. Número de piñones y guías de desgaste [11].	96
Tabla 12. Desplazamiento “e” requerido [11].	97
Tabla 13. Evaluación del piñón [11].	99
Tabla 14. Valores obtenidos por el análisis FEA de la banda transportadora [33].	108
Tabla 15. Valores obtenidos por el análisis FEA de la banda transportadora [33].	116
Tabla 16. Componentes necesarios para el cálculo del sistema de ventosas [33].	118
Tabla 17. Coeficiente de fricción entre ventosas y material de la superficie [36].	120
Tabla 18. Especificaciones selección ventosa de succión [37].	121
Tabla 19. Capacidad de aspiración para la evacuación de una ventosa [36].	122
Tabla 20. Especificaciones selección generador de vacío [37].	123
Tabla 21. Componentes necesarios para el cálculo del sistema de ventosas [33].	124
Tabla 22. Especificaciones selección ventosa de succión [37].	125
Tabla 23. Especificaciones selección generador de vacío [37].	126
Tabla 24. Componentes necesarios para el cálculo del sistema lineal [33].	127

Tabla 25. Especificaciones selección sistema lineal SlimeLine [38].	132
Tabla 26. componentes necesarios para el cálculo del sistema de traslado de cajas accionado por correas dentadas [33].	139
Tabla 27. Valores obtenidos por el análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].	152
Tabla 28. Valores obtenidos por el análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].	159
Tabla 29. componentes necesarios para el cálculo del sistema de traslado de cajas accionado por correas dentadas [33].	161
Tabla 30. Valores obtenidos por el análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].	175
Tabla 31. Valores obtenidos por el análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].	182
Tabla 32. Valores obtenidos por el análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].	191
Tabla 33. Valores obtenidos por el análisis FEA del soporte de cajas final [33].	199
Tabla 34. Especificaciones selección del motor de la banda transportadora curva [40].	200
Tabla 35. Especificaciones selección del motor sistema lineal [42].	201
Tabla 36. Especificaciones selección del motor sistema de traslado de cajas [41].	202
Tabla 37. Especificaciones selección del motor sistema de sellado de cajas [42].	203
Tabla 38. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático para el traslado de bobinas de cable [33].	204
Tabla 39. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático para el traslado de bobinas de cable [33].	208
Tabla 40. Especificaciones selección del cilindro neumático para el traslado de bobinas de cable [44].	210

Tabla 41. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático soporte paso de bobinas de cable [33].	211
Tabla 42. Especificaciones selección del cilindro neumático para el traslado de bobinas de cable [44].	213
Tabla 43. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático selección de las cajas de cartón [33].	214
Tabla 44. Especificaciones selección del cilindro neumático selección de las cajas de cartón [44].	217
Tabla 45. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático soporte succión de las cajas de cartón [33].	218
Tabla 46. Especificaciones selección del cilindro neumático soporte succión de las cajas de cartón [44].	221
Tabla 47. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático soporte sistema total armado de cajas de cartón [33].	222
Tabla 48. Especificaciones selección del cilindro neumático soporte sistema total armado de cajas de cartón [44].	225
Tabla 49. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático doblez de los pliegues de la caja de cartón [33].	226
Tabla 50. Especificaciones selección del cilindro neumático doblez de los pliegues de la caja de cartón [44].	228
Tabla 51. Especificaciones selección sensor capacitivo NPN [46].	231
Tabla 52. Especificaciones selección sensor final de carrera [46].	232
Tabla 53. Tabla de precios para la máquina encajadora de bobinas [33].	237
Tabla 54. Carta de Gantt [33].	238
Tabla 55. Tag Table, tabla de entradas, salidas y etapas de la propuesta de automatización [33].	260

CONTENIDO DE ANEXOS

ANEXO A. Planos actuadores neumáticos	246
ANEXO B. Planos actuadores eléctricos	251
ANEXO C. Planos PLC (Controlador Lógico Programable) e interfaz HMI.....	255
ANEXO D. Manual de mantenimiento e instrucciones.....	305
ANEXO E. Planos mecánicos.....	320

1 INTRODUCCIÓN

En el transcurrir de los años la tecnología ha dado un salto significativo en varias áreas como el avance progresivo de computadoras, los robots ayudantes capacitados para tareas extremas, la utilización de nanotecnología para el uso quirúrgico, los procesos automatizados en empresas de alto impacto, entre otros.

Las industrias multinacionales buscan continuos desarrollos con avances tecnológicos sofisticados para la elaboración de sus productos, ya sea la construcción de máquinas tecnológicas o la instalación de procesos automatizados en toda la planta, esto con el fin de proporcionar confiabilidad, eficacia, calidad y economía.

Nexans está buscando la manera de automatizar completamente la línea final de producción, es decir, automatizar el encajado de bobinas de cable Freetox C10 y alambres (A10 y A12) por rollos de 100 [m] y 50 [m], con el fin de disminuir la mano de obra durante el proceso, ya que ve la necesidad de ahorrar tiempo y aumentar su producción.

En Nexans cuentan con un proceso semiautomatizado en la línea final de producción, la parte que lleva el proceso automatizado es su línea de embalaje de bobinas que está diseñada para realizar la tarea de embalaje apropiada teniendo en cuenta las especificaciones de la empresa, para su posterior disposición del producto final en una estiba. Una vez la estiba se encuentra en su punto máximo de carga, un operario de la planta procede a llevar el producto a la caja. La caja se cierra y sella con la cantidad de producto requerido, para posteriormente ser enviado a su destino final. Teniendo en cuenta lo anteriormente mencionado, la finalidad del proyecto, es por medio de una máquina, automatizar la etapa de encajado del producto final, incrementando así la eficiencia de la producción y eliminando la necesidad de un operario.

2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En la actualidad existen varias máquinas que proporcionan el sellado de cajas de cartón corrugado, ya sea por medio de cintas adhesivas o sellado termo-fundible, muchas de estas máquinas tienen limitaciones en su diseño, manteniendo dimensiones estándares y la mayoría su funcionalidad es únicamente para el proceso de sellado.

La necesidad de Nexans es implementar una máquina que no solo realice el sellado de cajas de cartón corrugado, sino que también se pueda armar la caja que se pretende utilizar. Nexans actualmente cuenta con un proceso manual, en el cual el operario se encarga de armar las cajas de cartón corrugado, encajar las bobinas de cable y sellar las cajas de cartón, para posteriormente ser enviadas a su destino final. Por esto se desea diseñar una máquina que automatice completamente el proceso, en donde solo intervenga un operario que es la persona encargada de la supervisión de la línea final de producción de la empresa.

3 JUSTIFICACIÓN

Teniendo en cuenta lo anteriormente mencionado, este proyecto está orientado hacia el diseño y simulación de una máquina de encajado automatizada, capaz de encajar las bobinas de cable Freetox C10 y alambres (A10 y A12) por rollos de 100 [m] y 50 [m] en su respectiva caja y posteriormente continuar con el proceso de sellado de esta. Esto con el fin de proporcionar un ahorro de tiempo y un aumento en la producción final de la empresa. Nexans cuenta con una producción diaria de bobinas de cable de 288.000 metros por cada turno del operario encargado de la máquina bobinadora automatizada. Al pasar al siguiente proceso un operario se dispone a realizar dicha tarea encajando entre 200 a 400 rollos de 5 bobinas de cable en su respectiva caja.

Con la implementación de un proceso automatizado Nexans mejora la calidad de su producto, disminuyendo los diferentes errores durante el proceso de encajado y la mano de obra necesaria para realizar dicha tarea; presentando una mayor agilidad en sus despachos mejorando la imagen de la empresa.

4 OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar una máquina de encajado de bobinas de cable Freetox C10 y alambres (A10 y A12) por rollos de 100 [m] y 50 [m] para la empresa Nexans.

Objetivos específicos

- Realizar una evaluación del proceso de encajado de bobinas de cable Freetox C10 y alambres (A10 y A12) por rollos de 100 [m] y 50 [m], con el fin de observar, adquirir conocimiento del funcionamiento y parámetros del sistema.
- Seleccionar los materiales de construcción, actuadores y sensores de acuerdo con los criterios de diseño de ingeniería.
- Realizar un análisis estructural de la máquina de encajado por el método de los elementos finitos.
- Elaborar una propuesta de automatización que garantice que el sistema cumpla con los requerimientos del proceso.
- Elaborar una simulación de la secuencia lógica del proceso para la máquina de encajado de bobinas de cable Freetox C10 y alambres (A10 y A12) por rollos de 100 [m] y 50 [m].
- Elaborar una simulación de la máquina de encajado de bobinas de cable Freetox C10 y alambres (A10 y A12) por rollos de 100 [m] y 50 [m] validando el diseño planteado.

5 ESTADO DEL ARTE

Actualmente las empresas nacionales y multinacionales generan una demanda de productos cada vez mayor, es por ello por lo que muchas empresas a nivel nacional e internacional han dejado de realizar las diferentes etapas de producción elaboradas manualmente por trabajadores y las han ido reemplazando en procesos totalmente automatizados.

Asimismo, ya sean maquinarias con tecnología capaz de realizar diferentes procesos o robots dotados para operaciones pesadas, esto con el fin de proporcionar un producto final confiable. Una de las etapas de la producción del cableado, es la línea final de encajado de bobinas de cable, en esta etapa se requiere que el proceso sea lo más ágil y eficiente, y así satisfacer los altos objetivos de producción.

A continuación, se muestran diferentes modelos de máquinas del proceso final de encajado.

5.1 CPK

CPK es una máquina encajadora la cual está diseñada para implementarse en procesos de producción lineal totalmente automatizados. Asimismo, para el funcionamiento del encajado de la máquina se puede proporcionar ya sea cajas, bandejas de cartón, plásticos, entre otros. “Teniendo en cuenta sus ventajas son: Adecuado para una gran variedad de productos, múltiples soluciones de manipulación, adaptables a necesidades de producción y espacio disponible, manipulación precisa del producto y las cajas, y operación segura” [1].



Figura 1. Máquina encajadora CPK [1].

5.2 ULMA D12H

El proceso final de la línea producción ULMA D12H comienza desde la formación de la caja de cartón, los dobleces de cada uno de los pliegues utilizando como pegamento cola caliente y finaliza con el producto completamente sellado. Esta máquina cuenta con dos tipos de etapas finales una es que las cajas se envuelven alrededor del producto “Wrap around” realizando su respectiva agrupación y como segunda opción por carga lateral, la cual consiste en posicionar la caja en forma lateral dejando los pliegues sin cerrar, para inserta el producto agrupado y finalmente se cierra los pliegues de la caja con cinta adhesiva.



Figura 2. Máquina encajadora ULMA D12H [2].

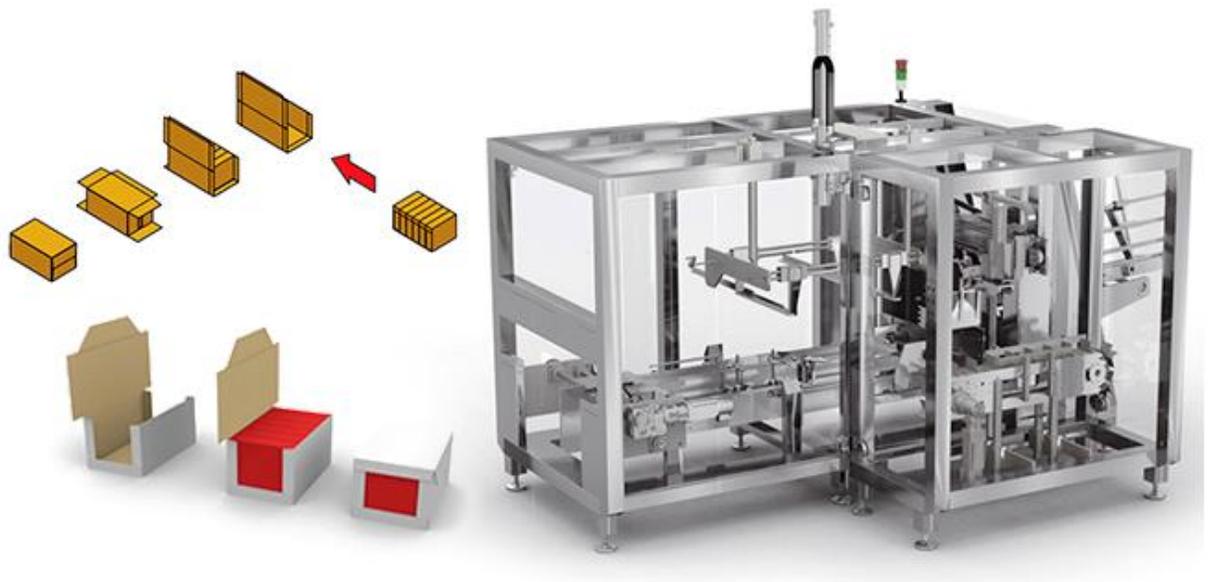


Figura 3. Máquina encajadora ULMA D12H "Wrap around" [2].

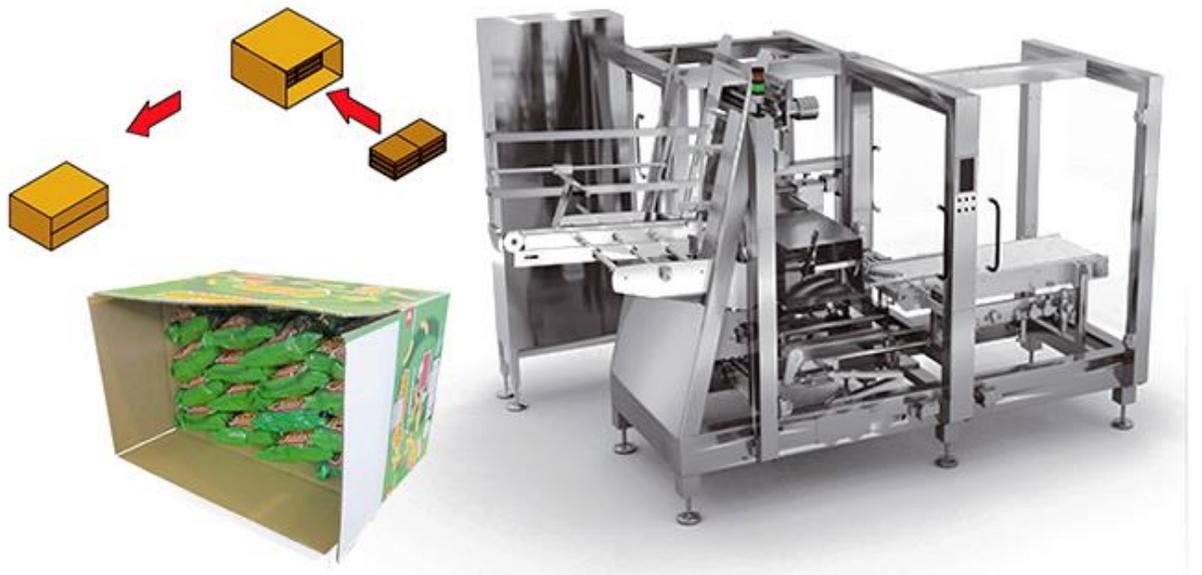


Figura 4. Máquina encajadora ULMA D12H carga lateral [2].

5.3 NET 2 (Máquina de encajado de mallas)

Las mallas de fruta llegan por medio de una cinta transportadora, donde se encuentra un desviador, el cual, es el encargado de separar cada una de las filas de mallas con su respectivo limite. Al obtener las filas de mallas debidamente organizadas, bajan los topes encargados de mantener organizadas cada una de las filas, para posteriormente ser encajado. La máquina cuenta con distintos aparatos que protegen al alimento durante su proceso final de línea de encajado. “Las ventajas que proporciona la máquina son las siguientes: impecable trato de frutas, rápido cambio de formato, elevada producción, dimensiones reducidas, mínimo mantenimiento y fácil manejo” [3].

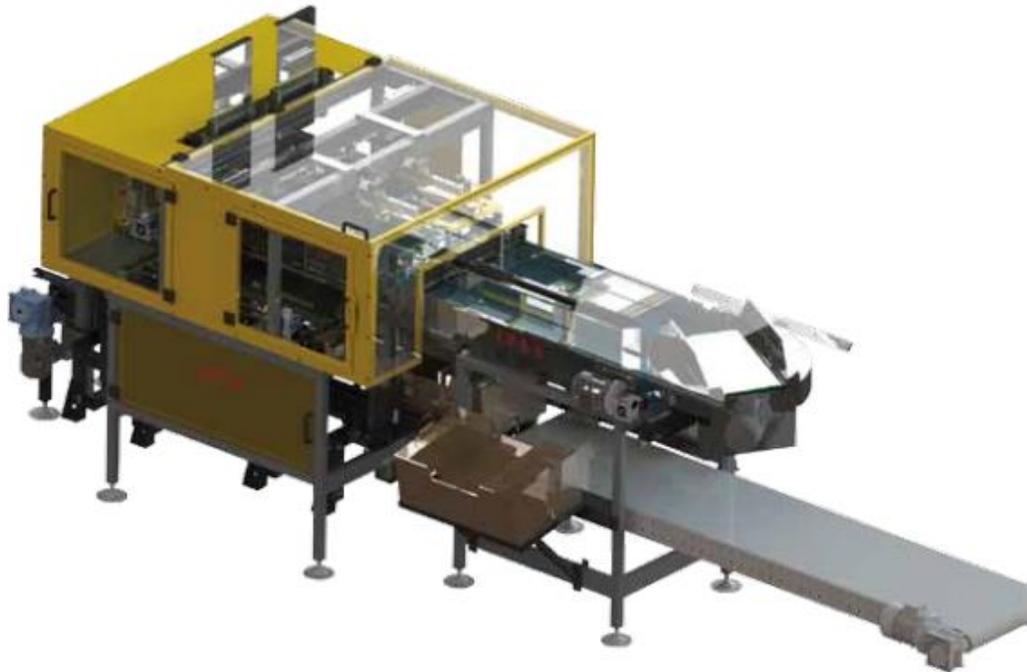


Figura 5. Máquina encajadora NET 2 (Máquina de encajado de mallas) [3].

5.4 DUETII PACKAGING

5.4.1 ENCAJADORA ROBOTIZADA

Las encajadoras robotizadas como su nombre lo indica son máquinas encajadoras con un robot integrado, ya sea, robots deltas o antropomórficos de 4 o 6 grados de libertad, esto con el fin de que el robot realice una simple tarea denominada “Pick and Place” para tomar el producto finalizado de la banda transportadora y dirigirlo a la caja, para posteriormente sellarlo.



Figura 6. Duetii Packaging (Encajadora Robotizada) [4].

5.4.2 ENCAJADORA POR CAÍDA

Este tipo de encajadora está diseñado para productos no frágiles, ya que el proceso consiste en posicionar la caja de cartón bajo el producto y este cae por medio de la gravedad y posteriormente pasa a la etapa de sellado.



Figura 7. Duetii Packaging (Encajadora por caída) [5].

5.5 PROYECTO DE GRADO “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA EL SELLADO DE DOS TIPOS DE CAJA PARA LA INDUSTRIA COSMÉTICA”

El objetivo del proyecto de la universidad de San Buenaventura está orientado en el diseño y simulación de una máquina automatizada de sellado.

Del mismo modo, la empresa cosmética cuenta con un proceso de sellado, pero a la hora de realizar el cambio de producto y por consiguiente el cambio de caja, un operario procede a realizar dicha operación. Este proyecto busca automatizar el proceso mencionado, brindando una mejora de tiempo y producción, como también disminuyendo la mano de obra que se procede a realizar en dicha tarea de la empresa BELCORP S.A.

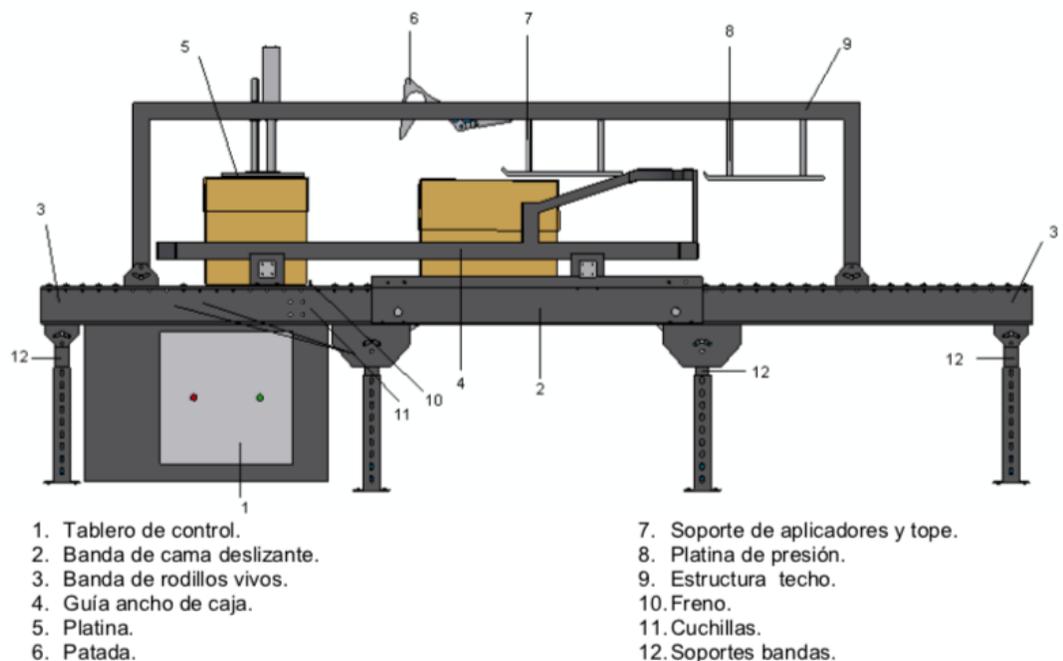


Figura 8. Diseño de la máquina automatizada de dos tipos de caja [6].

6 METODOLOGÍA

La metodología utilizada para el desarrollo del proyecto está basada por el método en V, es un modelo frecuentemente usado en la solución de proyectos mecánicos y está orientado en la representación gráfica del ciclo de vida o desarrollo de un proyecto.

Este tipo de modelo abarca las actividades y los resultados que se deben obtener en el proceso de desarrollo de un proyecto; el lado izquierdo de la V representa las necesidades y especificaciones, y el lado derecho de la V representa la elaboración final del proyecto, ya sea integración de piezas y validación.

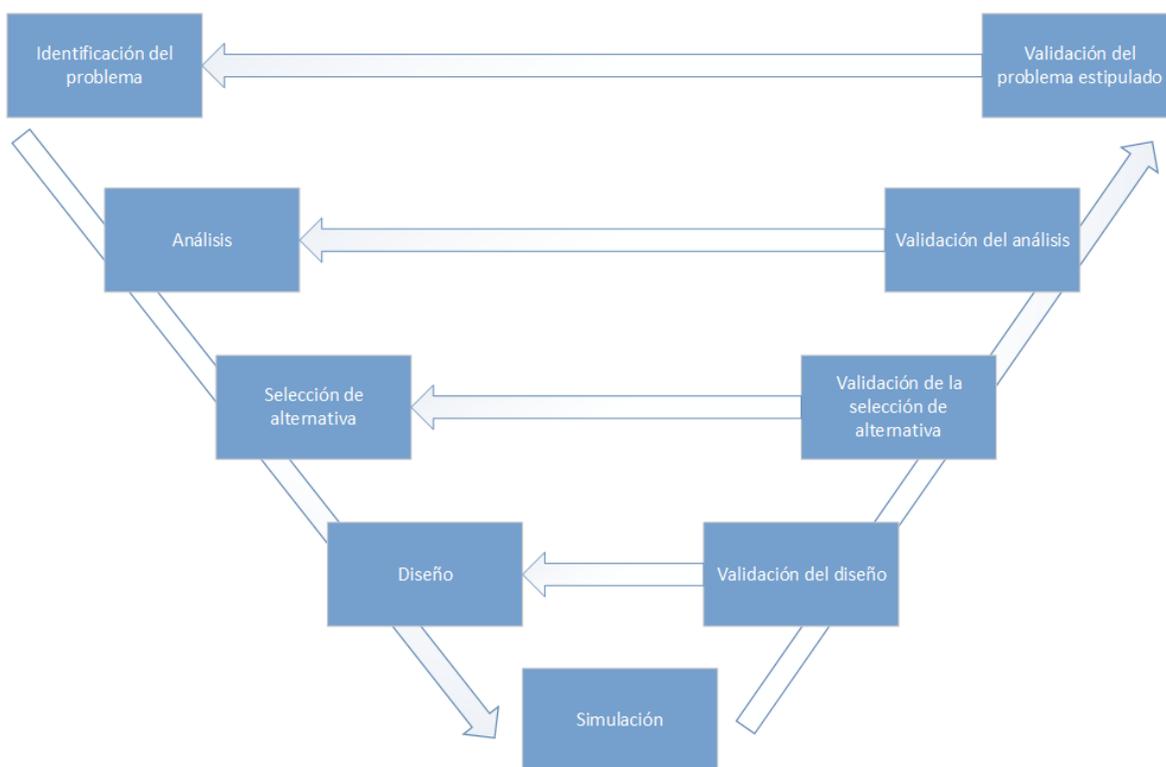


Figura 9. Metodología en V para la solución del proyecto [33].

Identificación del problema:

Esta etapa consiste en recopilar bibliografía fundamental para la elaboración del proyecto, se parte de la necesidad del cliente, investigando sobre los proyectos relacionados, documentos, papers, libros, entre otros. Adquiriendo conocimientos del funcionamiento del sistema.

Análisis:

Esta etapa consiste en analizar la información recopilada y evaluar los diferentes sistemas de la máquina, para proceder a la selección del sistema que mejor se adapta a la elaboración del proyecto.

Selección de alternativa:

Esta etapa consiste en seleccionar la alternativa de solución de las posibles soluciones que se implementaran para el cumplimiento de los objetivos mediante herramientas como el diagrama FAST.

Diseño:

Esta etapa consiste en realizar el diseño conceptual y el diseño final de la máquina de encajado en el software SolidWorks, como también se procede a realizar de acuerdo con los criterios de ingeniería, el diseño mecánico, electrónico, seleccionar instrumentación, seleccionar actuadores y seleccionar sensores. Dentro de esta etapa también consiste en realizar la simulación estructural por elementos finitos en el software ANSYS, elaborar la propuesta de automatización y realizar la simulación de la propuesta de automatización en el software Siemens.

Simulación:

Esta etapa consiste en la simulación del prototipo, se realizan simulaciones por elementos finitos para verificar que el material seleccionado sea el adecuado para la máquina, también, se realizan simulaciones de la propuesta de automatización y análisis de movimiento.

Validación del diseño:

Esta etapa consiste en validar el diseño, se encargada de realizar las pruebas necesarias, interconectando los programas hechos en LabVIEW y TIA Portal con el modelo en SolidWorks, y así comprobar el buen funcionamiento de cada uno de los componentes del sistema.

Validación selección de alternativa:

Esta etapa consiste en validar la selección de alternativa, se encarga de realizar pruebas correspondientes al diseño de la máquina encajadora con cada uno de los subsistemas que la componen, teniendo en cuenta la propuesta de automatización implementada.

Validación del Análisis:

Esta etapa consiste en validar todo el sistema con todos los componentes integrados, es la encargada de verificar si el análisis planteado es el correspondiente al realizado, para el diseño de la máquina encajadora.

Validación Identificación del problema:

Esta etapa consiste en realizar la puesta en marcha de la máquina de encajado, comprobando el buen funcionamiento del sistema planteado, se verifica el cumplimiento de cada uno de los objetivos propuesto en el proyecto.

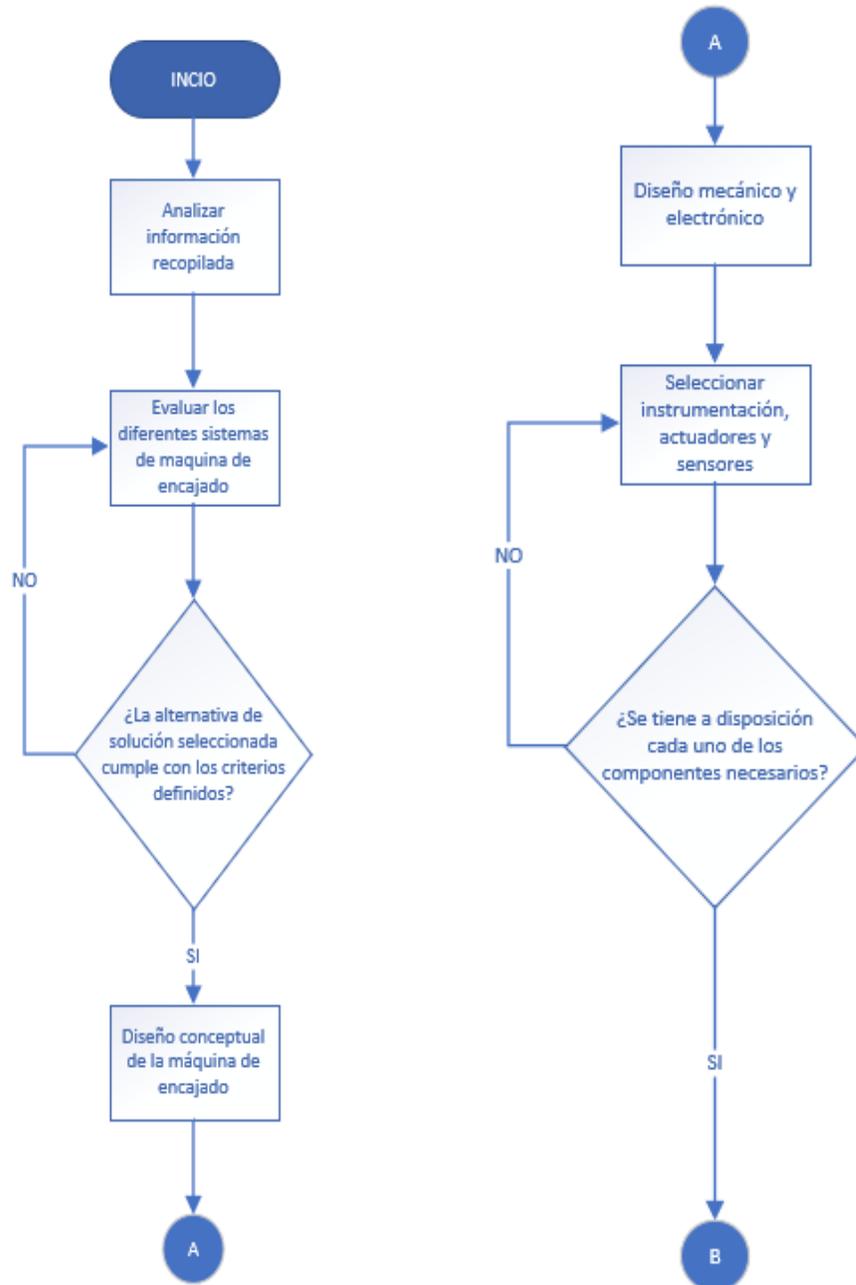


Figura 10. Diagrama de flujo de la metodología planteada parte 1 [33].

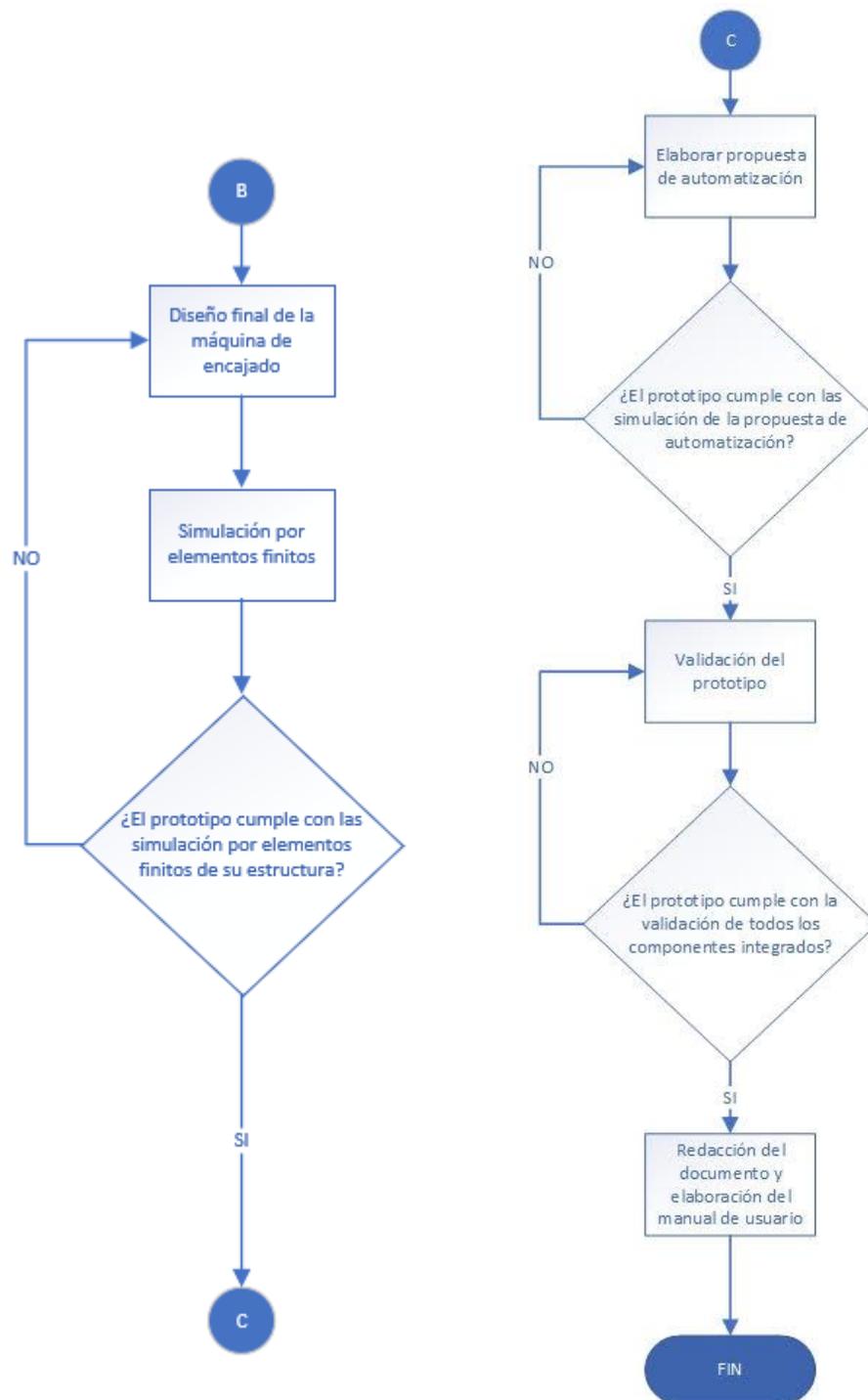


Figura 11. Diagrama de flujo de la metodología planteada parte 2 [33].

6.1 ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN RECOPIADA

Teniendo en cuenta la información adquirida en el estado del arte, se procede a realizar un análisis de la información por medio de la metodología APTE. La metodología APTE es una metodología “universal”, la cual consiste principalmente en la ayuda de creación de servicios y productos de los proyectos. Las etapas a tener en cuenta para la realización de un análisis por medio de la metodología APTE son las siguientes:

- Análisis de la necesidad, consiste en generar el objetivo que soluciona la necesidad.
- Análisis funcional de la necesidad, genera el listado de funciones.
- Análisis funcional técnico, genera el listado de soluciones técnicas.

A continuación, se muestra el diagrama del análisis de la necesidad, el cual hace referencia a las siguientes preguntas:

- ¿A qué se presta el servicio?
- ¿Sobre qué actúa el servicio?
- ¿Qué propósito tiene el servicio?
- ¿Cuál es el servicio?

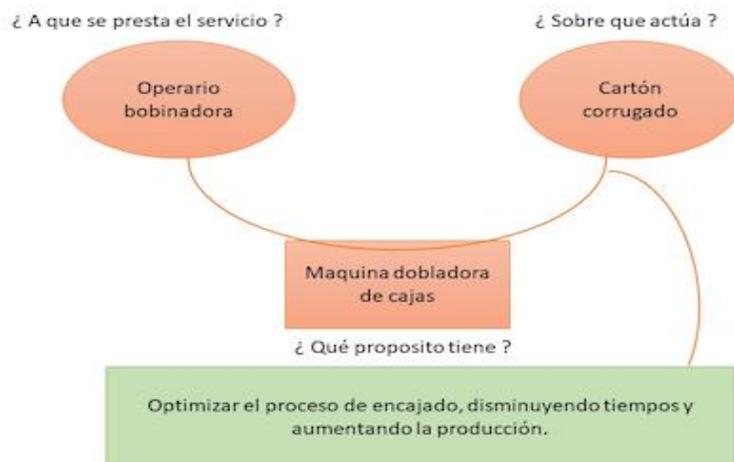


Figura 12. Análisis de la necesidad [33].

6.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA DE SOLUCIÓN

Para la selección adecuada de la alternativa de solución, se debe tener en cuenta los diferentes criterios para obtener las diferentes soluciones.

Para obtener los diferentes criterios de selección se realizó el diagrama del análisis funcional de la necesidad, el cual tiene los siguientes elementos de elaboración:

- Identificar y caracterizar los elementos del medio externo (E.M.E).
- Identificar las funciones de servicio.
- Caracterizar las funciones de servicio.
 - Función principal (FP).
 - Función de restricción (FC).

Teniendo en cuenta lo dicho anteriormente, los elementos del medio externo que se basan en la empresa Nexans y visitas técnicas realizadas a la planta, se elaboró el siguiente diagrama de análisis funcional de la necesidad:

- Operario bobinadora
- Cartón corrugado
- Bobinas de cable
- Tamaño
- Energía eléctrica
- Control de automatización
- Costos
- Normas de seguridad

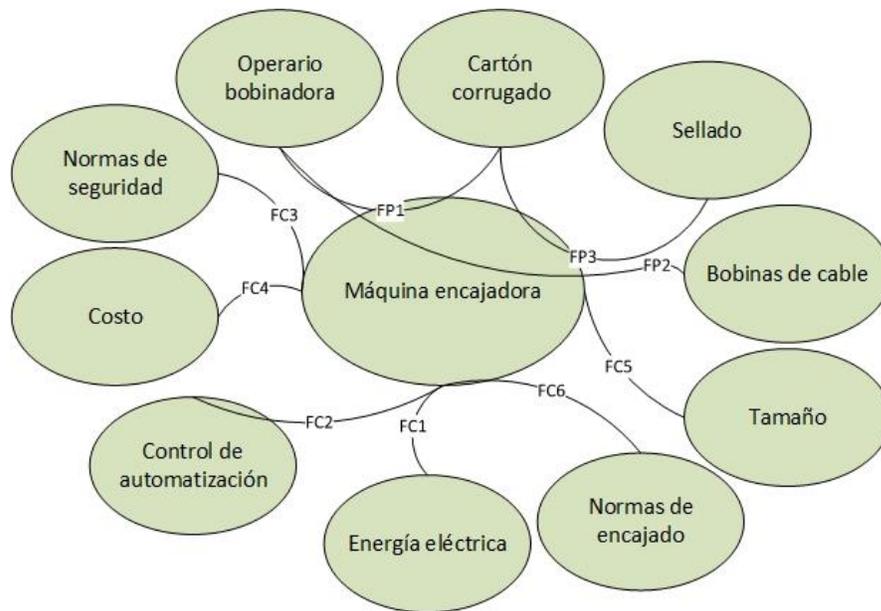


Figura 13. Identificación de los elementos del medio exterior [33].

Funciones principales y restrictivas:

- FP1 = Desdoblar las cajas de cartón y proporcionar el tipo de encajado adecuado de bobinas de cable.
- FP2 = Garantizar si se dispone de elementos para pasar al proceso de encajado.
- FP3 = Proporcionar un óptimo elemento de sellado.
- FC1 = Conectarse a la red eléctrica.
- FC2 = Controlar el proceso mediante un sistema automatizado.
- FC3 = Prevenir daños que afecte tanto la vida humana como la finalidad del producto.
- FC4 = Mantener bajo los costos del prototipo.
- FC5 = Proporcionar un tamaño asequible para la empresa.
- FC6 = Proporcionar un orden apilado de las bobinas de cable para su respectivo encajado.

Para la elaboración del diagrama del análisis funcional técnico (FAST) se tiene en cuenta las funciones principales del análisis funcional de la necesidad, se empieza con una función y se pregunta “como” esa función es realizada para obtener una solución técnica final.

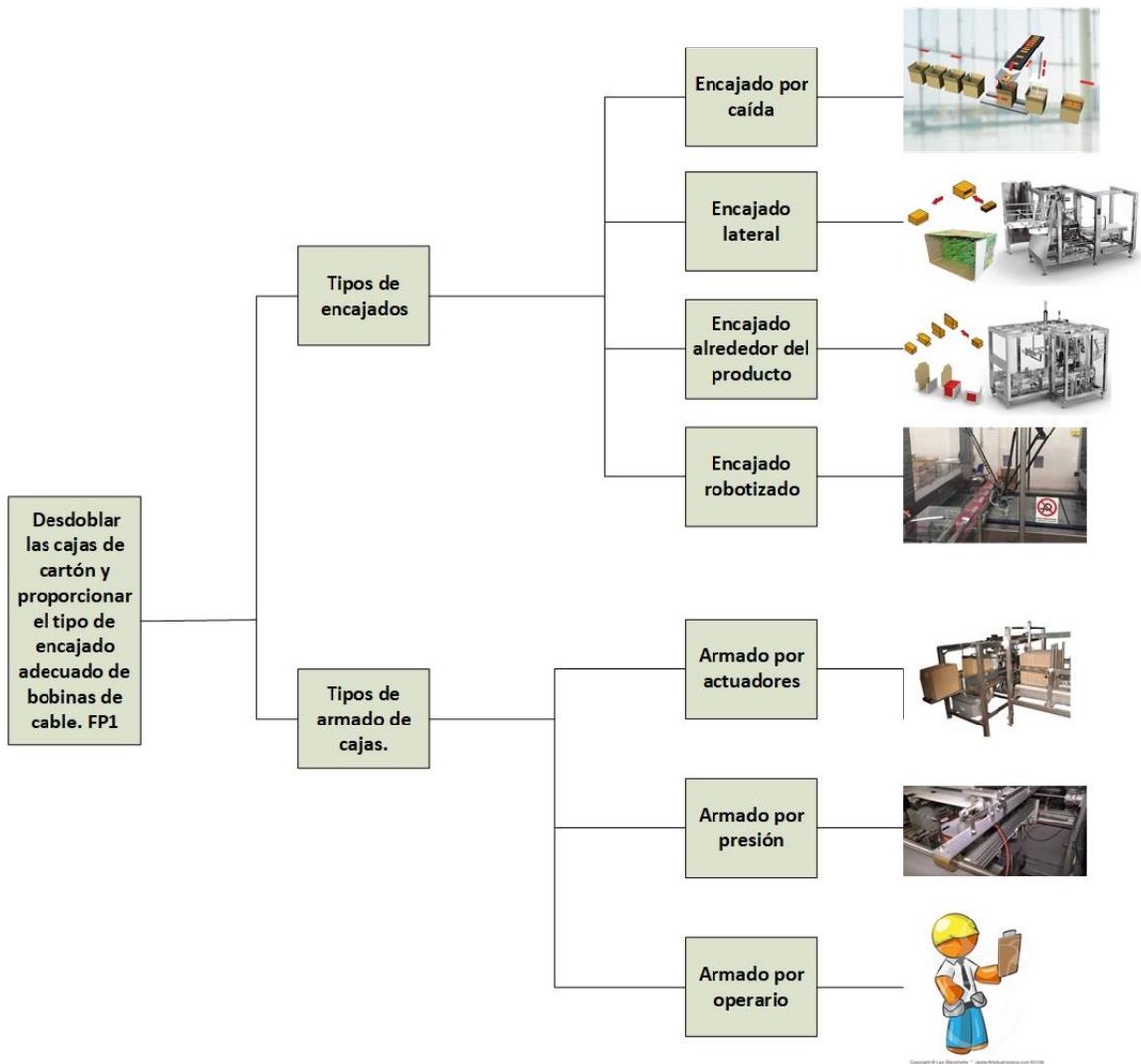


Figura 14. Diagrama FAST función principal 1 [33].

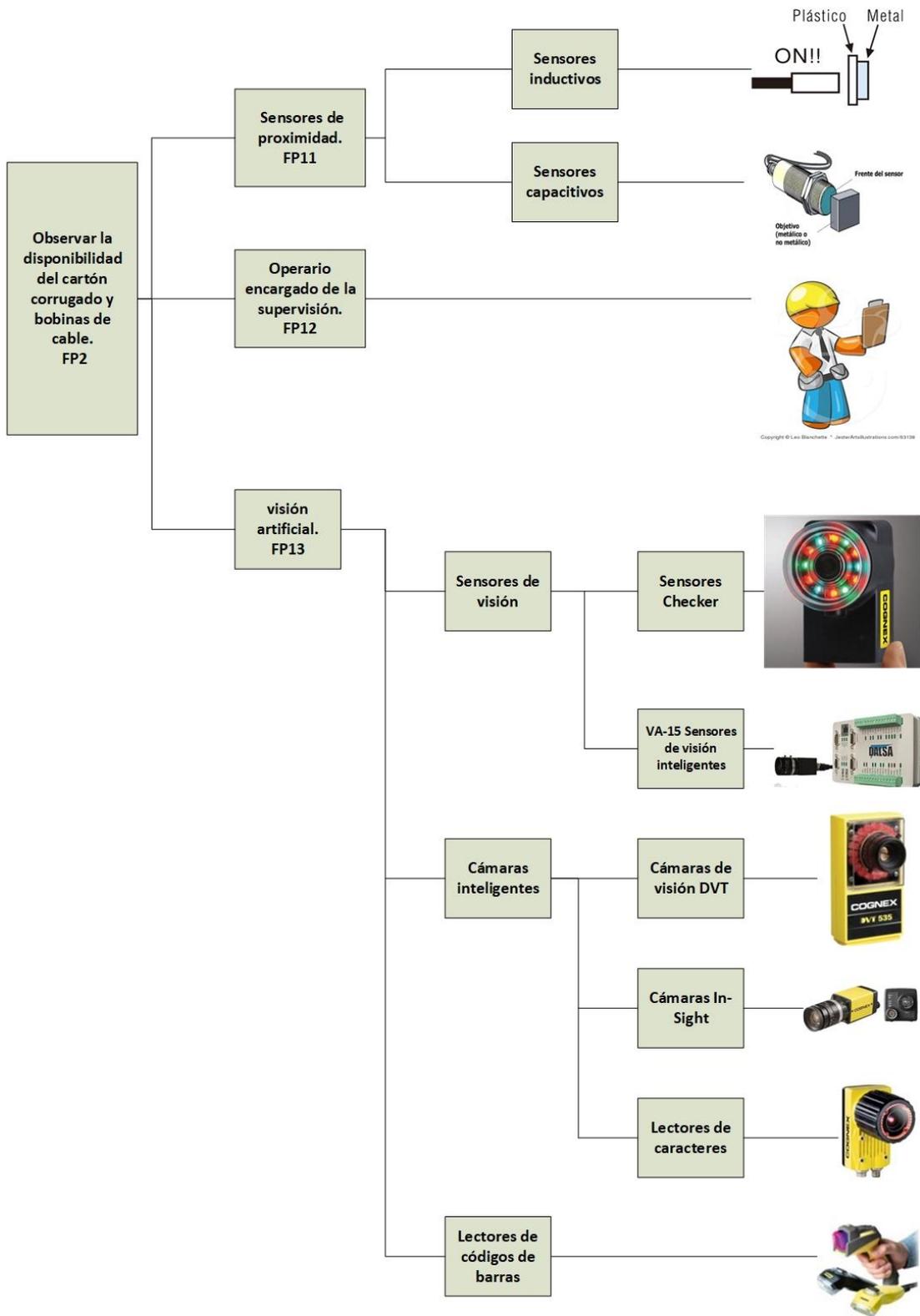


Figura 15. Diagrama FAST función principal 2 [33].

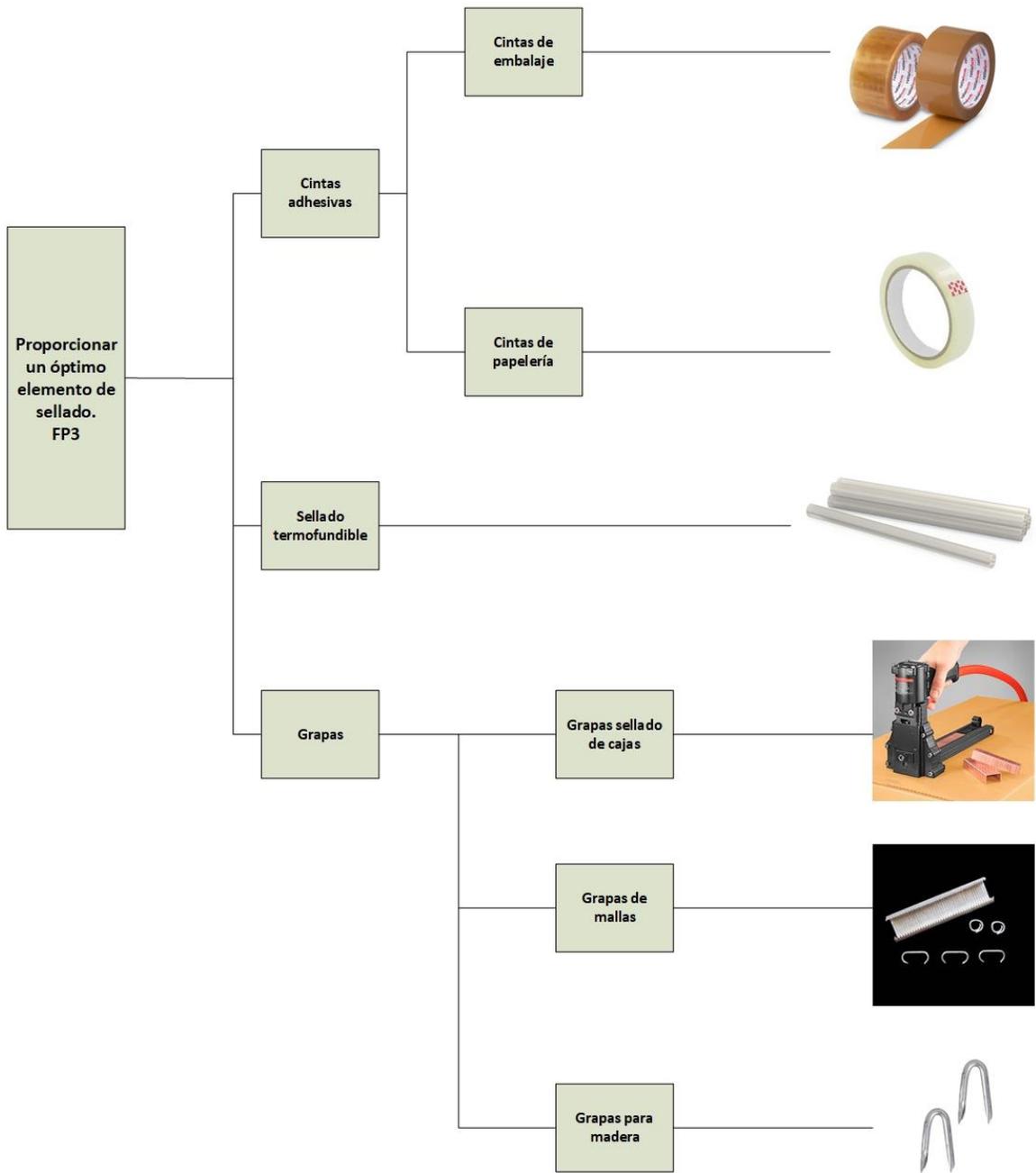


Figura 16. Diagrama FAST función principal 3 [33].

6.3 EVALUACIÓN DE SOLUCIÓN TÉCNICA

Se procede a realizar el diagrama de calidad QFD teniendo en cuenta el análisis funcional técnico (FAST).

6.3.1 METODOLOGÍA DE CALIDAD QFD

Es una metodología de origen japonés utilizada principalmente en la gestión de calidad para seleccionar una alternativa que mejor se adapte en las necesidades o demandas de los clientes, tanto externos como internos. Las etapas a tener en cuenta para la elaboración de la metodología QFD son las siguientes:

- Definición de objetivos: En esta etapa se identifica los objetivos previos que el cliente dispone y también los parámetros de evaluación.
- Qué es: Caracterización del producto.
- Cómo: Identificación de los medios para cumplir con los estándares.

Funciones principales y restrictivas		Peso de la necesidad	TIPOS DE ENCAJADO				TIPOS DE ARMADO DE CAJAS		OPERARIO
			Encajado por caída	Encajado lateral	Encajado alrededor del producto	Encajado robotizado	Armado por actuadores	Armado por presión	Armado por operario
FP1	Desdoblar las cajas de cartón y proporcionar el tipo de encajado adecuado de bobinas de cable.	5	●	●	●	●	●	●	●
FP2	Garantizar si se dispone de elementos para pasar al proceso de encajado.	1							
FP3	Proporcionar un óptimo elemento de sellado	1							
FC1	Conectarse a la red eléctrica	4	●	●	●	●	●	●	
FC2	Controlar el proceso mediante un sistema automatizado	5	●	●	●	●	●	●	
FC3	Prevenir daños que afecte tanto la vida humana como la finalidad del producto.	5	●	●	●	●	●	●	○
FC4	Mantener bajo los costos del prototipo.	4	○	●	○	○	●	○	○
FC5	Proporcionar un tamaño asequible para la empresa.	4	○	●	○	●	●	●	●
FC6	Proporcionar un orden apilado de las bobinas de cable para su respectivo encajado	5	○	●	○	●	●	○	●
TOTAL			210	288	207	264	288	233	153

Tabla 1. Selección de las soluciones técnicas FP1 [33].

Funciones principales y restrictivas		Peso de la necesidad	SENSORES DE PROXIMIDAD		OPERARIO	SENSORES DE VISIÓN		CÁMARAS INTELIGENTES			LECTORES DE CÓDIGOS DE BARRA
			Sensores inductivos	Sensores capacitivos	Operario	Sensores Checker	VA-15 Sensores de visión inteligentes	Cámaras de visión DVT	Cámaras In-Sight	Lectores de caracteres	Lectores de códigos de barras
FP1	Desdoblar las cajas de cartón y proporcionar el tipo de encajado adecuado de bobinas de cable.	1									
FP2	Garantizar si se dispone de elementos para pasar al proceso de encajado.	5	△	●	○	●	●	●	●	△	△
FP3	Proporcionar un óptimo elemento de sellado	1									
FC1	Conectarse a la red eléctrica	4	●	●	△	●	●	●	●	●	●
FC2	Controlar el proceso mediante un sistema automatizado	5	●	●	△	●	●	●	●	●	●
FC3	Prevenir daños que afecte tanto la vida humana como la finalidad del producto.	5	○	○	●	○	○	○	○	△	△
FC4	Mantener bajo los costos del prototipo.	4	●	●	○	△	△	△	△	△	△
FC5	Proporcionar un tamaño asequible para la empresa.	1									
FC6	Proporcionar un orden apilado de las bobinas de cable para su respectivo encajado.	1									
TOTAL			137	177	81	145	145	145	145	95	95

Tabla 2. Selección de las soluciones técnicas FP2 [33].

Funciones principales y restrictivas		Peso de la necesidad	CINTAS ADHESIVAS		SELLADO TERMOFUSIBLE	GRAPAS		
			Cintas de embalaje	Cintas de papelería	Termofusible	Grapas sellado de cajas	Grapas de mallas	Grapas para madera
FP1	Desdoblar las cajas de cartón y proporcionar el tipo de encajado adecuado de bobinas de cable.	1						
FP2	Garantizar si se dispone de elementos para pasar al proceso de encajado.	1						
FP3	Proporcionar un óptimo elemento de sellado	5	●	△	●	●	△	△
FC1	Conectarse a la red eléctrica	1						
FC2	Controlar el proceso mediante un sistema automatizado	5	●	●	●	△	△	△
FC3	Prevenir daños que afecte tanto la vida humana como la finalidad del producto.	5	●	●	●	●	●	●
FC4	Mantener bajo los costos del prototipo.	4	●	○	○	○	○	○
FC5	Proporcionar un tamaño asequible para la empresa.	1						
FC6	Proporcionar un orden apilado de las bobinas de cable para su respectivo encajado.	1						
TOTAL			171	107	147	107	67	67

Tabla 3. Selección de las soluciones técnicas FP3 [33].

7 MARCO TEÓRICO

7.1 AUTOMATIZACIÓN

Los sistemas autómatas como su nombre lo indica son sistemas capaces de realizar tareas desarrolladas normalmente por operarios por medio de una máquina que es capaz de realizar dichas tareas de forma autónoma, de esta manera se reduce la mano de obra y aceleran los tiempos de ejecución.

Los sistemas autómatas están formados por tres principales características que se deben tener en cuenta [7]:

- La parte operativa o proceso que se desea controlar.
- La parte de control o controlador utilizado para desarrollar la parte operativa de la mejor manera.
- La parte de supervisión y explotación del sistema que servirá de interfaz entre el operador y el sistema automatizado.

La automatización hoy en día se aplica en cualquier tipo de industria, entre ellas se mencionan las más relevantes [8]:

- Industria textil.
- Industria electrónica.
- Industria alimentaria.
- Industria automotriz.
- Industria agrícola.

Así mismo se debe tener en cuenta que cuando una industria opta por adquirir los sistemas automatizados, obtiene ventajas y beneficios, ya que se estaría

incorporando en un mercado altamente competitivo; a nivel económico y tecnológico.

7.1.1 APLICACIONES DE LA AUTOMATIZACIÓN

7.1.1.1 Automatización en invernaderos

Los sistemas de automatización y control en invernaderos permiten suministrar en tiempo real los datos necesarios para tomar las decisiones de riego con precisión. Teniendo en cuenta la avanzada tecnología de estos sistemas ha sido diseñada especialmente para recolectar, consolidar y transmitir en tiempo real la información suministrada por los sensores de humedad del suelo, tensiómetros y estaciones meteorológicas [9].



Figura 17. Automatización en invernadero [9].

7.1.1.2 Automatización en la industria química

La industria química por sus características y requerimientos específicos demanda equipos para el control de procesos, equipos de medición de parámetros

fisicoquímicos, seguridad de los diferentes procesos, regulaciones medioambientales, seguridad de plantas y sistemas de automatización con rapidez [9].



Figura 18. Automatización en la industria química, máquina de limpieza de agua [9].

7.1.1.3 Automatización en la industria automotriz

La industria automotriz experimenta una gran presión para reducir costos. Aumentan constantemente la automatización en un esfuerzo para mejorar la calidad del producto, garantizar la sustentabilidad de sus productos mediante la adecuación de sus procesos de ensamblaje y manufactura [9].



Figura 19. Automatización en la industria automotriz [9].

7.2 BANDAS TRANSPORTADORAS

En toda industria los aparatos más usados para el transporte continuo de productos de un punto a otro a gran velocidad son las bandas transportadoras. Una banda transportadora es una estructura de goma o tejido en forma de correa cerrada en anillo, con una unión vulcanizada o con empalme, utilizada para el transporte de materiales [10].

Teniendo en cuenta la función que se necesita para la banda transportadora, se describen tres tipos:

- Bandas transportadoras de acumulación
- Bandas transportadoras de transporte horizontal.
- Bandas transportadoras de transporte con pendiente.

7.2.1 CÁLCULOS PARA UNA BANDA TRANSPORTADORA

Teniendo en cuenta el manual de las directrices técnicas de Habasit para el cálculo de bandas transportadora modulares, se debe determinar con las siguientes ecuaciones:

Cálculo de la fuerza de tracción efectiva F'_E [N]:

La fuerza de tracción efectiva se ubica cerca del piñón del motor y es generada durante el proceso de transporte, para el cálculo se tiene en cuenta datos principales como el peso del producto, el peso de la banda, los coeficientes de fricción entre el producto-banda y banda-pasador, la altura de inclinación y la acumulación del producto [11].

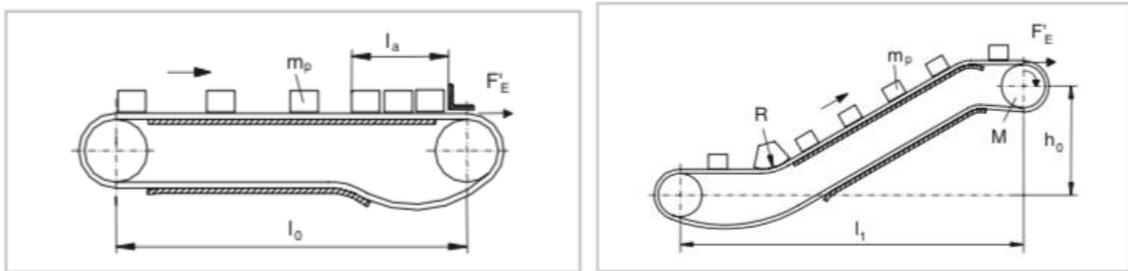


Figura 20. Banda transportadora horizontal y banda transportadora inclinada [11].

- **Banda recta horizontal sin acumulación:**

$$F'_E = (2 * m_B + m_p) * L_0 * \mu_G * g \left[\frac{N}{m} \right] \quad (7.2.1.1)$$

- **Banda recta horizontal con acumulación, simplificada:**

$$F'_E = [(2 * m_B + m_p) * L_0 * \mu_G + m_p * \mu_P * L_a] * g \left[\frac{N}{m} \right] \quad (7.2.1.2)$$

- **Transporte inclinado sin acumulación:**

$$F'_E = [(2 * m_B + m_p) * L_1 * \mu_G + m_p * h_0] * g \left[\frac{N}{m} \right] \quad (7.2.1.3)$$

- **Transporte inclinado con acumulación:**

$$F'_E = [(2 * m_B + m_p) * L_1 * \mu_G + m_p * \mu_P * L_a + m_p * h_0] * g \left[\frac{N}{m} \right] \quad (7.2.1.4)$$

Dónde:

$$F'_E = \text{Fuerza de tracción efectiva} \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$m_B, m_p = \text{Peso de la banda, producto transportado} \left[\frac{kg}{m^2} \right]$$

μ_G = Coeficiente de fricción entre la banda y el apoyo deslizador

μ_P = Coeficiente de fricción banda-producto

L_0 = Longitud de transporte [m]

L_a = Longitud de acumulación [m]

h_0 = Altura de elevación [m]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \right)$

Las bandas curvas presentan mayores pérdidas, esto es debido a que las fuerzas radiales se dirigen hacia el interior de la curva. Para el cálculo de la fuerza de tracción, se debe tener en cuenta que se concentra en los bordes extremos de la banda, el resultado se obtiene con la siguiente ecuación [11]:

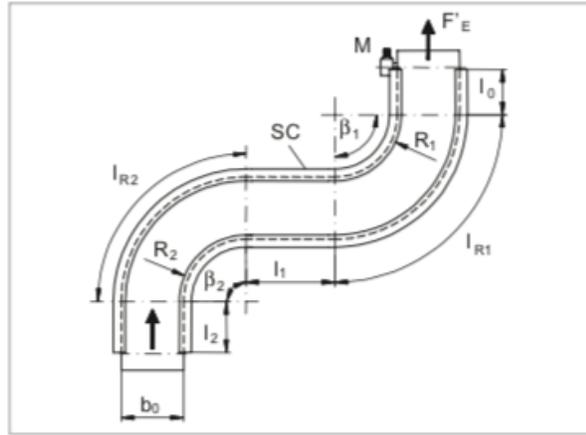


Figura 21. Banda transportadora con 2 curvas [11].

- **Cálculo de 2 curvas idénticas con la misma fricción:**

$$F'_E = \{(m_B + m_P) * (L_0 + L_{R1}) + C_R * (m_B + m_P) * (L_1 + L_{R2}) + C_R^2 * [(m_B + m_P) * L_2 + m_B * (L_2 + L_{R2})] + C_R^3 * m_B * (L_1 + L_{R1}) + C_R^4 * m_B * L_0\} * \mu_G * g \left[\frac{N}{m} \right] \quad (7.2.1.5)$$

- **Cálculo para una sola curva:**

$$F'_E = \{(m_B + m_P) * (L_0 + L_{R1}) + C_R * [(m_B + m_P) * L_1 + m_B * (L_1 + L_{R1})] + C_R^2 * m_B * L_0\} * \mu_G * g \left[\frac{N}{m} \right] \quad (7.2.1.6)$$

Dónde:

$$F'_E = \text{Fuerza de tracción efectiva} \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$m_B, m_P = \text{Peso de la banda, producto transportado} \left[\frac{kg}{m^2} \right]$$

$$g = \text{Aceleración de la gravedad} \left(9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \right)$$

$L_x =$ Longitud [m]

$C_R = e^{\mu R \beta}$ (Para 90°: valor medio $C_R = 1.55$)

$\mu R =$ Coeficiente de fricción banda/guía de banda en la curva (Valor medio utilizado = 0.28)

$\beta =$ Angulo de curva (Para 90°: $\beta = \frac{\pi}{2}$)

$\mu_G =$ Coeficiente de fricción entre la banda y el apoyo deslizador

Fuerza de tracción ajustada F'_s [N]:

Para calcular la fuerza de tracción ajustada se debe tener en cuenta el factor de servicio correspondiente, dependiendo de la cantidad de arranques/paradas que se desea generar para la banda transportadora según su aplicación, a continuación, se observa la tabla con diferentes condiciones de funcionamiento [11]:

Condiciones de funcionamiento	Factor de servicio c_s						
	Bandas rectas estándar y de inclinación recta sin retroflexión			Paso "mínimo" con barra frontal		Banda curva curvas con 90° (*)	
Nota: Se recomienda un motor con arranque suave y es condición imprescindible para los arranques/paradas frecuentes y los arranques a plena carga.	Motor estándar motor en cabeza (mecanismo de tracción)	Motor empujador (uni y bidireccional)	Motor central (uni y bidireccional)	cabeza lateral	ambos extremos	Motor estándar motor en cabeza (mecanismo de tracción)	Motor central
Arranque anterior a la carga	1	1,4	1,2	1,6	2	1,6 (*)	1,8
Arranques/paradas frecuentes durante el proceso (más de una vez por hora)	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2
Elevadores con retroflexión/ flexión descendente (transportadores en 'Z')	añadir 0,6	añadir 0,6	añadir 0,6	no aplicable	no aplicable	añadir 0,6	añadir 0,6
Velocidades superiores a 30 m/min	-	-	-	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2	añadir 0,2

Tabla 4. Factor de servicio C_s [11].

- **Cálculo fuerza de tracción ajustada:**

$$F'_s = F'_E * C_s \left[\frac{N}{m} \right] \quad (7.2.1.7)$$

Dónde:

$$F'_s = \text{Fuerza de tracción ajustada} \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$F'_E = \text{Fuerza de tracción efectiva} \left[\frac{N}{m} \right]$$

c_s = Factor de servicio

Una vez calculada la fuerza de tracción ajustada se debe verificar la resistencia de la banda transportadora, realizando una comparación entre la fuerza de tracción ajustada F'_s y la fuerza de tracción admisible F'_{adm} [11].

Asimismo, la fuerza de tracción admisible depende de la velocidad y la temperatura, estos factores reducen la fuerza admisible máxima F'_{adm} por debajo de la resistencia nominal de tracción F'_N , teniendo en cuenta la siguiente ecuación [11]:

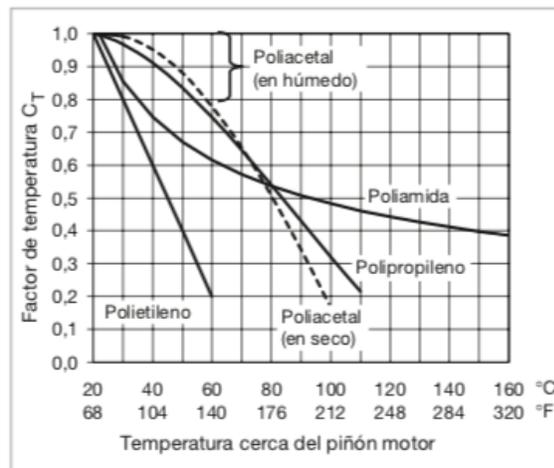


Figura 22. Factor de temperatura materiales estándar [11].

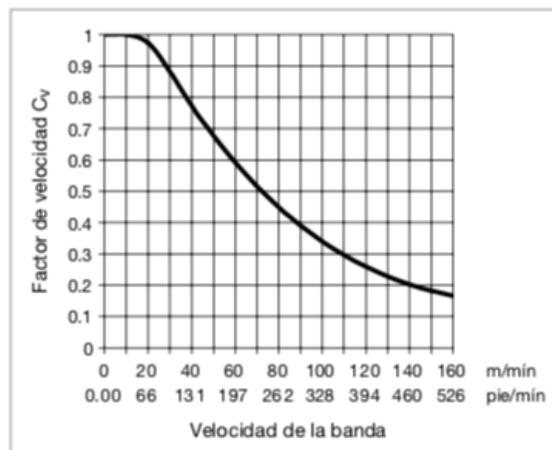


Figura 23. Factor de velocidad [11].

- **Cálculo fuerza de tracción admisible:**

$$F'_{adm} = F'_N * c_T * c_V \left[\frac{N}{m} \right] \quad (7.2.1.8)$$

Dónde:

$$F'_{adm} = \text{Fuerza de tracción admisible} \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$F'_N = \text{Resistencia nominal a la tracción} \left[\frac{N}{m} \right]$$

c_T = Factor de temperatura

c_V = Factor de velocidad

La comprobación de la resistencia de la banda se realiza con las siguientes relaciones:

- **Bandas rectas**

$$F'_S \leq F'_{adm (recto)} \left[\frac{N}{m} \right] \quad (7.2.1.9)$$

- **Bandas curvas**

$$F_{SR} = F'_E * b_0 * c_s \leq F'_{adm (curvo)} [N] \quad (7.2.1.10)$$

Dónde:

$$F'_{adm} = \text{Fuerza de tracción admisible} \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$F'_S = \text{Fuerza de tracción ajustada} \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$F_{SR} = \text{Fuerza de tracción absoluta} [N]$$

$$F'_E = \text{Fuerza de tracción efectiva} \left[\frac{N}{m} \right]$$

b_0 = Ancho de banda [m]

c_s = Factor de servicio

Dimensiones de los ejes:

Para la selección de los ejes se debe tener en cuenta el tipo, material y tamaño del eje, se debe seguir las siguientes condiciones de diseño [11]:

- Deflexión máxima del eje bajo carga total (F_W): $f_{max} = 2.5 [mm]$ (0.1"). Si la deflexión calculada del eje excede el valor máximo de bajo carga total, se debe seleccionar un tamaño del eje superior o instalar un cojinete o un casquillo intermedio en el mismo [11].
- El par motor con carga máxima F'_S debe ser inferior al valor crítico [11].

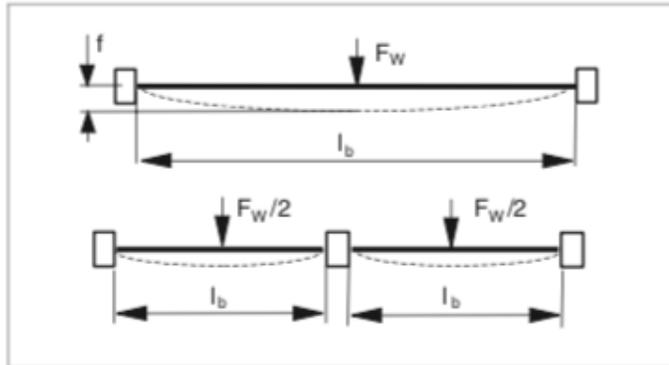


Figura 24. Deflexión del eje para rodamientos [11].

- **Cálculo deflexión del eje utilizando 2 chumaceras:**

$$f = \frac{5}{384} * F_W * \frac{L_b^3}{(E*I)} [mm] \quad (7.2.1.11)$$

- **Cálculo deflexión del eje utilizando 3 chumaceras:**

$$f = \frac{1}{2960} * F_W * \frac{L_b^3}{(E*I)} [mm] \quad (7.2.1.12)$$

Nota: Se debe tener en cuenta las siguientes ecuaciones según el motor seleccionado [11]:

- **Para motores unidireccionales en cabeza:**

$$F_W = F'_S * b_0 [N] \quad (7.2.1.13)$$

- **Para motores bidireccionales centrales:**

$$F_W = 2 * F'_S * b_0 [N] \quad (7.2.1.14)$$

- **Para motores bidireccionales en cabeza:**

$$F_W = 2.2 * F'_S * b_0 [N] \quad (7.2.1.15)$$

Dónde:

F_W = Para motores unidireccionales en cabeza: $F'_S * b_0$

b_0 = Ancho de la banda [m]

L_b = Distancia entre cojinetes [mm]

E = Modulo de elasticidad $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$

I = Inercia [mm⁴]

El par en el diámetro de mangueta (extremo del eje en el lado del motor) se calcula con el objetivo de evaluar la óptima mangueta necesaria para la transmisión, se calcula teniendo en cuenta la siguiente ecuación [11]:

- **Par motor efectivo:**

$$T_M = F'_S * b_0 * \frac{d_p}{2} * 10^3 [Nm] \quad (7.2.1.16)$$

- **Par motor admisible:**

$$T_{adm} = \tau_{adm} * p * \frac{d_w^3}{16} * 10^3 [Nm] \quad (7.2.1.17)$$

- **Simplificado:**

$$T_{adm} = \tau_{adm} * \frac{d_w^3}{5000} [Nm] \quad (7.2.1.18)$$

Dónde:

b_0 = Ancho de la banda [m]

d_p = Diámetro de paso del piñón [mm]

τ_{adm} = Resistencia a la fractura máxima admisible $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$

d_w = Diámetro del eje [mm]

Cálculo de la curva catenaria

Por condiciones de diseño óptimo, seguridad y vida útil, se procede a realizar el cálculo de la curva catenaria, el cual, es un tramo de banda que cuelga a fin de absorber las contracciones, expansiones térmicas y cambios de cargas, cabe recalcar que dicha curva catenaria también ejerce la tensión necesaria para que los piñones permanezcan firmemente en su posición deseada, se calcula teniendo en cuenta la siguiente ecuación [11]:

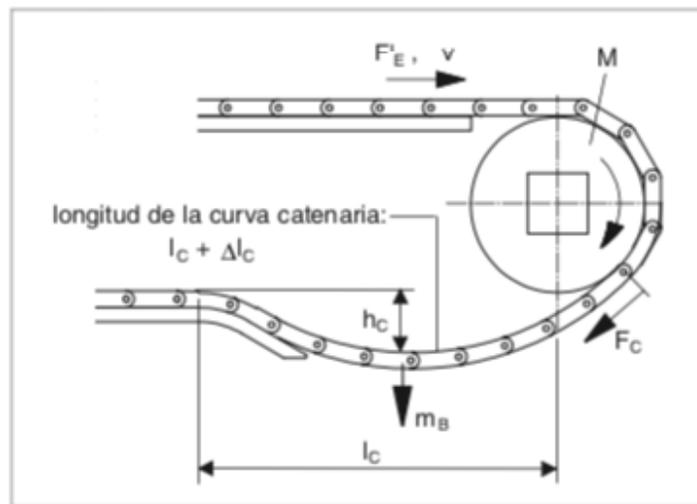


Figura 25. Curva catenaria [11]

La tensión F'_c de la banda de la curva catenaria se obtiene por la siguiente ecuación [11]:

$$F'_c = \frac{L_c^2 * m_B * g}{8 * h_c} \left[\frac{N}{m} \right] \quad (7.2.1.19)$$

Dónde:

F'_c = Tensión de banda de la curva catenaria $\left[\frac{N}{m} \right]$

L_c = Longitud de la curva $[m]$

h_c = Altura de la curva $[m]$

$m_B = \text{Peso de la banda} \left[\frac{kg}{m^2} \right]$

$g = \text{Aceleración de la gravedad} \left(9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \right)$

Longitud y ancho efectivos de la banda:

Para calcular la longitud de total de la banda se deberá primero determinar el exceso de longitud de la banda ΔL_C requerido por la curva catenaria, se calcula teniendo en cuenta las siguientes ecuaciones [11]:

- **Cálculo del exceso de la longitud de la banda:**

$$\Delta L_C = 2.66 * \frac{\left(\frac{h_C}{1000} \right)^2}{L_C} [m] \quad (7.2.1.20)$$

- **Cálculo de la longitud total de la banda transportadora:**

$$L_g = 2 * L_0 + \frac{d_p}{1000} * \pi + \Delta L_C + 2 * L_1 + 2 * L_{R1} [m] \quad (7.2.1.21)$$

Dónde:

$L_x = \text{Longitud} [m]$

$d_p = \text{Diámetro de paso del piñón} [mm]$

$h_C = \text{Altura de la curva catenaria} [mm]$

Potencia motriz:

La potencia motriz necesaria para desplazar la banda transportadora se debe obtener con los cálculos establecido, se calcula teniendo en cuenta la siguiente ecuación [11]:

- **Cálculo potencia motriz:**

$$P_M = T_{adm} * w [W] \quad (7.2.1.22)$$

Dónde:

T_{adm} = Par motor admisible $\left[\frac{N}{m}\right]$

P_M = Potencia de salida del motor [W]

w = Velocidad angular $\left[\frac{rad}{s}\right]$

Nota: Se debe tener en cuenta que, una vez realizado el cálculo de la potencia mecánica del motor, se seleccionara el motor estándar inmediatamente mayor.

7.3 CORREAS DENTADAS

Las correas dentadas es uno de los métodos de transmisión más comunes utilizados en la mayoría de las empresas para procesos automatizados, ya que brindan un posicionamiento preciso de transporte y los movimientos lineales impidiendo su deslizamiento mutuo, teniendo en cuenta la composición de los dientes y el cuerpo de la correa, posee una eficiencia optima entre la polea y la correa, garantizando poco ruido y reduciendo vibraciones [12].

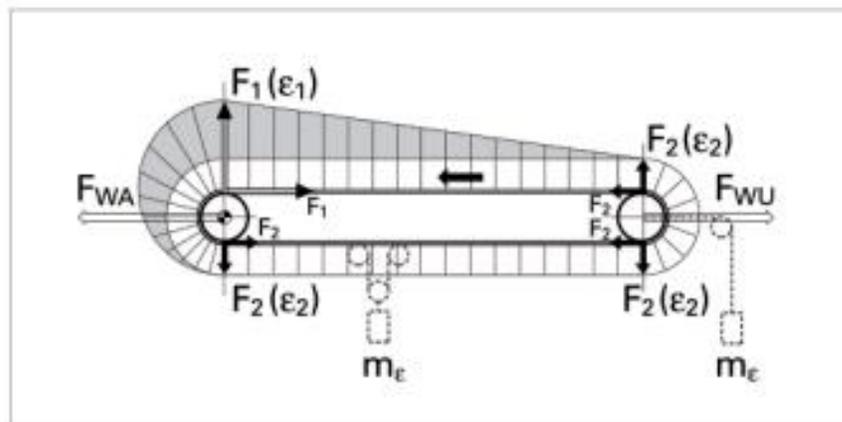


Figura 26. Diagrama de cuerpo libre, unidad en cabeza [12].

7.3.1 CÁLCULOS PARA UNA CORREA DENTADA

Teniendo en cuenta el manual de la guía de ingeniería de Habasit para el cálculo de correas dentadas, se debe determinar con las siguientes ecuaciones:

Fuerza de fricción F_{US} [N] :

Para el cálculo se tiene en cuenta datos principales como el peso del producto, el coeficiente de fricción entre la correa y la cama deslizante, se calcula teniendo en cuenta la siguiente ecuación [12]:

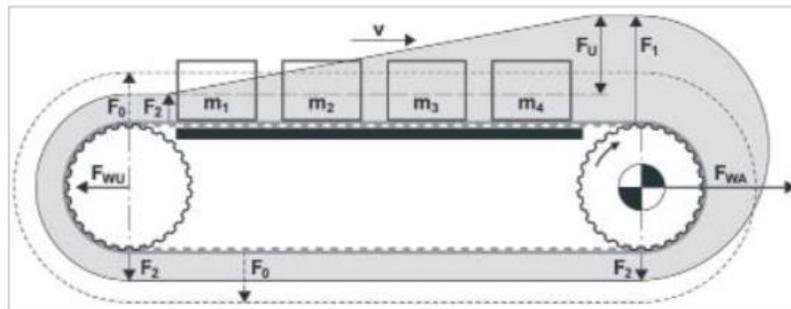


Figura 27. Diagrama de cuerpo libre sistema correa dentada horizontal [12].

- **Cálculo fuerza de fricción:**

$$F_{US} = g * m * \mu_G \text{ [N]}$$

(7.3.1.1)

Dónde:

F_{US} = Fuerza de fricción [N]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

m = Masa total de transporte sobre la cama deslizante [kg]

μ_G = Coeficiente de fricción entre la correa y la cama deslizante

Fuerza de elevación F_{Ui} [N]:

La fuerza de elevación es la fuerza necesaria para cuando se diseñan correas dentadas con el fin de elevar objetos de un punto a otro, se calcula teniendo en cuenta la siguiente ecuación [12]:

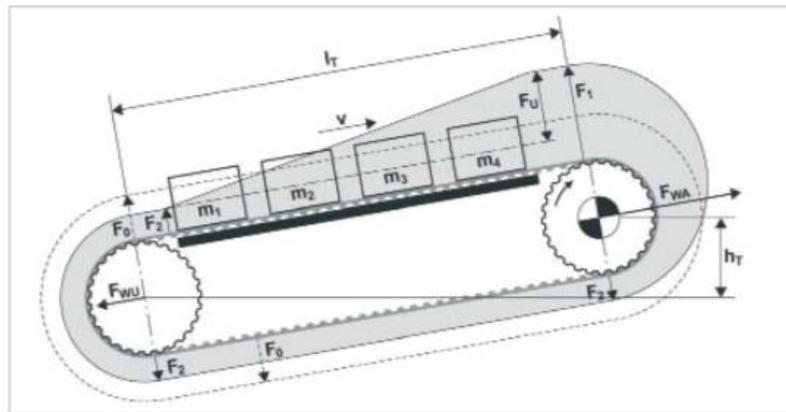


Figura 28. Diagrama de cuerpo libre sistema correa dentada elevación [12].

- **Cálculo de la fuerza de elevación:**

$$F_{Ui} = g * m * \frac{h_T}{L_T} \quad [N] \quad (7.3.1.2)$$

Dónde:

F_{Ui} = Fuerza de elevación [N]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

m = Masa total de transporte sobre la cama deslizante [kg]

h_T = Altura de elevación [mm]

L_T = Longitud de transporte [mm]

Fuerza periférica

La fuerza periférica es la suma de la fuerza de fricción horizontal y la fuerza de elevación ejercida en la polea motriz, se calcula teniendo en cuenta la siguiente ecuación [12]:

- **Cálculo de la fuerza de elevación:**

$$F_U = F_{US} + F_{Ui} \quad [N] \quad (7.3.1.3)$$

Dónde:

F_U = Fuerza periférica [N]

F_{US} = Fuerza de fricción [N]

F_{Ui} = Fuerza de elevación [N]

Definición número de dientes de la polea:

Para el cálculo de los dientes requeridos para la polea, se debe tener en cuenta el diámetro de la polea a utilizar por criterios de diseño, y el paso de la banda seleccionada, se calcula teniendo en cuenta la siguiente ecuación [12]:

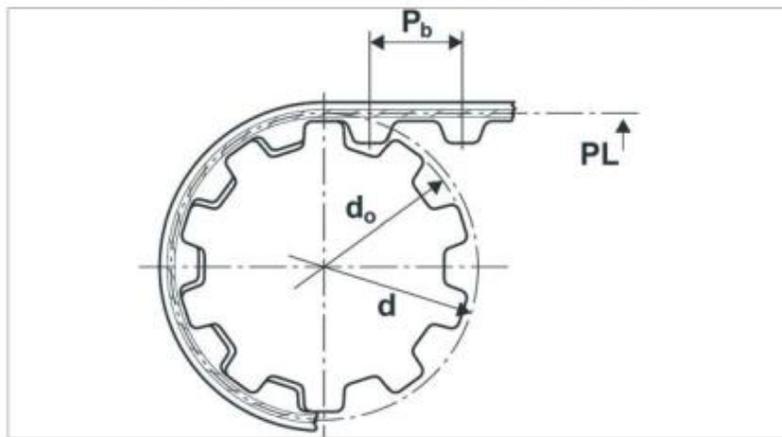


Figura 29. Evaluación de diente y paso [12].

• **Cálculo número de dientes de la polea:**

$$Z_P = \frac{d \cdot \pi}{P_b} \tag{7.3.1.4}$$

Dónde:

d = Diámetro efectivo de la polea [mm]

P_b = Paso del cinturón [mm]

Frecuencia de rotación f_R $\left[\frac{1}{s}\right]$:

Se debe tener en cuenta realizar el cálculo de la frecuencia de rotación, esto debido a que si no se calcula debidamente puede provocar en el sistema una alta tensión en los dientes de la correa por la acumulación de calor en la polea de transmisión, se calcula teniendo en cuenta la siguiente ecuación [12]:

- **Cálculo frecuencia de rotación:**

$$f_R = \frac{v * 1000}{L_0} \left[\frac{1}{s}\right] \quad (7.3.1.5)$$

Dónde:

v = Velocidad de la correa $\left[\frac{m}{s}\right]$

L_0 = longitud de la correa $[mm]$

Fuerza de tracción mínima en el cordón de la correa floja F_2 $[N]$:

La fuerza de tracción mínima en el lado flojo de la correa F_{Ui} evita que salte de los dientes de la polea durante la respectiva operación, se calcula teniendo en cuentas la siguiente ecuación [12]:

- **Cálculo fuerza de tracción mínima en el cordón de la correa floja:**

$$F_2 = 0.2 * F_U \quad [N] \quad (7.3.1.6)$$

Dónde:

F_2 = Fuerza de tracción mínima en la correa $[N]$

F_U = Fuerza periférica $[N]$

Se tiene en cuenta calcular la elongación del cinturón generado por la fuerza periférica.

- **Cálculo elongación del cinturón generado por la fuerza periférica:**

$$\varepsilon_U = \frac{F_U}{k_{1\%}} [\%] \quad (7.3.1.7)$$

Dónde:

ε_U = elongación del cinturón [%]

F_U = Fuerza periférica [N]

$k_{1\%}$ = fuerza de tracción para 1% de elongación

- **Cálculo de la mínima elongación del cinturón generado:**

$$\varepsilon_2 = 0.2 * \varepsilon_U [\%] \quad (7.3.1.8)$$

Dónde:

ε_2 = mínima elongación del cinturón [%]

ε_U = elongación del cinturón [%]

Fuerza de presión de un rodillo tensor F_{WT} [N]:

Se debe tener en cuenta que la fuerza de tracción mínima en el lado de la holgura debe ser aproximadamente 0.2 veces la fuerza periférica F_U , por tal motivo la fuerza de presión de un rodillo tensor se calcula teniendo en cuenta la siguiente ecuación [12]:

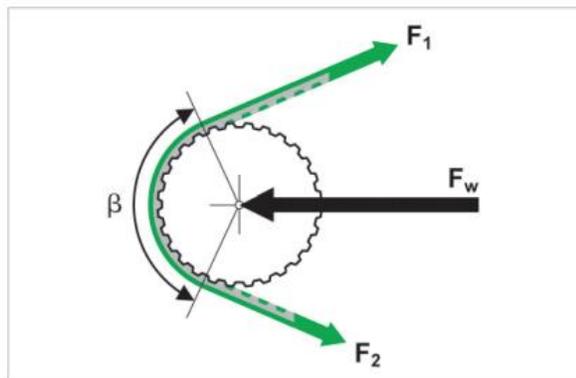


Figura 30. Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas F_1 , F_2 y F_w [12].

- **Cálculo de la fuerza de presión de un rodillo tensor:**

$$F_{WT} = 0.4 * F_U * \text{sen}\left(\frac{B_T}{2}\right) [N] \quad (7.3.1.9)$$

Dónde:

F_{WT} = Fuerza de presión del rodillo tensor [N]

F_U = Fuerza periférica [N]

B_T = Arco de contacto (Para 180° $\text{sen}\left(\frac{B_T}{2}\right) = 1$)

- **Cálculo de la fuerza F_1 :**

$$F_1 = F_2 + F_U [N] \quad (7.3.1.10)$$

Dónde:

F_1 = Fuerza de tracción máxima en la correa [N]

F_2 = Fuerza de tracción mínima en la correa [N]

F_U = Fuerza periférica [N]

Carga dinámica y estática del eje de la polea de transmisión:

Para el cálculo de la carga del eje de la polea motriz se debe tener en cuenta la fuerza F_1 y F_2 , se calcula con la siguiente ecuación [12]:

- **Cálculo de la carga dinámica del eje de la polea motriz:**

$$F_{WAd} = F_1 + F_2 [N] \quad (7.3.1.11)$$

Dónde:

F_{WAd} = Carga del eje dinámica de la polea motriz [N]

F_1 = Fuerza de tracción máxima en la correa [N]

F_2 = Fuerza de tracción mínima en la correa [N]

- **Cálculo de la carga estática del eje de la polea motriz:**

$$F_{WAs} = 2 * F_2 \text{ [N]} \quad (7.3.1.12)$$

Dónde:

F_{WAs} = Carga estática del eje de la polea trasera [N]

F_2 = Fuerza de tracción mínima en la correa [N]

Potencia motriz:

La potencia motriz necesaria para desplazar la correa dentada se debe obtener con los cálculos establecido, se calcula teniendo en cuenta la siguiente ecuación [12]:

- **Cálculo potencia motriz:**

$$P = \frac{F_U * v}{1000} \text{ [kW]} \quad (7.3.1.13)$$

Dónde:

P = Potencia en la polea de accionamiento [kW]

F_U = Fuerza periférica [N]

v = Velocidad de la correa $\left[\frac{m}{s}\right]$

7.4 ELEMENTOS ESTRUCTURALES PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

7.4.1 Aluminio

El aluminio es un metal no ferromagnético utilizado muy comúnmente en todo tipo de construcciones, ya que requiere menos mano de obra a la hora de construir, una de las principales características de este material es que se trata de un metal ligero, con una densidad de $2700 \left[\frac{kg}{m^3}\right]$, y un bajo punto de fusión (660 °C).

Mecánicamente es un material blando y maleable, que puede formar aleaciones fácilmente y así aumentar su resistencia. En estado puro tiene un límite de resistencia en tracción de 160-200 $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$. Su módulo de elasticidad, así como sus aleaciones, es de 71 [Gpa] y tiene un peso relativamente menor a comparación de otros metales de 2,700 $\left[\frac{kgf}{m^3}\right]$ [13].

7.4.1.1 Perfiles de aluminio

Los perfiles de aluminio permiten satisfacer una amplia variedad de necesidades a la hora de realizar cualquier tipo de construcción, gracias a su versatilidad. Los perfiles se conforman pasando las láminas de aluminio por una máquina especial de doblado y etapas opcionales de galvanizado, que finalmente terminan conformando diferentes tipos, en L, en T, en S, entre otras [14].

Las ventajas principales de los perfiles aparte de adquirir un acabado limpio y pulido, estos perfiles tienden a ser bastantes livianos y adaptables, también son capaces de resistir una gran cantidad de pesos sirviendo como conexión y cierre entre estructuras [14].

7.4.2 Acero

El acero es uno de los materiales frecuentemente utilizado en el área ingenieril, tiene muchas aplicaciones y tiene un tratamiento térmico para su utilización. La denominación del acero viene dada por una aleación de Hierro (Fe) y carbono (C). En algunas ocasiones se agregan otros elementos para obtener un acero con propósitos determinados.

7.4.2.1 Aceros al carbono

Aceros con un bajo porcentaje de carbono (SAE 1005 a 1015) [15]:

- Se seleccionan en piezas cuyo requisito primario es el conformado en frío.
- Se utilizan para embutidos profundos por sus buenas calidades de deformación y terminación superficial.
- Son adecuados para soldadura y para brazing. Su maquinabilidad se mejora mediante el estirado en frío.

Aceros con un bajo porcentaje de carbono (SAE 1016 a 1030) [15]:

- Tiene mayor resistencia y dureza, disminuyendo su deformabilidad. Son el grupo comúnmente llamados aceros de cementación.
- Son aptos para soldaduras y brazing, se utiliza para forjas.
- La maquinabilidad de estos aceros mejora con el forjamiento o normalizado, y disminuye con el recocido.

Aceros con un bajo porcentaje de carbono (SAE 1035 a 1053) [15]:

- Son seleccionados en usos donde se necesitan propiedades mecánicas más elevadas y frecuentemente llevan tratamiento térmico de endurecimiento.
- Se utiliza en amplia variedad de piezas sometidas a cargas dinámicas.
- Todos estos aceros se pueden aplicar para fabricar piezas forjadas y su selección depende del tamaño y propiedades mecánicas después del tratamiento térmico.

Aceros con un bajo porcentaje de carbono (SAE 1055 a 1095) [15]:

- Se utiliza en aplicaciones en las que es necesario incrementar la resistencia al desgaste y altas durezas que no pueden lograrse con aceros de menor contenido de C.
- No se utilizan trabajados en frío, salvo plaqueados o el enrollado de resortes.

7.4.2.2 Aceros de fácil maquinabilidad

Son acero de alta maquinabilidad; la presencia de gran cantidad de sulfuros genera viruta pequeña y, al poseer los sulfuros alta plasticidad, actúan como lubricantes internos. Para disminuir los costos en las aleaciones se le agregan distintos porcentajes de Carbono, elementos como azufre, fósforo y plomo [15].

7.4.2.3 Aceros aleados para aplicaciones en construcciones comunes

Es considerado un acero aleado si sus límites no exceden las siguientes proporciones:

- 1,65% de manganeso
- 0.60% de silicio
- 0.60% de cobre
- Un porcentaje especificado de: cromo, níquel, molibdeno, aluminio, cobalto niobio, titanio, tungsteno vanadio o zirconio.

Su utiliza principalmente cuando su intención es [15]:

- Desarrollar el máximo de propiedades mecánicas con un mínimo de distorsión y figuración.
- Promueve un grado especial: resistencia al revenido, incrementar la tenacidad, disminuir la sensibilidad a la entalla.
- Mejorar la maquinabilidad de condición de temple y revenido.

7.4.2.4 Aceros inoxidables

Este tipo de acero no es duro ni templado, su porcentaje de deformación es proporcionalmente alto. Está conformado principalmente por un porcentaje de cromo, níquel y otros elementos para su aleación. Uno de los aceros más utilizados es el 304. Algunas aleaciones de estos aceros están compuestas para ser resistentes bajo temperaturas extremas.

7.4.3 Polímeros

Los polímeros es la unión de varias moléculas de gran tamaño, construidas principalmente por eslabones denominados monómeros [16]. Es un tipo de plástico reutilizable, se moldea al aplicar una proporción equivalente de calor.

Los plásticos tienen una gama de propiedades muy altas, los factores que los compradores consideran para la selección de un plástico es el bajo costo, la maleabilidad, el coeficiente de fricción que proporciona, la alta resistencia al impacto, entre otros [16].

Los polímeros tienen cinco clasificaciones, la cuales son [16]:

- Termoplásticos
- Termoestable o resinas
- Elastómero o gomas
- Polímeros naturales

7.4.4 Tornillos

Un tornillo es un elemento utilizado para la sujeción de un objeto, este tipo de elemento cuenta con dos partes una es el cuerpo o caña, el cual, es alargado y enroscado que se introduce en la superficie y una cabeza, la cual, dispone de ranuras para que pueda emplearse una herramienta y así otorgar la fuerza suficiente para que se ejerza la fijación entre los dos elementos [17].

A continuación, se mencionan los diferentes tipos de tornillos [18]:

- Tornillos tirafondos para madera
- Auto-roscantes y auto-perforantes para chapas metálicas y maderas duras
- Tornillos tirafondos para paredes y muros de edificios
- Tornillos de roscas cilíndricas

- Varillas roscadas de 1 [m] de longitud

7.4.5 Soldadura

La soldadura se puede definir como un proceso de fabricación de unión entre dos materiales generalmente metales a través de un proceso de fusión (coalescencia). Este proceso de soldadura es producido a través de la fundición de ambas piezas produciendo como resultado final la unión fija entre ambos materiales [19].

A continuación, se mencionan los diferentes tipos de soldadura [19]:

- Soldadura homogénea
- Soldadura heterogénea
- Soldadura fuerte
- Soldadura blanda
- Soldadura oxiacetilénica
- Soldadura por resistencia eléctrica

7.5 ELEMENTOS PARA SELLADO

Actualmente los elementos de sellado comúnmente utilizados para el proceso final de encajado son las cintas adhesivas, las grapas y el sellado termo-fundibles. Para la selección del tipo correcto de sellado depende de una especificación requerida por el fabricante, para proporcionar una tarea específica, ya sea el ambiente el cual está instalada la máquina, los productos que se desean encajar, la seguridad que brinda cada uno, entre otros [20].

7.5.1 Cinta adhesiva

Las cintas comúnmente utilizadas para proporcionar el sellado de las cajas están hechas de polipropileno con adhesivo acrílico base de agua. Están principalmente diseñadas para el sellado de las cajas, ya que soportan el peso del contenido

disminuyendo los riesgos de distribución. Las cintas para sellado tienen un ancho de 48 [mm], pero también se generan de 38 y 75 [mm] depende del fabricante o del cliente que la adquiera [20].

- **Cinta de embalaje**

Este tipo de cinta son empleadas para el embalaje, empaquetado y transporte de mercancías. Los materiales más comunes son el polipropileno, PVC, PVC rugoso, PVC reforzado o fibra de vidrio [20].

- **Cintas de papelería**

Son rodillos de cintas transparente de uso doméstico, se utiliza frecuentemente para pegar papeles, empaques de regalos, sellar bolsas, entre otros [20].

7.5.2 Grapas

Las grapas son una herramienta de fijación utilizadas en el embalaje, aunque en el sellado de cajas automatizado no son muy comúnmente usadas, tienen otras diferentes aplicaciones de uso tanto doméstico como empresarial. En la actualidad se encuentran varios grupos de grapas que son:

- Grapas para proporcionar un sellado a las cajas.
- Grapas y sistemas de grapado de mallas.
- Grapas de anillado.
- Grapas para madera.

7.5.2.1 Grapas para proporcionar un sellado a las cajas

Este tipo de grapas se encuentran en diferentes tamaños dependiendo el uso el cual se necesite, sus tamaños de elaboración varían según el puente de la grapa y el largo de sus pines, entre ellos se encuentran grapas con puentes de 32, 33, 34,

35 [mm] y grapas con pines de 15, 18, 21, 24 [mm]. Su función es por medio de una grapadora ya sea manual, eléctrica o automática proporcionar una fuerza la cual hace que los pines de la grapa se doblen proporcionando un agarre entre las dos paletas de la caja.

También se encuentran varios tipos de grapadoras las cuales son:

- Grapadora manual.
- Grapadora eléctrica.
- Grapadora automática
- Grapadora de archivos.

7.5.3 Sellado termo-fundible

El sellado termo-fundible consiste en el calentamiento de una goma especial con aspecto de pellets y en barras de distintas proporciones diseñada especialmente para derretirse, este tipo de sellado proporciona una alta fuerza adhesiva y un ajuste rápido [21].

En ciertos casos los adhesivos termofundibles son aplicados por inmersión, pulverización o espray, evitando el contacto entre el elemento dispensador y el sustrato, a continuación, se observa el proceso de sellado para cajas de cartón por medio de adhesivo termo-fundible [21]:



Figura 31. Adhesivo termo-fundible [21].

7.6 SENSORES DE PROXIMIDAD

Los sensores son dispositivos mecánicos que convierten magnitudes físicas a valores medibles de dicha magnitud. Los sensores de proximidad son los encargados de detectar si un objeto se halla o no, en determinada posición [22]. Se clasifican de la siguiente manera:

USO DE FUERZA ELECTROMAGNÉTICA	
Tipo inductivo	Generación o inducción del campo magnético
Tipo magnético	Imán permanente

Tabla 5. Clasificación de los sensores de fuerza electromagnética [23].

CAMBIOS EN LA CAPACITANCIA	
Tipo capacitivo	Detección de cambio en la amplitud de la inducción electrostática.

Tabla 6. Clasificación de los sensores en capacitancia [23].

Ventajas de los sensores de proximidad sin contacto:

- Detección precisa y automática de posiciones geométricas.
- Detección sin contacto de objetos y procesos.
- Conmutación rápida.
- No se genera desgaste mecánico, número ilimitado de ciclos de conmutación.

7.6.1 SENSORES INDUCTIVOS

Este sensor genera un campo magnético en la bobina cuando se energiza eléctricamente, al acerca un objeto al metal se generan las corrientes llamadas corrientes de Foucault. La corriente de Foucault genera un campo magnético

diferente a la dirección del campo magnético inducido por la bobina, este fenómeno se presenta únicamente cuando hay presencia de objetos metálicos [23].

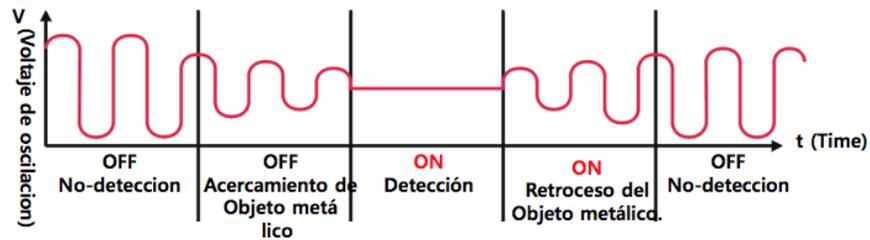


Figura 32. Onda de oscilación en presencia de un objeto [23].

Se observa en la figura 32 que por medio de la corriente de Foucault se genera en el campo magnético un flujo de contraste a la medida que se va acercando un objeto al sensor.

7.6.2 SENSORES CAPACITIVOS

Este tipo de sensores funcionan sin contacto en los objetos, sin reacción y sin desgaste [24]. Gracias a su amplia sensibilidad estos sensores son utilizados en diferentes aplicaciones, ya que tiene la ventaja de detectar objetos conductores como no conductores de electricidad. Mediante estos tipos de sensores aparte de detectar variedad de objetos también puede sensor niveles de llenado de líquido.

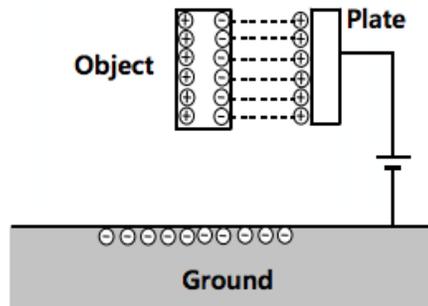


Figura 33. Funcionamiento de un sensor capacitivo [24].

El funcionamiento del sensor como lo muestra la figura 33 comienza cuando un objeto se acerca generando un fenómeno de polarización en la superficie del sensor, es decir, se aumenta la capacitancia de la placa y cuando el objeto se aleja la capacitancia disminuye.

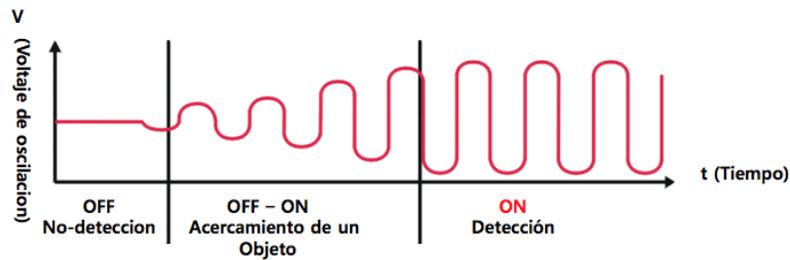


Figura 34. Onda de oscilación en presencia de un objeto [24].

Se observa en la figura 34 que el funcionamiento del sensor capacitivo es inverso al sensor inductivo, ya que se generan ondas oscilatorias cuando el objeto se encuentra presente ante la placa del sensor.

7.7 PLC's

El PLC es un controlador lógico programable, son dispositivos electrónicos encargados en los procesos de automatización industrial. Un PLC se encarga de la lógica del funcionamiento de máquinas, plantas y procesos industriales, procesan y reciben tanto señales analógicas como señales digitales, en los PLC también es posible la incorporación de estrategias de control [25].

Las principales características de la utilización de los PLC's son las siguientes:

- Fácil de usar y potentes conjuntos de instrucciones.
- Driver de comunicación abierto.
- Entorno operativo de fácil uso gratuito.
- Tecnología del núcleo SoC.
- Funcionamientos de comunicaciones avanzados.

7.7.1 Estructura de un PLC

El PLC como cualquier computador se compone de la siguiente estructura física (hardware) [26]:

- Fuente de alimentación.
- Unidad de procesamiento central (CPU).
- Módulos o interfaces de entrada/salidas.
- Unidad de programación.

7.7.1.1 Fuente de alimentación

Su función es suministrar la energía eléctrica a la CPU y demás tarjetas según la configuración del PLC. En los circuitos interiores del PLC se transforma la tensión de la red de alterna a continua para garantizar el correcto funcionamiento del hardware [26].

7.7.1.2 Unidad de procesamiento central (CPU)

Se puede considerar como el cerebro del controlador, su unidad central está diseñada principalmente por microprocesadores y memorias tipo ROM (Read Only Memory) Y RAM (Random Access Memory) [26].

7.7.1.3 Módulo o interfaces de entrada y salida

Las entradas y salidas son los elementos necesarios para que el PLC se vincule entre la CPU del controlador programable y los dispositivos de campo del sistema. A través de ellas se origina intercambio de información tanto para adquirir datos como para dar órdenes de control a las diferentes máquinas vinculadas en el proceso de automatización [27].

Dispositivos de entradas más utilizados en el campo:

- Interruptores.
- Finales de carrera.
- Termostatos.
- Pulsadores.
- Sensores de temperatura.
- Sensores de presencia.

Dispositivos de salida más utilizados en el campo:

- Contactores.
- Lámparas indicadoras.
- Regulador de velocidad.

7.7.1.4 Unidad de programación

Las memorias internas son las encargadas de almacenar los resultados provenientes del módulo de entradas y salidas, estos valores son almacenados como bits, marca, bandera, entre otros, que maneja el sistema de programación. Se debe tener en cuenta que las memorias internas no están diseñadas para activar una salida física sino para almacenar valores como 0 y 1.

Ventajas de una unidad de la unidad de programación [28]:

- Simplifica la solución de los problemas.
- Rápido diagnóstico de fallas.

7.7.2 Tipos de programación para autómatas

Existen diferentes tipos para la programación en PLC's o autómatas, cada una tiene sus ventajas y desventajas. Todos los lenguajes para la programación en PLC's son

pertenecientes al estándar IEC 1131-3, es posible distinguirlos ya sea en gráficos o por medio de texto [29].

Lenguajes gráficos para autómatas:

- Ladder (LD)
- Diagramas de bloques de funciones (FBD)

Lenguajes textuales para autómatas:

- Lenguaje de texto estructurado (SD)
- Lista de instrucciones (IL)

GRAFCET el lenguaje de los autómatas:

- Funciones secuenciales (SFC)

7.8 ACTUADORES NEUMÁTICOS

Los actuadores neumáticos son mecanismos encargados de convertir la energía de aire comprimido en trabajo mecánico, el cual consta con avance y retroceso. Entre los actuadores hay dos tipos de ellos los cuales son lineales o rotativos [30].

7.8.1 Actuadores lineales de simple efecto

Los actuadores de simple efecto en su diseño tienen una entrada de aire, el cual ejerce su trabajo en un único sentido, ya que su retorno a su posición final lo realiza por medio de un muelle incorporado dentro del actuador.

7.8.2 Actuadores lineales de doble efecto

Este tipo de actuadores está diseñado con el fin de realizar trabajos tanto de salida como de entrada del vástago, es decir, el aire comprimido ingresa en las dos cámaras del actuador.

7.8.3 Fuerza desarrollada por un actuador lineal

Para el cálculo de cada uno de los actuadores es necesario conocer la fuerza en la que el actuador está dispuesto a trabajar y la presión de alimentación que se disponga, teniendo en cuenta los datos de fuerza, presión y pesos se puede realizar las operaciones con las siguientes ecuaciones.

- **Cálculo de la fuerza por un actuador lineal:**

$$F = A * P \quad (7.8.3.1)$$

Dónde:

F_T = Fuerza teoría del émbolo [N].

A = Área [mm^2].

P = Presión relativa $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$.

También se debe considerar el cálculo del área ya que depende si es de avance o de retroceso, teniendo en cuenta que en retroceso se debe calcular el área considerando el diámetro del émbolo.

- **Cálculo del área de un cilindro en avance:**

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \quad (7.8.3.2)$$

Dónde:

A = Área del cilindro en retroceso [mm^2].

D = Diámetro del cilindro [mm].

- **Cálculo del área de un cilindro en retroceso:**

$$A = \frac{\pi*(D^2-d^2)}{4} \quad (7.8.3.3)$$

Dónde:

A = Área del cilindro en retroceso [mm^2].

D = Diámetro del cilindro [mm].

d = Diámetro del émbolo [mm].

7.9 ACTUADORES ELÉCTRICOS

Un actuador eléctrico es un dispositivo inherentemente mecánico cuya función es proporcionar una fuerza equivalente para poder mover otro tipo de dispositivo mecánico, accionados por medio de corrientes eléctricas [31].

Tipos de actuadores eléctricos:

- Motores de corriente directa
- Motores de pulsos (paso a paso)
- Electroválvulas
- Aleaciones con memorias de forma
- Relevadores

7.10 RODAMIENTO

La función principal de un rodamiento es brindar el libre movimiento entre dos piezas de la máquina. Los rodamientos están diseñados por un conjunto de esferas entre dos anillos, uno interior y uno exterior. La aplicación más común de un rodamiento

es soportar los ejes o flechas de transmisión. Asimismo, es necesario de una película de lubricantes para disminuir el calor generado por el rozamiento [32].

A continuación, se puede observar una comparación entre varios tipos de rodamientos o cojinetes:

Tipo de cojinete	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única, ranura profunda.	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera única, ranura profunda.	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto Angular.	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento Cilíndrico.	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja.	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico.	Excelente	Aceptable	Excelente
Rodamiento Ahusado	Excelente	Excelente	Pobre

Tabla 7. Comparación tipos de cojinetes [32].

- **Cálculo de la vida útil de los rodamientos:**

$$\frac{1}{L^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \frac{1}{L_3^e} + \frac{1}{L_4^e} \dots \quad (7.10.1)$$

Dónde:

L = Vida util del sistema.

L_1 = Vida util de cada rodamiento.

e = Constante:

$e = 10/9$ Rodamientos de bolas.

$e = 9/8$ Rodamientos de rodillos.

El valor medio es para un sistema que utiliza rodamiento de bolas y rodillos.

8 DISEÑO DE LA ARQUITECTURA FÍSICA

Teniendo en cuenta los fundamentos teóricos del proyecto y las selecciones en la metodología de calidad QFD, se dispone a realiza un primer esquemático de diseño de la encajadora, para así generar y evaluar las diferentes alternativas de viabilidad y realizar un diseño óptimo para la empresa.

8.1 DISEÑO CONCEPTUAL

Se evaluaron los diferentes tipos de encajadoras disponibles comercialmente por la metodología de calidad QFD teniendo en cuenta los factores y condiciones más relevantes para la selección y se obtuvo que el mejor sistema de encajado de las bobinas de cable debía ser un sistema de encajado lateral con ayuda de un actuador neumático para realizar el respectivo proceso de encajado, un sistema de armado de cajas por medio de ventosas y actuadores neumáticos, y finalmente un sistema que realice el respectivo proceso de sellado por medio de cinta adhesiva.

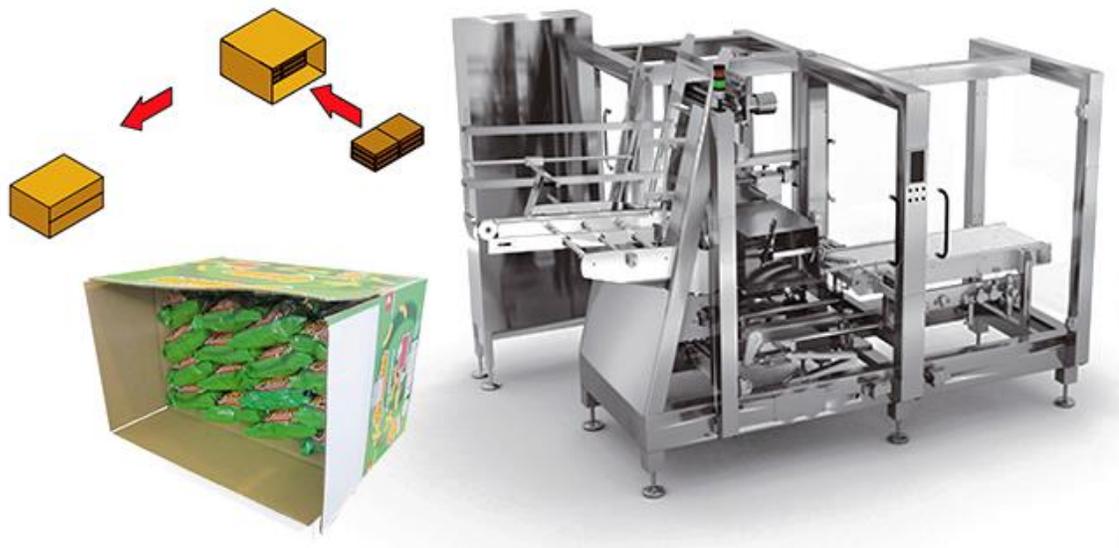


Figura 35. Máquina encajadora ULMA carga lateral [2].

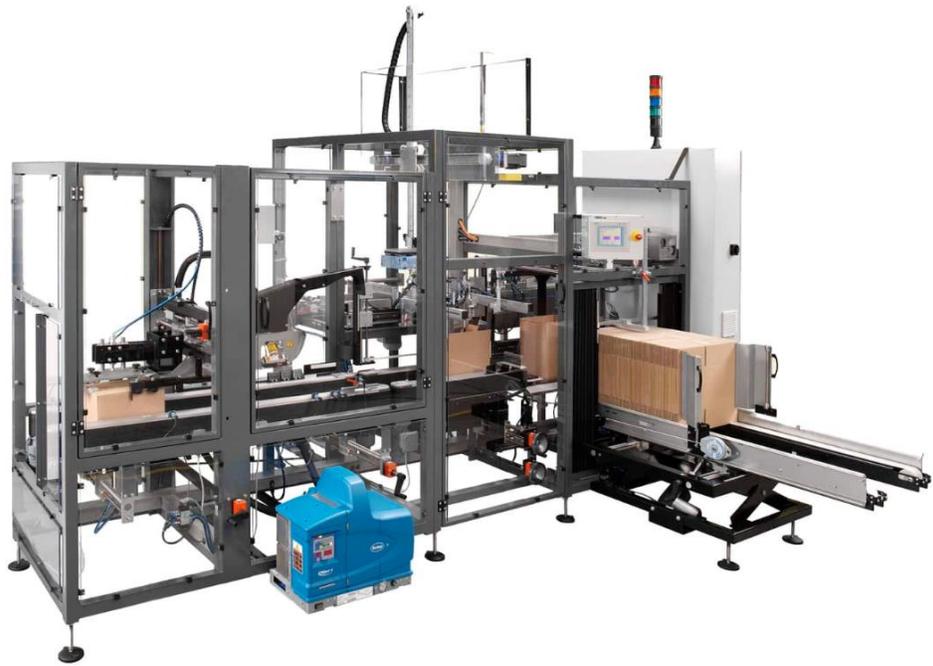


Figura 36. Sistema de armado de la caja por medio de actuadores [5].



Figura 37. Sistema de sellado por medio de cinta adhesiva [34].

8.2 DISEÑO MECÁNICO

El diseño mecánico del prototipo parte del diseño conceptual obtenido por medio de la metodología de calidad QFD, este diseño se ajusta a las especificaciones de la empresa Nexans como el área máxima disponible a utilizar para la implementación de la máquina encajadora de bobinas de cable.

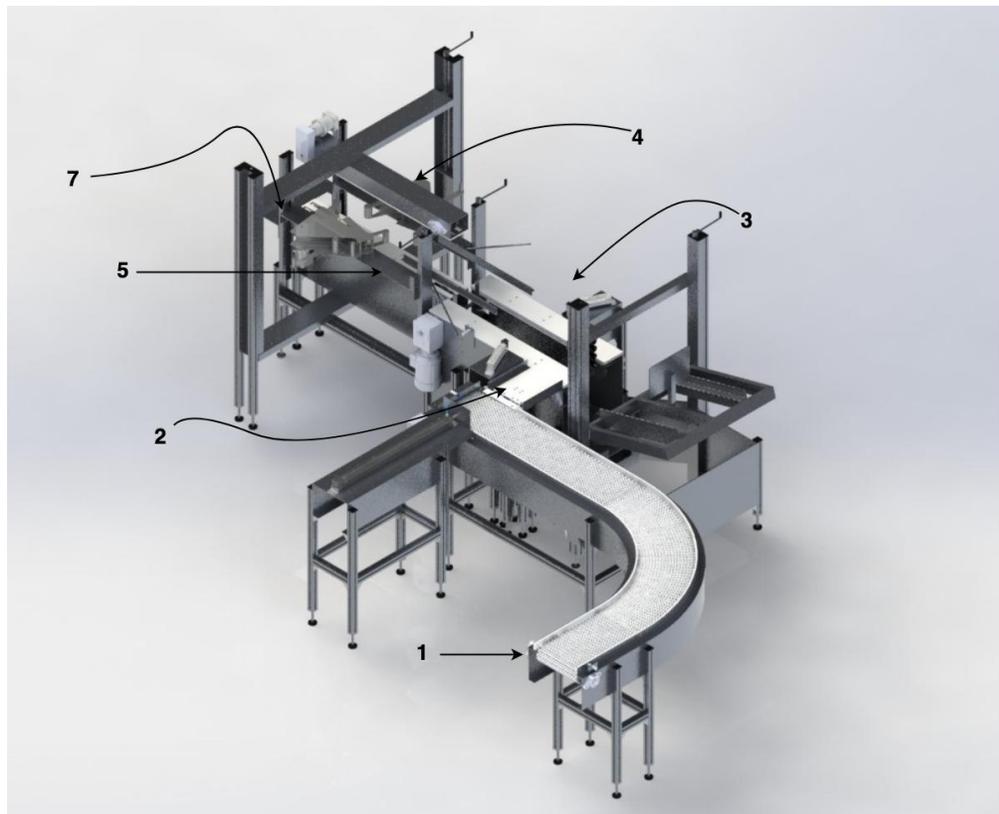


Figura 38. Máquina encajadora de bobinas de cable, representación hecha en SolidWorks [33].

La máquina encajadora está compuesta por subconjuntos descritos como se muestra a continuación:

1. Banda transportadora curva.
2. Soporte paso de bobinas de cable.
3. Sistema armado y traslado de cajas de cartón corrugado.
4. Sistema sellado de cajas de cartón corrugado.

5. Soporte cabezal de grabación de cinta adhesiva.
6. Soporte de cajas final.

Observando la figura 38 se enlista las partes más representativas de la máquina de encajado de bobinas de cable, se explica su función, diseños en CAD realizados en el software SolidWorks, como también simulaciones por elementos finitos realizadas en el software ANSYS con el fin de analizar si el diseño previo cumple con los criterios ingenieriles.

8.2.1 Banda transportadora curva

Se implementará una cinta transportadora curva cuya finalidad es transportar las bobinas de cable que salen del proceso de embalaje y situarlas específicamente al lado del sistema de armado de cajas de cartón corrugado.



Figura 39. Banda transportadora curva, representación hecha en SolidWorks [33].

8.2.1.1 Análisis para la implementación de la banda transportadora curva

Para la implementación de la banda transportadora por criterios de diseño y teniendo en cuenta el área máxima de trabajo, se implementará una banda curva modular, la referencia teniendo en cuenta las bandas estipuladas por la empresa Habasit es M2540:

Al calcular el radio mínimo interno que debe tener la banda transportadora curva, se debe tener en cuenta el ancho de la banda que actualmente tiene Nexans que es de 30 [cm] esto con el fin de acoplar las dos bandas transportadoras:

$$R_{min} = Q * b_0 \quad (8.2.1.1.1)$$

Dónde:

R_{min} = Radio mínimo interno

Q = Valor de pandeo

b_0 = Ancho de la banda [mm]

El valor de pandeo se obtiene a partir de la siguiente tabla:

b_0	mm	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	etc.
	pulgada	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	etc.
Q	M2540	2,03	2,07	2,10	2,12	2,14	2,15	2,16	2,17	2,18	2,18	2,19	2,19	2,19	2,20	etc.
	M2543	1,37	1,43	1,47	1,50	1,52	1,54	1,55	1,56	1,57	1,58	1,58	1,59	1,59	1,60	etc.
	M3840	1,90	1,98	2,03	2,06	2,08	2,10	2,12	2,13	2,14	2,15	2,15	2,16	2,17	2,17	etc.
	M3840 Roller Top		1,98	2,12	2,22	2,30	2,36	2,41	2,44	2,48	2,50	2,53	2,55	2,56	2,58	etc.

Tabla 8. Valor de pandeo según el ancho de la banda [11].

Según la tabla 8 el valor requerido de pandeo con un ancho de banda de 300 [mm] es: 2.10

$$R_{min} = 2.10 * 300$$

$$R_{min} = 630 \text{ [mm]}$$

El radio mínimo interno debe ser de 630 [mm].

Paso 1:

Para calcular la fuerza de tracción efectiva se utiliza la ecuación (7.2.1.6), el peso del producto transportado se obtiene determinando el peso de mayor proporción, que es: $5.9 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$. Para seleccionar el peso de la banda se tiene en cuenta los datos proporcionados en las especificaciones del producto, se pueden observar a continuación en la siguiente tabla:

Material de la banda		Polipropileno		Polietileno	Poliacetel	Poliamida +US	Poliamida
Material de la varilla		POM	PA	POM	PA		
Resistencia nom. a la tracción [F_N] recorrido recto	N/m lbf/ft	19000 1300	19000 1300	12000 822	27000 1850	25000 1713	25000 1713
Resis. nom. a la tracción [F_N] en curva ⁽¹⁾	N lbf	1000 225	1000 225	800 180	1500 338	1300 293	1300 293
Rango de temperatura	°C °F	5 - 90 40 - 195	5 - 105 40 - 220	-40 - 65 -40 - 150	-40 - 90 -40 - 195	-46 - 116 -50 - 240	-46 - 130 -50 - 266
Temperatura máxima (corto plazo °C)	°C °F					135 275	160 320
Peso de la banda [m_b]	kg/m ² lb/sqft	4.7 0.96	4.7 0.96	5.0 1.02	7.0 1.44	6.0 1.23	6.0 1.23
Coef. de fricción banda-apoyo [μ_a]	• UHMW PE	0.13	0.13	0.25	0.10	0.14	0.14
	• HDPE	0.11	0.11	-	0.08	0.14	0.14
	• PA6, PA66	0.30	0.30	0.23	0.20	-	-
	• PA lubricada	0.13	0.13	0.12	0.11	0.13	0.13
	• Acero	0.25	0.25	0.14	0.14	0.19	0.19
Coef. de fricción banda-producto [μ_p]	• Vidrio	0.19	0.19	0.10	0.15	0.17	0.17
	• Acero	0.32	0.32	0.13	0.20	0.19	0.19
	• Plástico (PET)	0.17	0.17	0.10	0.18	0.12	0.12
	• Cartón	0.22	0.22	0.15	0.20	0.17	0.17

Tabla 9. Especificaciones banda curva M2540 [11].

El material de la banda que se utilizará será polietileno, ya que es uno de los plásticos más comunes debido a su bajo costo y simplicidad en su fabricación; por consiguiente, el peso de la banda es de: $5 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$.

Las longitudes requeridas para la banda observando la figura 21, se obtienen de la siguiente manera:

L_0 :

Por criterios de diseño se establece 1.30 [m].

L_1 :

Se debe respetar una longitud recta mínima antes de una vuelta para el caso de bandas curvas, esta longitud recta está determinada por:

$$L_1 = 1.5 * b_0$$

$$L_1 = 1.5 * 0.3$$

$$L_1 = 0.45 \text{ [m]}$$

L_{R1} :

Para el cálculo de la longitud primero se debe tener en cuenta el radio externo de la curva, el cual es:

$$R_{externo} = 963 \text{ [mm]}$$

$$R_{externo} = 0.963 \text{ [m]}$$

Se tiene en cuenta la siguiente figura geométrica y con su respectiva ecuación se calcula de la siguiente manera:

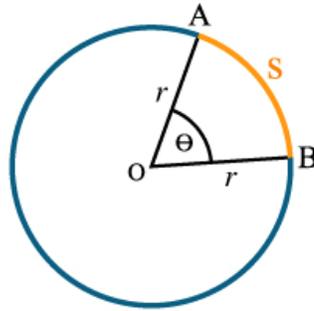


Figura 40. Longitud de arco [35].

$$S = r * \theta$$

Dónde:

θ = (Para 90°: valor de $\frac{\pi}{2}$)

r = radio del arco [mm]

$$S = 963 * \frac{\pi}{2}$$

$$S = 1512.01 \text{ [mm]}$$

$$S = 1.513 \text{ [m]}$$

El coeficiente de fricción entre la banda y el apoyo del deslizador, se implementará un apoyo deslizador de referencia UHMW PE, esto con el fin de que su composición sea similar al material seleccionado para la banda transportadora; una de sus principales características es que esta composición es más resistente que el acero al carbono, auto-lubricante y resistente al desgaste abrasivo, el coeficiente observando la tabla 9 es el siguiente:

$$\mu_G = 0.25$$

Teniendo todos los valores requeridos, se procede a calcular la fuerza de tracción de la siguiente manera:

$$F'_E = \{(5 + 5.9) * (1.30 + 1.513) + 1.55 * [(5 + 5.9) * 0.45 + 5 * (0.45 + 1.513)] + 1.55^2 * 5 * 1.30\} * 0.25 * 9.81$$

$$F'_E = 165.45 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Paso 2:

Para calcular la fuerza de tracción ajustada se obtiene con la ecuación (7.2.1.7), las condiciones del motor para la banda transportadora se seleccionan teniendo en cuenta que estará en constante arranque y paro, y se ubicara en la cabeza de la banda, observando la tabla 4, el factor de servicio con estas condiciones es de:

$$c_s = 0.2$$

El cálculo de la fuerza de tracción ajustada queda de la siguiente manera:

$$F'_S = 165.45 * 0.2$$

$$F'_S = 33.09 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Paso 3:

Para calcular la fuerza de tracción admisible se obtiene con la ecuación (7.2.1.8). El valor de la resistencia nominal a la tracción se tiene en cuenta la tabla 9, el cual, me proporciona el valor de tracción recto y curvo que serían los siguientes:

$$F'_{Nrecto} = 12000 \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$F'_{Ncurvo} = 800 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Para obtener el factor de temperatura se determina por la figura 22, el cual se obtiene teniendo en cuenta una temperatura máxima de 30 [°C] y un material estándar de polietileno, el factor de temperatura es el siguiente:

$$c_T = 0.8$$

Para obtener el factor de velocidad se determina por la figura 23, el cual se obtiene teniendo en cuenta una velocidad de 160 $\left[\frac{m}{min} \right]$, el factor de seguridad es el siguiente:

$$c_V = 0.2$$

La fuerza de tracción admisible queda de la siguiente manera:

$$F'_{adm (recto)} = 12000 * 0.8 * 0.2$$

$$F'_{adm (recto)} = 1920 \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$F'_{adm (curvo)} = 800 * 0.8 * 0.2$$

$$F'_{adm (curvo)} = 128 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Paso 4:

Al calcular la fuerza de tracción admisible, se procede a comprobar la resistencia de la banda teniendo las relaciones de las ecuaciones (7.2.1.9) y (7.2.1.10).

Bandas rectas:

$$33.09 \leq 1920$$

Bandas curvas:

$$F_{SR} = 165.45 * 0.3 * 0.2$$

$$F_{SR} = 9.927 \text{ [N]}$$

$$9.927 \leq 128$$

Paso 5:

Las dimensiones de los ejes se calculan teniendo en cuenta la ecuación (7.2.1.11).

La inercia se determina por la siguiente tabla:

Tamaño del eje		Inercia I	
mm	pulg.	mm ⁴	pulg. ⁴
Ø 20	Ø 3/4	7'850	0.0158
Ø 25	Ø 1	19'170	0.05
□ 25	□ 1	32'550	0.083
Ø 40	Ø 1.5	125'660	0.253
□ 40	□ 1.5	213'330	0.42
Ø 60	Ø 2.5	636'170	1.95
□ 60	□ 2.5	1'080'000	3.25
Ø 90	Ø 3.5	3'220'620	7.5
□ 90	□ 3.5	5'467'500	12.5

Tabla 10. Inercias [11].

Teniendo en cuenta la tabla 10, para un tamaño de eje de 20 [mm] de diámetro la inercia es:

$$I = 7850$$

Cabe recalcar que el módulo de elasticidad para acero inoxidable es de 195000 $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$, Se procede a reemplazar con los datos ya obtenidos, quedando de la siguiente manera:

$$f = \frac{5}{384} * 33.09 * 0.3 * \frac{300^3}{(195000 * 7850)}$$

$$f = 2.28 \times 10^{-3} \text{ [mm]}$$

La deflexión calculada es menor a 2.5 [mm], es decir, que no se aumentará el tamaño del eje y no es necesario de la instalación de un cojinete.

Para el cálculo del par motor admisible, se utilizará la ecuación simplificada (7.2.1.18), teniendo en cuenta que la resistencia a la fractura máxima admisible para acero inoxidable es de 90 $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$, reemplazando los datos, el momento de fuerza que ejerce el motor sobre el eje de transmisión de potencia es:

$$T_{adm} = 90 * \frac{20^3}{5000}$$

$$T_{adm} = 144 \text{ [Nm]}$$

Paso 6:

En este paso se procede a calcular el dimensionamiento de los piñones:

El número requerido de piñones se puede apreciar en la siguiente tabla, se debe tener en cuenta que el ancho de la banda es de 300 [mm]:

Anchura estándar de la banda		Número de piñones por eje		Número de guías de desgaste	
mm (nominal)	pulgada (nominal)	Número mínimo	Resistencia nominal a la tracción 100%	Camino de ida (superior)	Camino de retorno (inferior)
150	6	2	2	2	2
200	8	2	5	2	2
250	10	3	5	3	2
300	12	3	6	3	2
350	14	4	6	4	3
400	16	4	7	4	3
450	18	5	9	5	3
500	20	5	9	5	3
550	22	7	11	6	4
600	24	7	11	6	4
700	28	7	13	7	4
800	32	9	15	7	4
900	36	9	15	8	5
1000	40	11	17	8	5
1100	43	11	19	9	5
1200	47	13	21	9	5
1300	51	13	23	10	6
1400	55	15	25	10	6
1600	63	17	27	11	6
1800	71	19	31	12	7
2000	79	21	35	13	7

Tabla 11. Número de piñones y guías de desgaste [11].

Teniendo en cuenta la tabla 11, para 300 [mm] de anchura de la banda el número mínimo de piñones es de 3, por consiguiente, es el valor que se utilizará para el desarrollo de la banda.

Para el posicionamiento y espacio entre los piñones se tiene en cuenta la siguiente figura:

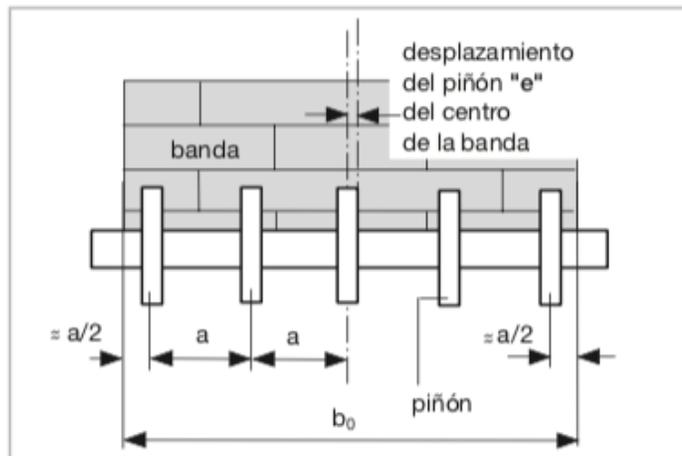


Figura 41. Espaciado de los piñones desplazamiento "e" [11].

Para proceder con el cálculo se deberá seguir las instrucciones recomendadas de la siguiente tabla y así obtener el valor del desplazamiento del piñón central.

Serie de la banda	Piñón distancias a	Fórmula	Resultado de la fórmula	desplazamiento "e" mm	Observaciones
M1200	múltiplo de 16,66 mm			0	sin desplazamiento en todos los anchos de banda
M2500	múltiplo de 16,66 mm	$\frac{b_0}{16,66}$	número par (2, 4, 6..) número impar (3, 5, 7..)	8,3 0	desplazamiento a la derecha o a la izquierda sin desplazamiento
M5000	múltiplo de 18,75 mm	$\frac{b_0}{18,75}$	número par (2, 4, 6..) número impar (3, 5, 7..)	0 9,4	sin desplazamiento (todos los anchos estándar sin recortar) desplazamiento a la derecha o a la izquierda
Banda curva M2540	múltiplo de 16,66 mm	$\frac{b_0}{16,66}$	número par (2, 4, 6..) número impar (3, 5, 7..)	4,2 4,2	desplazamiento a la derecha en la dirección de recorrido A desplazamiento a la izquierda en la dirección de recorrido B desplazamiento a la izquierda en la dirección de recorrido A desplazamiento a la derecha en la dirección de recorrido B
Cinta M2543 para curvas cerradas	múltiplo de 16,66 mm	$\frac{b_0}{16,66}$	número par (2, 4, 6..) número impar (3, 5, 7..)	4,2 4,2	desplazamiento a la izquierda en la dirección de recorrido A desplazamiento a la derecha en la dirección de recorrido B desplazamiento a la derecha en la dirección de recorrido A desplazamiento a la izquierda en la dirección de recorrido B
Banda curva M3840	múltiplo de 25 mm	$\frac{b_0}{25}$	número par (2, 4, 6..) número impar (3, 5, 7..)	6,3 6,3	desplazamiento a la izquierda en la dirección de recorrido A desplazamiento a la derecha en la dirección de recorrido B desplazamiento a la derecha en la dirección de recorrido A desplazamiento a la izquierda en la dirección de recorrido B
Cinta M3843 para curvas cerradas	múltiplo de 25 mm	$\frac{b_0}{25}$	número par (2, 4, 6..) número impar (3, 5, 7..)	6,3 6,3	desplazamiento a la izquierda en la dirección de recorrido A desplazamiento a la derecha en la dirección de recorrido B desplazamiento a la derecha en la dirección de recorrido A desplazamiento a la izquierda en la dirección de recorrido B

Tabla 12. Desplazamiento "e" requerido [11].



Figura 42. Dirección de recorrido [11].

Teniendo en cuenta la tabla 12, para la serie de banda curva M2540 la fórmula queda de la siguiente manera:

$$\frac{b_0}{16.66}$$

(8.2.1.1.2)

Dónde:

$b_0 =$ Ancho de banda [mm]

Reemplazando se obtiene el siguiente resultado:

$$\frac{300}{16.66} = 18$$

Teniendo en cuenta que 18 es un número par, el desplazamiento “e” es 4.2 [mm] hacia la izquierda.

Paso 7:

En este paso se procederá a calcular la curva catenaria utilizando la ecuación (7.2.1.19).

La longitud de la curva y la altura de la curva catenaria se establecieron como criterio de ingeniería y se tomaron los siguientes valores:

$$L_c = 0.15 [m]$$

$$h_c = 0.05 [m]$$

Se procede a reemplazar y obtener el resultado de la siguiente manera:

$$F'_c = \frac{0.15^2 * 5 * 9.81}{8 * 0.05}$$

$$F'_c = 2.76 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Paso 8:

En este paso se calcula la longitud de la banda y el exceso de longitud de la banda con la ecuación (7.2.1.20), Se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$\Delta L_C = 2.66 * \frac{\left(\frac{50}{1000}\right)^2}{0.15}$$

$$\Delta L_C = 0.04 [m]$$

Para calcular la longitud geométrica (longitud total) se utiliza la ecuación (7.2.1.21). Se debe tener en cuenta que el piñón se seleccionó a partir de la siguiente tabla, tomando como referencia la serie de la banda transportadora:

Paso de banda, piñón tipo	Número de dientes	Efecto poligono	Paso Ø d _p		A ₁ ±1 mm (efectivo)		Grosor estándar	A ₀ ±1 mm (efectivo)						
			mm	pulg.	mm	pulg.		Tipos de bandas especiales						
							mm	pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.
0.5"							M1220/30/33	M1220 GT						
M12S10	10	4,9%	41,2	1.6	16,1	0.63	26,1	1.03	28,6	1.13				
M12S15	15	2,2%	62,4	2.5	26,7	1.05	36,7	1.44	39,2	1.54				
M12S24	24	0,9%	99,2	3.9	45,1	1.78	55,1	2.17	57,6	2.27				
M12S28	28	0,6%	116,5	4.6	53,8	2.12	63,8	2.51	66,3	2.61				
M12S36	36	0,4%	149,8	5.9	70,4	2.77	80,4	3.17	82,9	3.27				
1"							M2520/33	M2510/11	M2520/33 RT	M2520/33 GT	M2531			
M25S07	7	9,9%	59,4	2.3	24,7	0.97	34,7	1.37	35,7	1.41	37,2	1.46	38,7	1.52
M25S08	8	7,6%	66,7	2.6	28,3	1.12	38,3	1.51	39,3	1.55	40,8	1.61	42,3	1.67
M25S10	10	4,9%	82,5	3.3	36,3	1.43	46,3	1.82	47,3	1.86	48,8	1.92	50,3	1.98
M25S12	12	3,4%	98,6	3.9	44,3	1.74	54,3	2.14	55,3	2.18	56,8	2.24	58,3	2.30
M25S15	15	2,2%	122,7	4.8	56,4	2.22	66,4	2.62	67,4	2.65	68,9	2.71	70,4	2.77
M25S16	16	1,9%	130,8	5.2	60,4	2.38	70,4	2.77	71,4	2.81	72,9	2.87	74,4	2.93
M25S18	18	1,5%	146,9	5.8	68,4	2.69	78,4	3.09	79,4	3.13	80,9	3.19	82,4	3.24
M25S20	20	1,2%	163,0	6.4	76,5	3.01	86,5	3.41	87,5	3.44	89,0	3.50	90,5	3.56
1"							M2620							
M26S12	12	3,4%	99,1	3.9	43,2	1.70	55,9	2.20						
M26S13	13	2,9%	107,2	4.2	47,3	1.86	60,0	2.36						
M26S14	14	2,5%	115,3	4.5	51,3	2.02	64,0	2.52						
M26S15	15	2,2%	123,4	4.9	55,4	2.18	68,1	2.68						
M26S16	16	1,9%	131,5	5.2	59,4	2.34	72,1	2.84						
M26S17	17	1,7%	139,6	5.5	63,5	2.50	76,2	3.00						
M26S18	18	1,5%	147,7	5.8	67,5	2.66	80,2	3.16						
M26S19	19	1,4%	155,8	6.1	71,6	2.82	84,3	3.32						
M26S20	20	1,2%	164,0	6.5	75,7	2.98	88,4	3.48						
M26S21	21	1,1%	172,1	6.8	79,7	3.14	92,4	3.64						
M26S22	22	1,0%	180,2	7.1	83,8	3.30	96,5	3.80						
M26S23	23	0,9%	188,4	7.4	87,9	3.46	100,6	3.96						
Radio de 1"							M2540	M2540 RT	M2543	M2540 GT				
M25S07	7	9,9%	59,4	2.3	24,7	0.97	35,7	1.41	37,7	1.48	37,4	1.47	40,5	1.66
M25S08	8	7,6%	66,7	2.6	28,3	1.12	39,3	1.55	41,3	1.63	41,0	1.62	44,1	1.81
M25S10	10	4,9%	82,5	3.3	36,3	1.43	47,3	1.86	49,3	1.94	49,0	1.93	52,1	2.22
M25S12	12	3,4%	98,6	3.9	44,3	1.74	55,3	2.18	57,3	2.26	57,0	2.24	60,1	2.43
M25S15	15	2,2%	122,7	4.8	56,4	2.22	67,4	2.65	69,4	2.73	69,1	2.72	72,2	2.91
M25S16	16	1,9%	130,8	5.2	60,4	2.38	70,4	2.77	73,4	2.89	71,4	2.81	75,2	3.00
M25S18	18	1,5%	146,9	5.8	68,4	2.69	79,4	3.13	81,4	3.20	81,1	3.19	84,2	3.38
M25S20	20	1,2%	163,0	6.4	76,5	3.01	87,5	3.44	89,5	3.52	89,2	3.51	92,3	3.70
Radio de 1.5"							M3840	M3840 RT						
M38S08	8	7,6%	101,9	4.0	42,0	1.65	60,0	2.36	63,0	2.48				
M38S12	12	3,4%	150,0	5.9	66,0	2.60	84,0	3.31	87,0	3.43				
M38S16	16	1,9%	198,2	7.8	90,1	3.55	108,1	4.26	111,1	4.37				

Tabla 13. Evaluación del piñón [11].

Se toma un número de dientes de 8 y se obtiene el diámetro de paso del piñón el cual es:

$$d_p = 66.7 \text{ [mm]}$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$L_g = 2 * 1.30 + \frac{66.7}{1000} * \pi + 0.04 + 0.45 * 2 + 1.513 * 2$$

$$L_g = 6.78 \text{ [m]}$$

Paso 9:

En este paso se procede a calcular la potencia motriz, la cual consiste en la potencia necesaria para desplazar la banda, teniendo en cuenta la ecuación (7.2.1.22) y sabiendo que $0.38 \left[\frac{m}{s} \right]$ y 0.01 [m] de radio, $38 \left[\frac{rad}{s} \right]$, Se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$P_M = 144 * 38$$

$$P_M = 5472 \text{ [W]}$$

$$P_M = 5.5 \text{ [KW]}$$

8.2.1.2 Análisis estático por elementos finitos estructura banda transportadora curva

Para el análisis estático por elementos finitos se debe tener en cuenta el material que se elaborará la estructura de la banda transportadora, el cual consiste en láminas de aluminio de 3 [mm] de grosor, láminas de polietileno UHMW y perfiles de aluminio Bosch, de estos materiales se obtienen las propiedades físico-mecánicas principales de su elaboración para así realizar un estudio óptimo del

proceso, también se deberá tener en cuenta las cargas máximas que actúan sobre la estructura:

Aleación aluminio 6063 T5:

Módulo de Young: 67666 [Mpa]

Coeficiente de Poisson: 0.34

Límite elástico: 152 [Mpa]

Polietileno (UHMW 1000):

Módulo de Young: 750 [Mpa]

Coeficiente de Poisson: 0.46

Límite elástico: 27.5 [Mpa]

- **Cargas y condiciones**

Se debe tener en cuenta la masa de la banda de polipropileno como también la masa máxima que se transportará de bobinas de cable en la banda transportadora modular.

Masa de la banda de polipropileno:

$$5 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$$

Longitud total de la banda:

$$6.78 [m]$$

Ancho de la banda:

$$0.3 [m]$$

Área total:

$$A = 6.78 * 0.3$$

$$A = 2.034 [m^2]$$

Masa de la banda:

$$m_1 = 5 * 2.034$$

$$m_1 = 10.17 [kg]$$

Masa máxima de las bobinas de cable a transportar:

$$m_{bmax} = 5.9 [kg]$$

Se tiene en cuenta que son 5 bobinas apiladas por lo tanto la masa queda de la siguiente manera:

$$m_2 = 5.9 * 5$$

$$m_2 = 29.5 [kg]$$

Se procede a sumar las dos masas obtenidas y posteriormente a calcular el peso equivalente teniendo en cuenta la aceleración de gravedad para determinar el análisis de los elementos finitos.

$$m_{total} = m_1 + m_2 \tag{8.2.1.2.1}$$

$$m_{total} = 10.17 + 29.5$$

$$m_{total} = 39.67 [kg]$$

Cálculo del peso:

$$F = m_{total} * g \tag{8.2.1.2.2}$$

Donde:

m_{total} = Masa obtenida de la suma de los diferentes componentes a analizar [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

$$F = 39.67 * 9.81$$

$$F = 389.1627 [N]$$

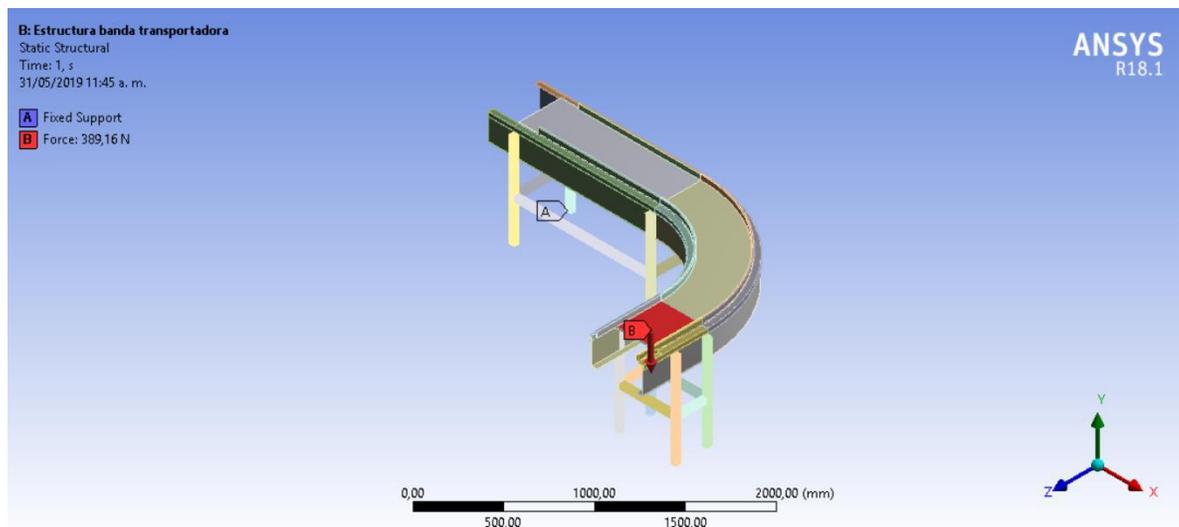


Figura 43. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA de la banda transportadora [33].

Nota: Las condiciones y la fuerza se aplican en el software ANSYS de la siguiente manera:

A: Soportes fijos ubicados en cada una de la caras inferiores de los perfiles de aluminio Bosch.

B: Peso total (389.1627 [N]) ubicado en la primera plataforma donde se presenta un cambio significativo en el análisis de elementos finitos.

- **Características del modelo de elemento finito (mallado) y resultados obtenidos**

Se realizó un mallado estructural, por defecto (automático) para las partes de la estructura que no es necesario de un estudio a fondo; para las partes de la estructura eficaces se realizó un tipo de mallado de solido estructural 3D de referencia SOLID186 y SOLID187 de 20 y 10 nodos respectivamente, proporcionado por el software ANSYS.

Mallado a 18 [mm]

Nodos: 368705

Elementos: 89093

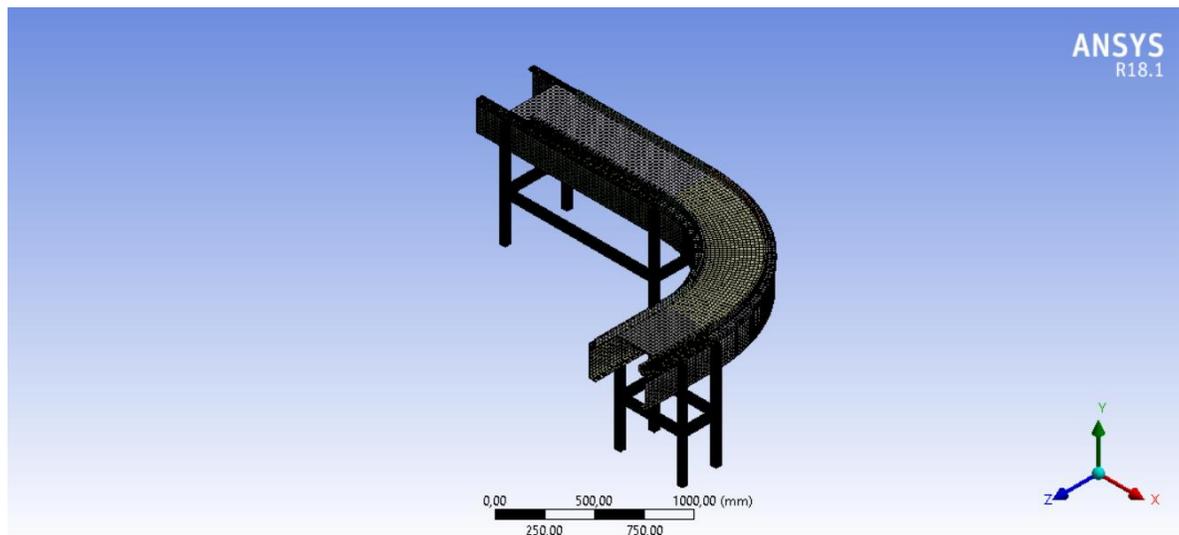


Figura 44. Mallado generado para el análisis FEA de la banda transportadora [33].

Simulación deformación en el eje X:

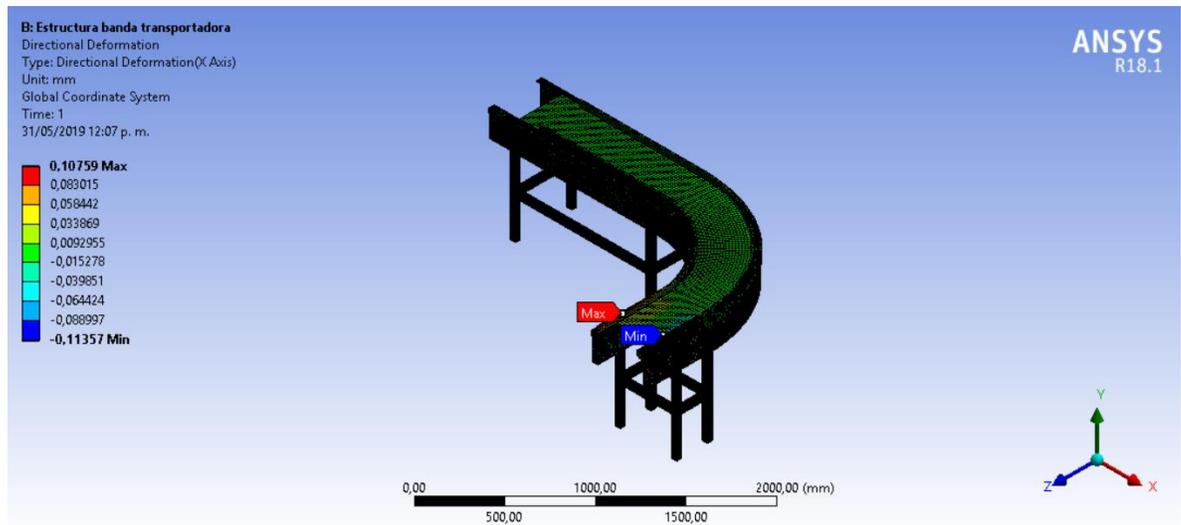


Figura 45. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].

Simulación deformación en el eje Y:

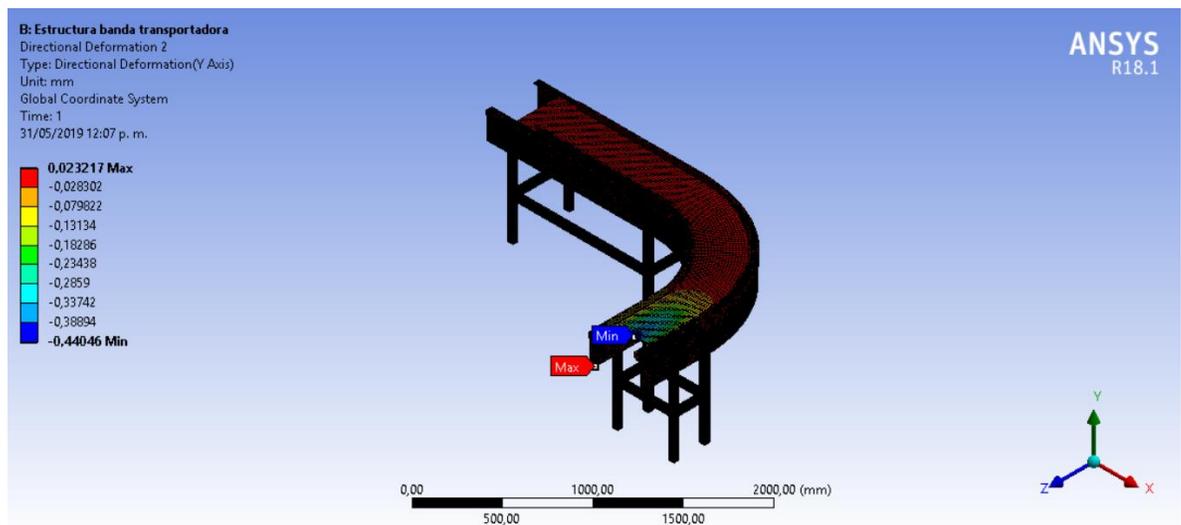


Figura 46. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].

Simulación deformación en el eje Z:

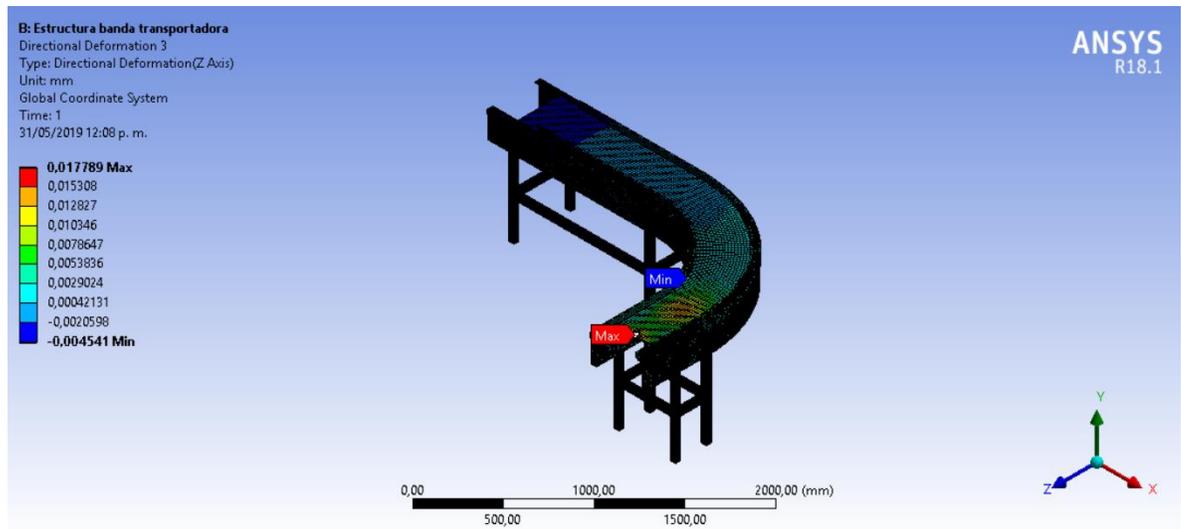


Figura 47. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].

Deformación total:

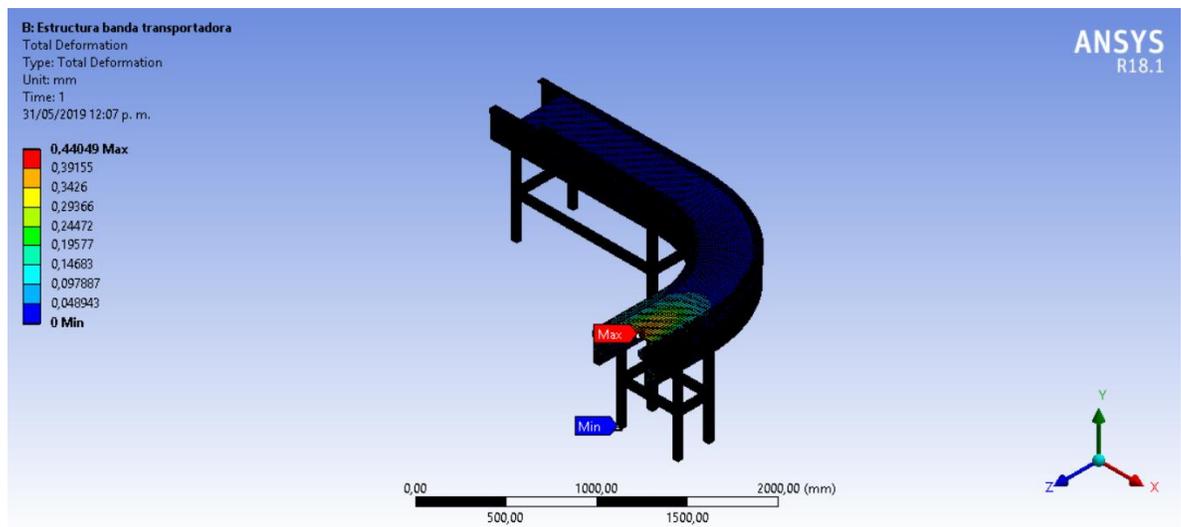


Figura 48. Simulación de deformación total generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].

Deformación unitaria:

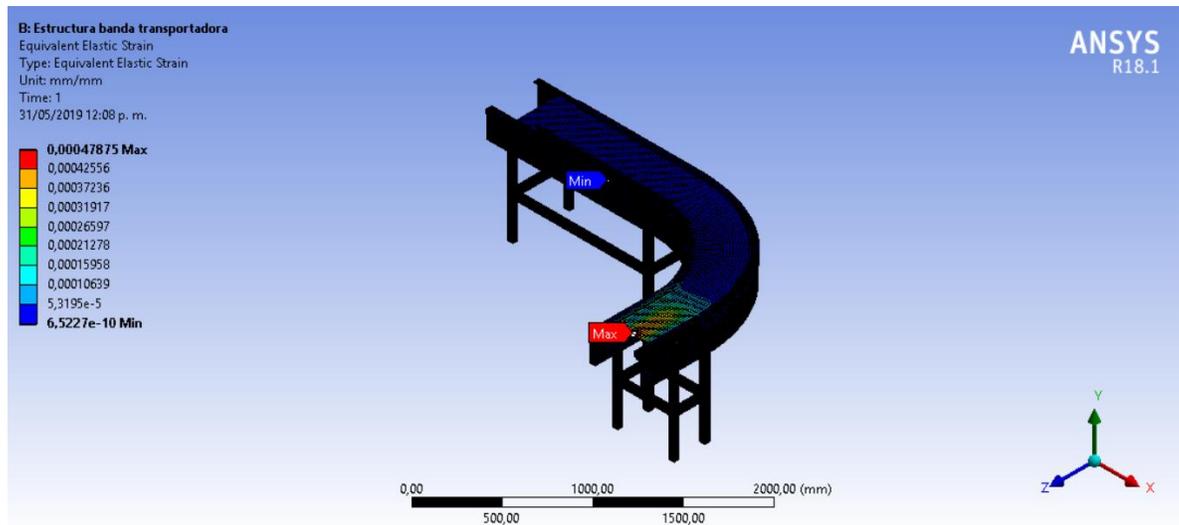


Figura 49. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].

Tensión de Von Mises

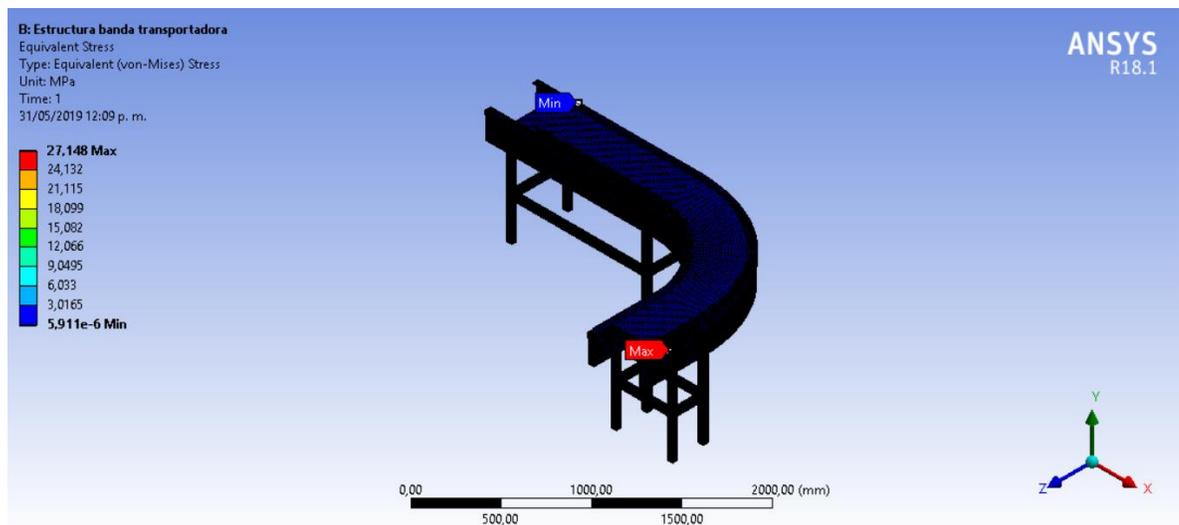


Figura 50. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].

Factor de seguridad:

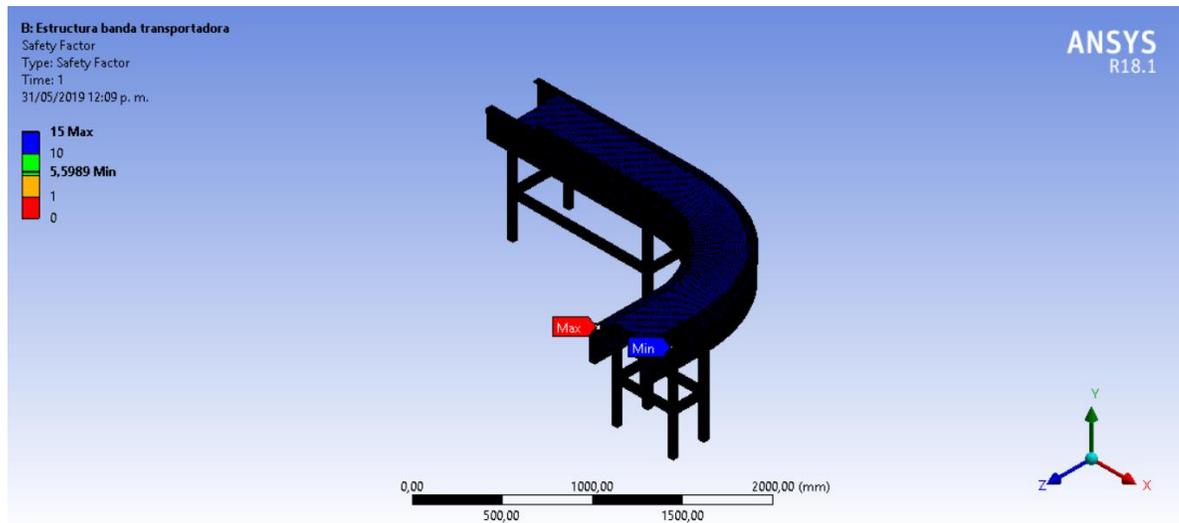


Figura 51. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA de la banda transportadora [33].

Tamaño de mallado [mm]	Máximo desplazamiento en X [mm]	Máximo desplazamiento en Y [mm]	Máximo desplazamiento en Z [mm]
18	0.10759	0.23217	0.017789
Deformación total [mm]	Deformación unitaria	Tensión de Von Mises [Mpa]	Factor de seguridad mínimo
0.44049	0.00047875	27.148	5.5989

Tabla 14. Valores obtenidos por el análisis FEA de la banda transportadora [33].

Teniendo en cuenta los resultados determinados por el análisis de elementos finitos se observa que la tensión de Von Mises no supera el límite elástico de las propiedades físico-mecánicas de los materiales, también se observa en toda la estructura un factor de seguridad máximo de 15 y mínimo de 5.5989 ubicado en las uniones de los perfiles de aluminio Bosch, el factor de seguridad mínimo proporcionado es óptimo para su construcción.

8.2.2 Soporte paso de bobinas de cable

Se diseñó una estructura de soporte con una lámina de polietileno y aluminio, con el fin de soportar el paso de las bobinas de cable apiladas de la banda transportadora a su respectiva caja de cartón.

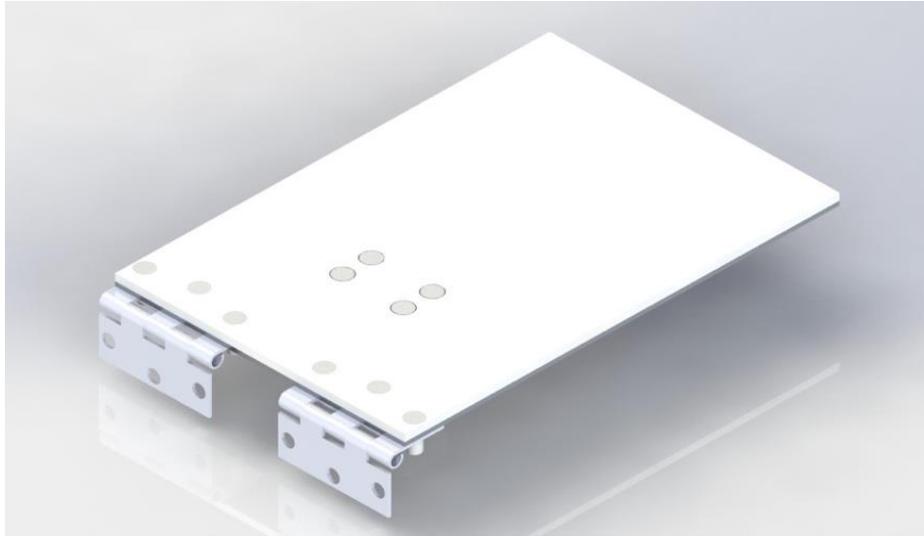


Figura 52. Soporte paso de bobinas de cable, representación hecha en SolidWorks [33].

8.2.2.1 Análisis estático por elementos finitos soporte paso de bobinas de cable

Para el análisis estático por elementos finitos se debe tener en cuenta el material que se elaborará la estructura de soporte, el cual consiste en una lámina de aluminio de 3 [mm] de grosor y una lámina de polietileno UHMW de 5 [mm] de grosor, cabe recalcar que este soporte es sujetado a la banda transportadora por medio de una bisagra de acero inoxidable, de estos materiales se obtienen las propiedades físico-mecánicas principales de su elaboración para así realizar un estudio óptimo del proceso, también se deberá tener en cuenta las cargas máximas que actúan sobre el soporte:

Aleación aluminio 6063 T5:

Módulo de Young: 67666 [Mpa]

Coeficiente de Poisson: 0.34

Límite elástico: 152 [Mpa]

Polietileno (UHMW 1000):

Módulo de Young: 750 [Mpa]

Coeficiente de Poisson: 0.46

Límite elástico: 27.5 [Mpa]

Acero inoxidable 304:

Módulo de Young: 190000 [Mpa]

Coeficiente de Poisson: 0.27

Límite elástico: 205 [Mpa]

- **Cargas y condiciones**

Se debe tener en cuenta que en el soporte únicamente pasaran las bobinas de cable de la banda transportadora a su respectiva caja, esto se lleva a cabo por el accionamiento del cilindro neumático:

Masa máxima de las bobinas de cable a transportar:

$$m_{bmax} = 5.9 [kg]$$

Se tiene en cuenta que son 5 bobinas por lo tanto la masa queda de la siguiente manera:

$$m_1 = 5.9 * 5$$

$$m_1 = 29.5 [kg]$$

Se procede a calcular el peso equivalente teniendo en cuenta la aceleración de gravedad para determinar el análisis de los elementos finitos.

Cálculo del peso:

$$F = m_1 * g \quad (8.2.2.1.1)$$

Donde:

m_1 = Masa obtenida de la suma de los diferentes componentes ha analizar [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

$$F = 29.5 * 9.81$$

$$F = 289.395 [N]$$

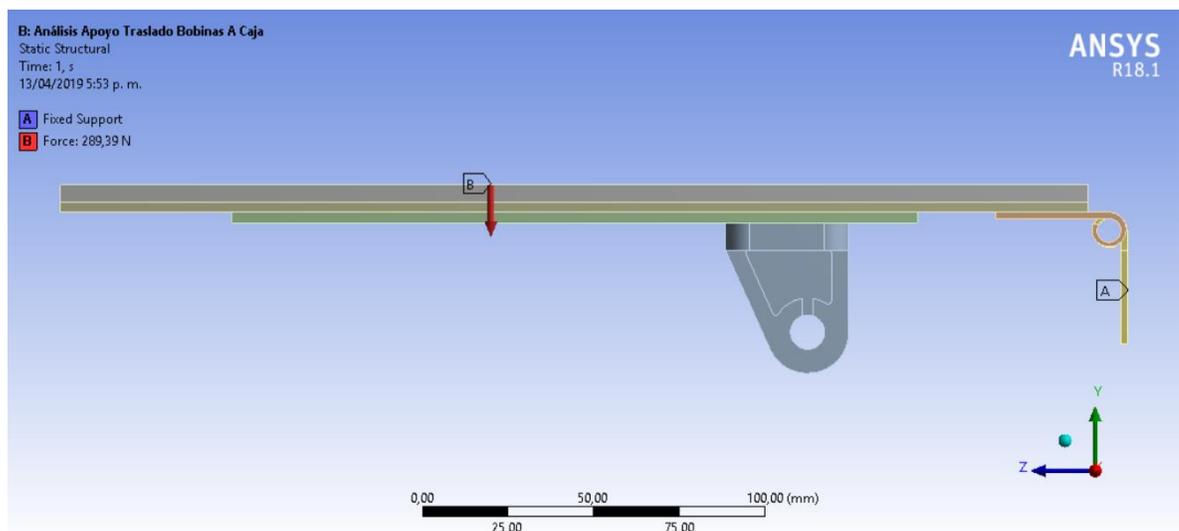


Figura 53. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].

Nota: Las condiciones y la fuerza se aplican en el software ANSYS de la siguiente manera:

A: Soportes fijos ubicados en las dos caras laterales de las bisagras y los orificios del apoyo.

B: Peso total (289.395 [N]) ubicado en la plataforma superior de la estructura.

- **Características del modelo de elemento finito (mallado) y resultados obtenidos**

Se realizó un mallado estructural, por defecto (automático) para las partes de la estructura que no es necesario de un estudio a fondo; para las partes de la estructura eficaces se realizó un tipo de mallado de solido estructural 3D de referencia SOLID186 y SOLID187 de 20 y 10 nodos respectivamente, proporcionado por el software ANSYS.

Mallado a 30 [mm]

Nodos: 6882

Elementos: 2579

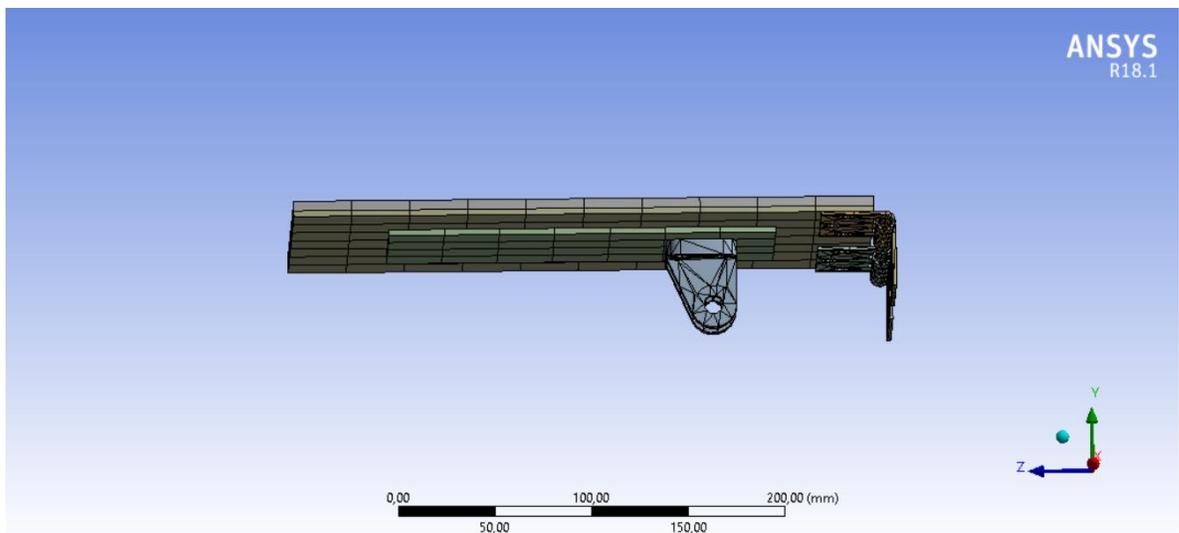


Figura 54. Mallado generado para el análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].

Simulación de deformación en el eje X:

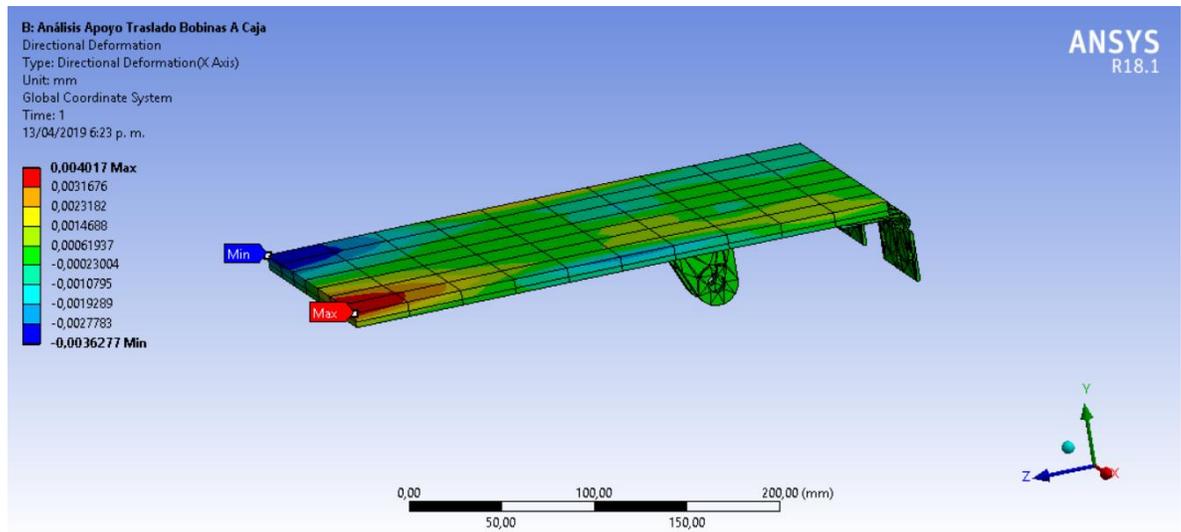


Figura 55. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].

Simulación de deformación en el eje Y:

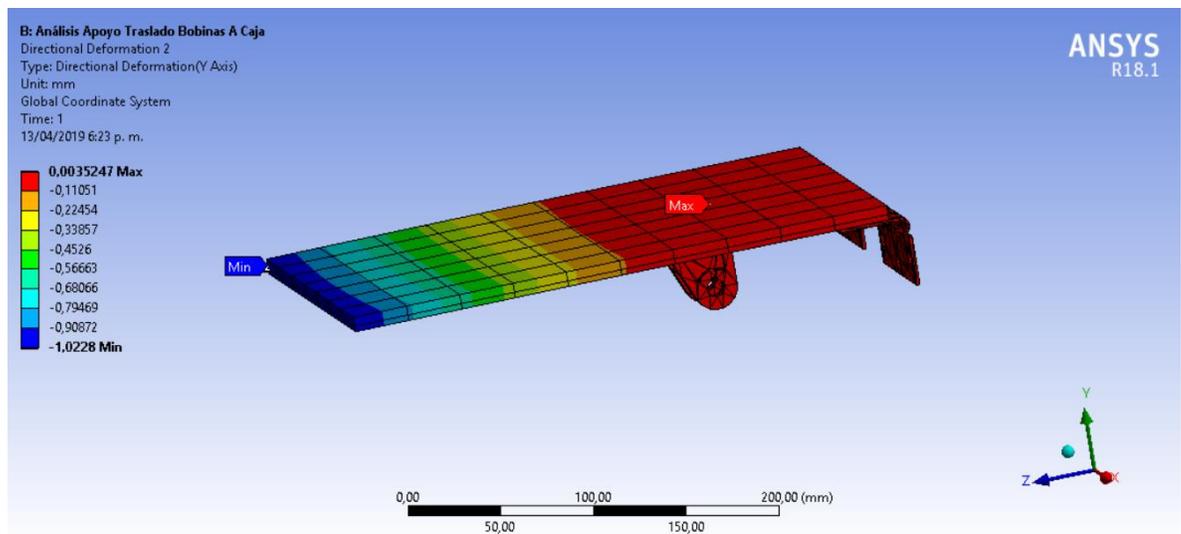


Figura 56. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].

Simulación de deformación en el eje Z:

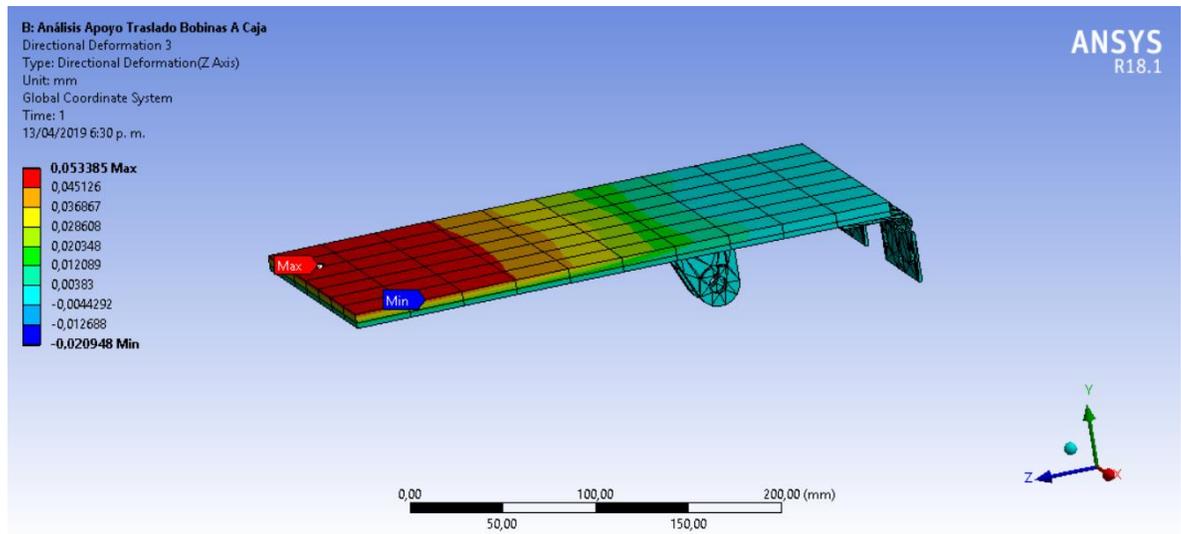


Figura 57. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].

Deformación total:

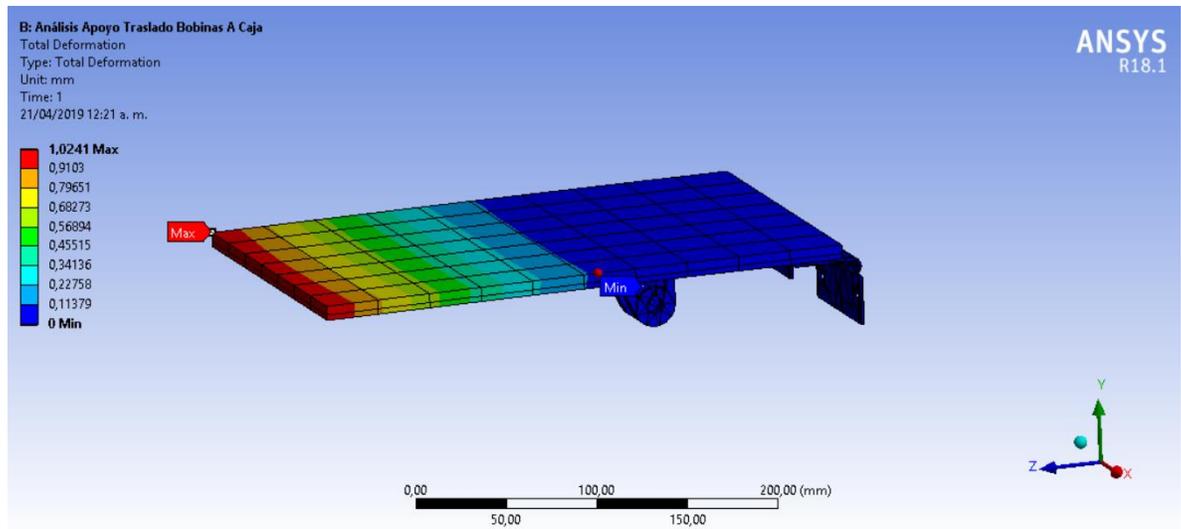


Figura 58. Simulación de deformación total generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].

Deformación unitaria:

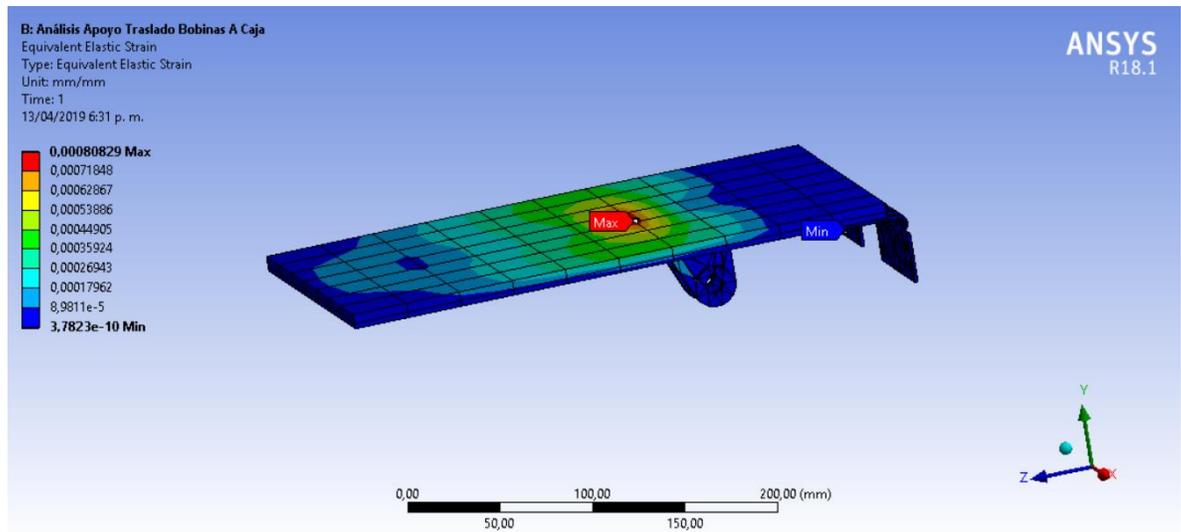


Figura 59. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].

Tensión de Von Mises

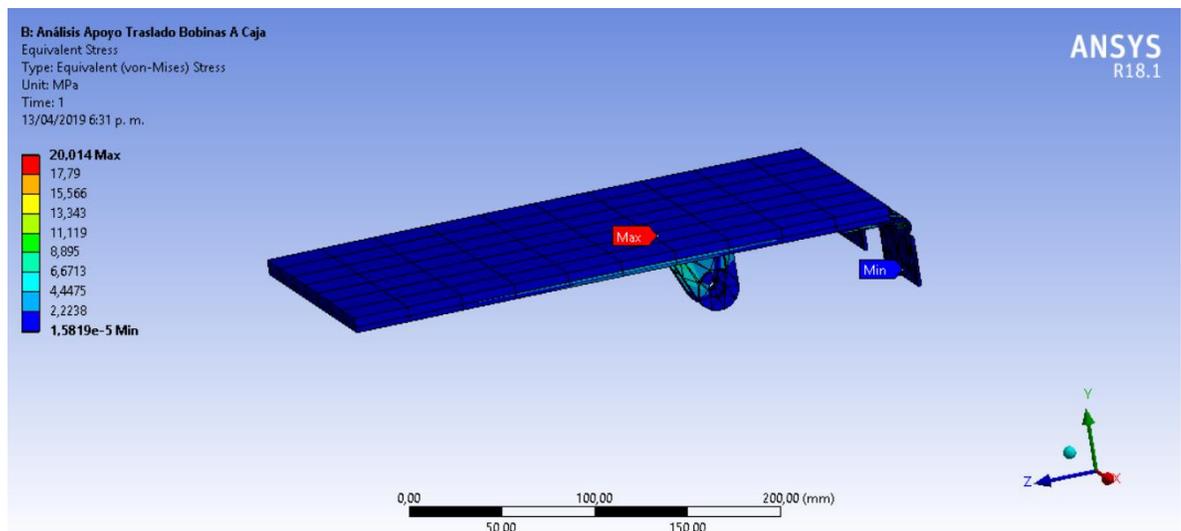


Figura 60. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].

Factor de seguridad:

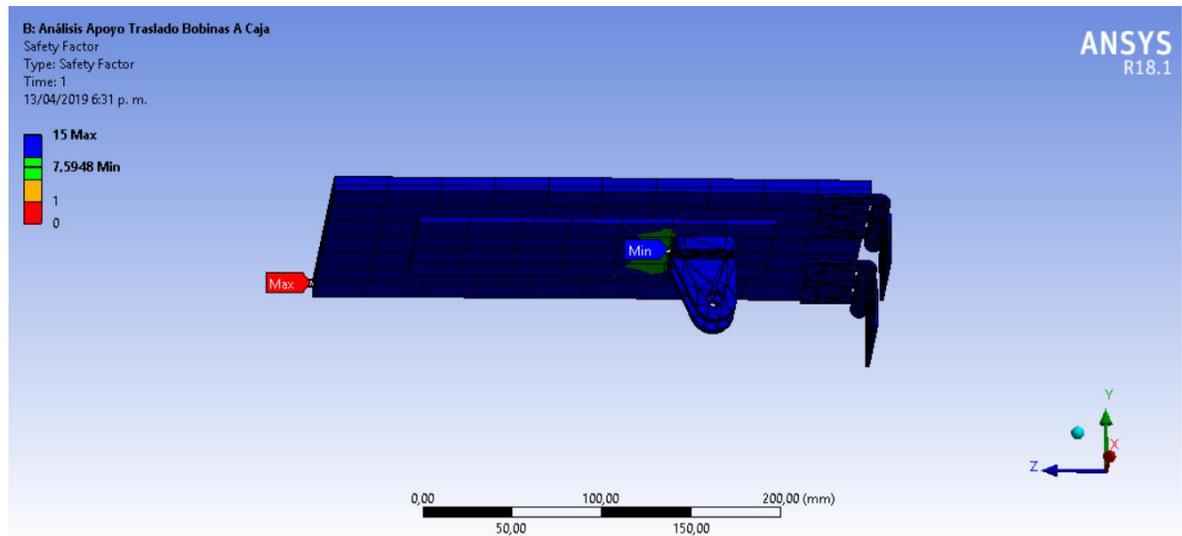


Figura 61. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA del soporte bobinas de cable [33].

Tamaño de mallado [mm]	Máximo desplazamiento en X [mm]	Máximo desplazamiento en Y [mm]	Máximo desplazamiento en Z [mm]
30	0.004017	0.0035247	0.053385
Deformación total [mm]	Deformación unitaria	Tensión de Von Mises [Mpa]	Factor de seguridad mínimo
1.0241	0.00080829	20.014	7.5948

Tabla 15. Valores obtenidos por el análisis FEA de la banda transportadora [33].

Teniendo en cuenta los resultados determinados por el análisis de elementos finitos se observa que la tensión de Von Mises no supera el límite elástico de las propiedades físico-mecánicas de los materiales, también se observa en toda la estructura un factor de seguridad máximo de 15 y mínimo de 7.5948 ubicado en el soporte donde se posiciona el actuador neumático, el factor de seguridad mínimo proporcionado es óptimo para su construcción.

8.2.3 Sistema armado y traslado de cajas de cartón corrugado

El sistema armado y traslado de cajas de cartón corrugado dispone de un soporte para el posicionamiento de las cajas de cartón, un sistema lineal accionado por una correa dentada con el fin de posicionar correctamente el sistema de succión, un sistema de succión para la selección de las cajas de cartón y un sistema de correas dentadas encargadas de trasladar las cajas de cartón corrugado al sistema de sellado.



Figura 62. Sistema de armado de cajas de cartón corrugado, representación hecha en SolidWorks [33].

8.2.3.1 Análisis del sistema de ventosas

Ventosas para el armado de cajas de cartón corrugado:

El armado de las cajas de cartón corrugado se realiza por medio de ventosas al vacío, teniendo en cuenta los soportes y eslabones el sistema agarra y abre las cajas de cartón corrugado, cabe recalcar que las cajas se posicionan verticalmente en la máquina de encajado.

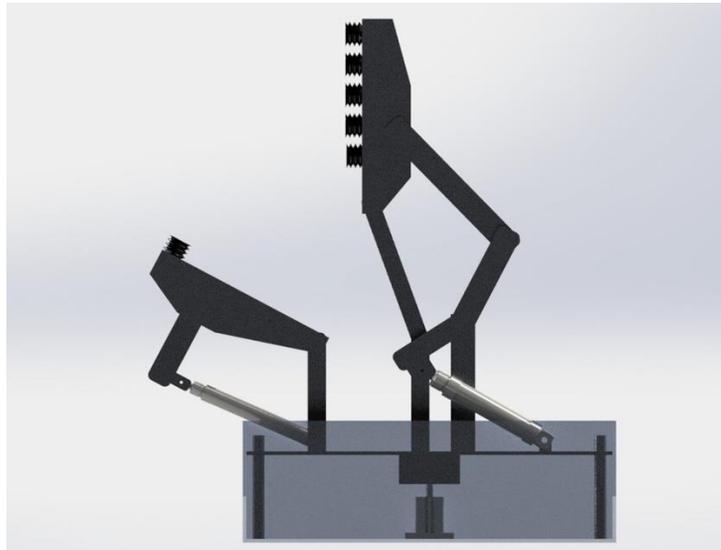


Figura 63. Sistema de ventosas para el armado de cajas, representación hecha en SolidWorks [33].

Descripción	Material usado	Cantidad	Masa unitaria [kg]	Masa total [kg]
Caja de cartón corrugado	Cartón corrugado	1	2.5	2.5
MASA TOTAL				2.5

Tabla 16. Componentes necesarios para el cálculo del sistema de ventosas [33].

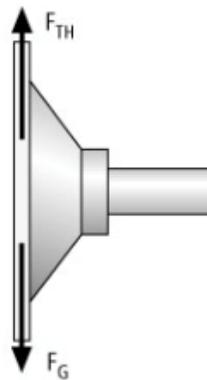


Figura 64. Diagrama de cuerpo libre de la ventosa [36].

Teniendo en cuenta la técnica de vacío de la página de Festo, para calcular la fuerza de retención teórica F_{TH} se procede a utilizar la siguiente ecuación [36]:

$$F_{TH} = \left(\frac{m}{\mu}\right) * (g + a) * S [N] \quad (8.2.3.1.1)$$

Dónde:

F_{TH} = Fuerza de retención teórica [N]

m = Masa [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

a = Aceleración de la instalación $\left[\frac{m}{s^2}\right]$, Se procede a utilizar un valor empírico por aceleración teniendo en cuenta que es accionado por una correa dentada eléctrica $20 \left[\frac{m}{s^2}\right]$

μ = Coeficiente de fricción

S = Por seguridad se establece un factor de seguridad recomendable de 2 teniendo en cuenta que es una pieza para sujetar rugosa y porosa.

Para obtener el coeficiente de fricción se debe tener en cuenta que material de ventosa se utilizara, en este caso se utilizarán ventosas con rosca de fijación de material NBR, esto debido a la disponibilidad comercial, bajo costo y un coeficiente de fricción contra el cartón óptimo para el proceso.

	Material de la Ventosa	Material de la Superficie	Coef. min.	Coef. máx.	Coef. típico
1	Silicona	Plástico	0.3	0.6	0.45
2	Silicona	Goma dura	0.45	0.7	0.6
3	Silicona	Aglomerado	0.4	0.65	
4	Silicona	Cartón	0.4	0.65	0.5
5	Silicona	Papel de lija 120	0.55	0.9	
6	Poliuretano	Plástico	0.55	0.8	0.65
7	Poliuretano	Goma dura	0.85	1.25	1
8	Poliuretano	Aglomerado	0.55	0.8	
9	Poliuretano	Cartón	0.45	1	0.7
10	Poliuretano	Papel de lija 120	0.7	1.2	
11	Caucho de Nitrilo (NBR)	Plástico	0.55	1.05	0.7
12	Caucho de Nitrilo (NBR)	Goma dura	0.75	1.25	0.8
13	Caucho de Nitrilo (NBR)	Aglomerado	0.6	1.05	
14	Caucho de Nitrilo (NBR)	Cartón	0.6	0.8	0.75
15	Caucho de Nitrilo (NBR)	Papel de lija 120	1	1.4	
16	Neopreno	Plástico			0.8
17	Neopreno	Goma dura			0.8

Tabla 17. Coeficiente de fricción entre ventosas y material de la superficie [36].

Según la tabla 17 el coeficiente de fricción típico de NBR contra el cartón es de:

$$\mu = 0.75$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$F_{TH} = \left(\frac{2.5}{0.75} \right) * (9.81 + 20) * 2$$

$$F_{TH} = 198.73 [N]$$

Para calcular la fuerza de aspiración F_S se procede a utilizar la siguiente ecuación:

$$F_S = \frac{F_{TH}}{\eta} [N] \quad (8.2.3.1.2)$$

Dónde:

F_S = Fuerza de aspiración [N]

F_{TH} = Fuerza de retención teórica [N]

η = Número de ventosas

Se debe tener en cuenta que el número de ventosas que se utilizará será de 5, esto con el fin de lograr una exacta distribución de fuerza para la selección de la caja y no fracturar la caja de cartón corrugado.

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$F_S = \frac{198.73}{5}$$

$$F_S = 39.746 \text{ [N]}$$

Teniendo en cuenta los cálculos realizados se seleccionó una ventosa con rosca de fijación ESS:

VENTOSA CON ROSCA DE FIJACIÓN ESS FESTO	
Datos técnicos generales	
Ventosa con rosca de fijación ESS, fuelle de 3.5	
Diámetro de la ventosa	40 [mm]
Forma de la ventosa	Redonda, fuelle de 3.5
Tipo de fijación	Mediante conexión de vacío
Compensación de altura H1	12.8 [mm]
Fuerza de sujeción con presión nominal	42.4 [N]
Fluido de trabajo	Aire atmosférico en concordancia con ISO 8573-1-2010 [7: -: -]
Presión de funcionamiento	-0.95 ... 0 [bar]
Temperatura ambiente	-10 ... 70 [°C]

Tabla 18. Especificaciones selección ventosa de succión [37].

Teniendo en cuenta la técnica de vacío de la página de Festo, para calcular la capacidad de aspiración que debe disponer un generador de vacío, se procede a utilizar la siguiente ecuación [36]:

$$V = \eta * V_s \left[\frac{l}{min} \right] \quad (8.2.3.1.3)$$

Dónde:

$$V = \text{Capacidad de aspiración} \left[\frac{l}{min} \right]$$

η = Número de ventosas

$$V_s = \text{Capacidad de aspiración necesaria para una sola ventosa} \left[\frac{l}{min} \right]$$

Para determinar la capacidad de aspiración para una sola ventosa se observa en la siguiente tabla:

Ø de la ventosa	Capacidad de aspiración V_s	
hasta 60 mm	0,5 m ³ /h	8,3 l/min
hasta 120 mm	1,0 m ³ /h	16,6 l/min
hasta 215 mm	2,0 m ³ /h	33,3 l/min
hasta 450 mm	4,0 m ³ /h	66,6 l/min

Tabla 19. Capacidad de aspiración para la evacuación de una ventosa [36].

Teniendo en cuenta que la ventosa seleccionada no supera los 60 [mm] de diámetro, se selecciona una capacidad de aspiración V_s de:

$$V_s = 8.3 \left[\frac{l}{min} \right]$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$V = 5 * 8.3$$

$$V = 41.5 \left[\frac{l}{min} \right]$$

Se determina que cada generador de vacío debe suministrar:

$$V = 8.3 \left[\frac{l}{min} \right]$$

GENERADOR DE VACIO OVEM FESTO	
Datos técnicos generales	
Generador de vacío OVEM, OVEM-05, gran caudal de aspiración	
Diámetro nominal de tobera laval	0.45 [mm]
Presión de funcionamiento	2 ... 8 [bar]
Presión nominal de funcionamiento	6 [bar]
Medio de funcionamiento	Aire comprimido ISO 8573-12010 [7:4:4]
Nota sobre el fluido de trabajo	No es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado
Temperatura ambiente	0 ... 50 [°C]
Caudal de aspiración máximo contra atmósfera	13 $\left[\frac{l}{min} \right]$

Tabla 20. Especificaciones selección generador de vacío [37].

Ventosas para el soporte de las cajas de cartón corrugado:

Para realizar el análisis de la ventosa encargada del soporte de uno de los lados de la caja de cartón corrugado, se toma un peso máximo de dobles, teniendo en cuenta que la ventosa debe generar una fuerza de retención contraria a la del sistema de apertura, esto con el fin de que el sistema funcione adecuadamente.

Descripción	Material usado	Cantidad	Masa unitaria [kg]	Masa total [kg]
Peso máximo dobles	-	1	1	1
MASA TOTAL				1

Tabla 21. Componentes necesarios para el cálculo del sistema de ventosas [33].

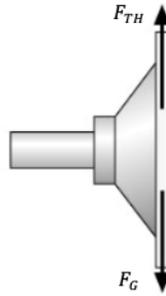


Figura 65. Diagrama de cuerpo libre de la caja de la ventosa [36].

Para calcular la fuerza de retención teórica F_{TH} se procede a utilizar la ecuación (8.2.3.1.1):

la selección del coeficiente de fricción se determinó con anterioridad a partir de la tabla 17, este análisis se desarrolla con el mismo coeficiente de fricción típico de NBR contra el cartón:

$$\mu = 0.75$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$F_{TH} = \left(\frac{1}{0.75}\right) * (9.81 + 0) * 2$$

$$F_{TH} = 26.16 [N]$$

Para calcular la fuerza de aspiración F_S se procede a utilizar la ecuación (8.2.3.1.2), se debe tener en cuenta que se utilizara una ventosa para ejercer el soporte, esto

con el fin de que no sería necesario de disponer de más ventosas ya que la fuerza de retención obtenida es lo suficientemente mínima para un desempeño óptimo en el proceso.

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$F_s = \frac{26.16}{1}$$

$$F_s = 26.16 [N]$$

Teniendo en cuenta los cálculos realizados se seleccionó una ventosa con rosca de fijación ESS:

VENTOSA CON ROSCA DE FIJACIÓN ESS FESTO	
Datos técnicos generales	
Ventosa con rosca de fijación ESS, fuelle de 3.5	
Diámetro de la ventosa	40 [mm]
Forma de la ventosa	Redonda, fuelle de 3.5
Tipo de fijación	Mediante conexión de vacío
Compensación de altura H1	12.8 [mm]
Fuerza de sujeción con presión nominal	42.4 [N]
Fluido de trabajo	Aire atmosférico en concordancia con ISO 8573-1-2010 [7: -: -]
Presión de funcionamiento	-0.95 ... 0 [bar]
Temperatura ambiente	-10 ... 70 [°C]

Tabla 22. Especificaciones selección ventosa de succión [37].

Para calcular la capacidad de aspiración que debe disponer un generador de vacío, se procede a utilizar la ecuación (8.2.3.1.3), la capacidad de aspiración para una sola ventosa se observa en la tabla 19:

Teniendo en cuenta que la ventosa seleccionada no supera los 60 [mm] de diámetro, se selecciona una capacidad de aspiración V_s de:

$$V_s = 8.3 \left[\frac{l}{min} \right]$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$V = 1 * 8.3$$

$$V = 8.3 \left[\frac{l}{min} \right]$$

GENERADOR DE VACIO OVEM FESTO	
Datos técnicos generales	
Generador de vacío OVEM, OVEM-05, gran caudal de aspiración	
Diámetro nominal de tobera laval	0.45 [mm]
Presión de funcionamiento	2 ... 8 [bar]
Presión nominal de funcionamiento	6 [bar]
Medio de funcionamiento	Aire comprimido ISO 8573-12010 [7:4:4]
Nota sobre el fluido de trabajo	No es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado
Temperatura ambiente	0 ... 50 [°C]
Caudal de aspiración máximo contra atmósfera	13 $\left[\frac{l}{min} \right]$

Tabla 23. Especificaciones selección generador de vacío [37].

8.2.3.2 Análisis del sistema lineal accionado por una correa dentada

Para el desplazamiento del sistema de succión de ventosas al vacío, se realiza por medio de un sistema lineal, el cual es accionado por una correa dentada la que proporciona el movimiento tanto a la izquierda como a la derecha del sistema de succión, a continuación, se observará el modelo en CAD.

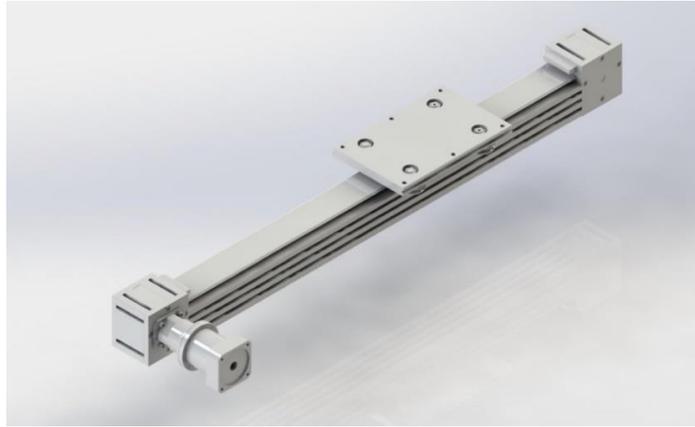


Figura 66. Sistema lineal accionado por una correa dentada, representación hecha en SolidWorks [33].

- **Selección del sistema lineal:**

Descripción	Material usado	Cantidad	Masa unitaria [g]	Masa total [g]
Ventosa con rosca de fijación ESS fuelle de 3,5	NBR	6	21.9	131.4
Elemento de fijación para ventosa	Acero de aleación fina	6	30	180
Eslabón 1	Aluminio 6063 T5	1	293.92	293.92
Eslabón 2	Aluminio 6063 T5	1	603.40	603.40
Eslabón 3	Aluminio 6063 T5	1	378.26	378.26
Soporte ventosas 1	Aluminio 6063 T5	1	668.27	668.27
Soporte ventosas 2	Aluminio 6063 T5	1	603.59	603.59
Estructura soporte sistema de succión 1	Aluminio 6063 T5	1	4910.92	4910.92
Estructura soporte sistema de succión 2	Aluminio 6063 T5	1	8233.56	8233.56
Cilindro neumático 1	-	1	525.5	525.5
Cilindro neumático 2	-	1	384	384
Cilindro neumático 3	-	1	310	310
MASA TOTAL				17222.82

Tabla 24. componentes necesarios para el cálculo del sistema lineal [33].

Teniendo en cuenta la masa total estipulada en [kg] se procede a calcular las fórmulas para la selección del sistema lineal:

$$m = 17.222 \text{ [kg]}$$

Para la selección del carro de poco espesor Slimline se procede a calcular el peso de la siguiente manera:

$$F = m * g \text{ [N]} \quad (8.2.3.2.1)$$

Dónde:

$$F = \text{Peso [N]}$$

$$M = \text{Masa obtenida de la suma de los diferentes componentes a analizar [kg]}$$

$$g = \text{Aceleración de la gravedad } \left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$F = 17.222 * 9.81$$

$$F = 168.9478 \text{ [N]} = L1$$

$$L2 = M = Mv = 0$$

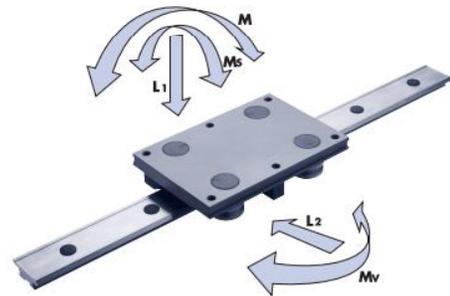


Figura 67. Diagrama de cuerpo libre de momentos y fuerzas [38].

La fuerza calculada anteriormente $L1$ se reparte por igual entre los 4 rodamientos, obteniendo el siguiente resultado:

$$L1 = 42.2369 \text{ [N]}$$

Para calcular el momento M_s se debe tener en cuenta que la distancia entre los rodamientos es de 195 [mm], es decir 0.195 [m], el cálculo del momento queda de la siguiente manera:

$$M_s = 42.2369 * 0.195$$

$$M_s = 8.2361 \text{ [Nm]}$$

La fuerza de reacción de cada uno de los rodamientos queda de la siguiente manera:

$$F_{reacción} = \frac{8.2361}{2 * 0.195}$$

$$F_{reacción} = 21.1185 \text{ [N]}$$

Teniendo en cuenta de que no se posee ninguna fuerza vertical desequilibrada, la reacción axial de los rodamientos excéntricos será igual y contraria, es decir -10 [N], por lo tanto, la carga de los rodamientos concéntricos y excéntricos queda de la siguiente manera:

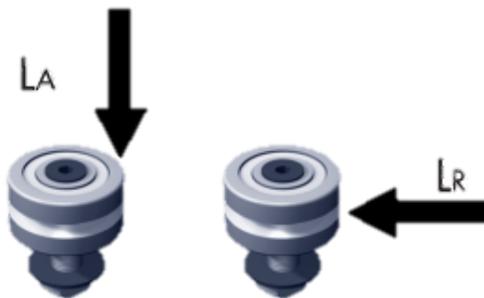


Figura 68. Cargas axiales y radiales de los rodamientos [38].

Rodamientos excéntricos:

$$L_A = 42.2369 + 21.1185$$

$$L_A = 63.3554 [N]$$

$$L_R = 0$$

Rodamientos concéntricos:

$$L_A = 42.2369 - 21.1185$$

$$L_A = 21.1184 [N]$$

$$L_R = 0$$

Para calcular el factor de carga LF , se obtiene con los valores de L_A y L_R máximos. El rodamiento seco para utilizar pertenece a la serie Slimline con un número de pieza J580, por consiguiente, los valores de L_A y L_R se pueden observar en la siguiente tabla:

Capacidades de carga para rodamientos de poco espesor				
Números de pieza de los rodamientos	Seco		Lubricado	
	LA (máx)	LR (máx)	LA (máx)	LR (máx)
	N	N	N	N
...J 195...	45	90	100	240
...J 265...	100	200	235	575
...J 360...	200	400	500	1200
...J 580...	450	900	1060	2600

Figura 69. Cargas axiales y radiales máximas de los rodamientos de la serie Slimline [38].

Para calcular el factor de carga LF del sistema, se procede a utilizar la siguiente ecuación:

$$LF = \frac{L_A}{L_{A(\max)}} + \frac{L_R}{L_{R(\max)}} \quad (8.2.3.2.2)$$

Dónde:

LF = Factor de carga del sistema

L_A = Carga axial del sistema [N]

$L_{A(\max)}$ = Carga axial del sistema máxima [N]

L_R = Carga radial del sistema [N]

$L_{R(\max)}$ = Carga radial del sistema máxima [N]

Nota: se debe tener en cuenta que el factor de carga LF no debe superar 1 para ninguna combinación de cargas.

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado para los rodamientos excéntricos:

$$LF = \frac{63.3554}{450} + \frac{0}{900}$$

$$LF = 0.1407$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado para los rodamientos concéntricos:

$$LF = \frac{21.1184}{450} + \frac{0}{900}$$

$$LF = 0.0469$$

Para calcularla duración del sistema, se procede a utilizar la siguiente ecuación:

$$Duración = \frac{Duración\ básica}{(0.03 + 0.97 * LF)^2} [km] \quad (8.2.3.2.3)$$

Dónde:

Duración = Duración del sistema [km]

Duración básica = Duración básica del sistema, teniendo en cuenta la referencia del rodamiento la duración básica es de 150

LF = Factor de carga del sistema

Se procede a reemplazar los valores teniendo en cuenta el máximo factor de carga del sistema, en este caso se toma el factor de carga de los rodamientos excéntricos:

$$Duración = \frac{150}{(0.03 + 0.97 * 0.1407)^2}$$

$$Duración = 5412.1813 [km]$$

SISTEMA LINEAL SLIMLINE	
Número de pieza	AU 76 580
Para utilizar con guías	L76 y NL 76
Longitud de la guía	1083 [mm]
Diámetro de rodamiento	58 [mm]
No de agujeros por rosca	6X M10
Longitud del carro Slimline	300X191.80 [mm]
Número pieza del rodamiento	J580

Tabla 25. Especificaciones selección sistema lineal SlimLine [38].

- **Análisis de la correa dentada para el sistema lineal:**

Para el análisis de la correa dentada del sistema lineal se deberá tener en cuenta la masa total estipulada en [kg] obtenida en la tabla 24:

$$m = 17.222 [kg]$$

La correa dentada que se utilizó para el proceso pertenece a la referencia T10-S-01 de Habasit, teniendo en cuenta que cumple con las expectativas del proceso, como el transporte de paquetes y sirve para procesos de automatización.

Para calcular la fuerza de fricción F_{US} se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.1), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_{US} = 9.81 * 17.222 * 0.4$$

$$F_{US} = 67.5791 [N]$$

Teniendo en cuenta de que el sistema se posiciona totalmente horizontal, la fuerza de elevación es:

$$F_{Ui} = 0 [N]$$

Para calcular la fuerza de periférica F_U se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.3), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_U = 67.5791 + 0$$

$$F_U = 67.5791 [N]$$

Para calcular los dientes requeridos de la polea, se debe tener en cuenta los criterios de diseño y la referencia de la correa seleccionada utilizando la ecuación (7.3.1.4), la referencia de la correa seleccionada, el paso del cinturón es el siguiente:

$$P_b = 10 [mm]$$

Y el diámetro efectivo de la polea se tiene en cuenta el sistema el acople al sistema lineal, por tal motivo se selecciona de:

$$d = 60 [mm]$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$z_p = \frac{60 * \pi}{10}$$

$$z_p = 18.8495 \approx 19$$

Para calcular la frecuencia de rotación f_R , se deberá tener en cuenta que el factor de velocidad es de $0.38 \left[\frac{m}{s} \right]$, se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.5):

Por criterios de diseño la longitud total de la correa dentada es de:

$$L_0 = 2577 [mm]$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$f_R = \frac{0.38 * 1000}{2577}$$

$$f_R = 0.1474 \left[\frac{1}{s} \right]$$

Para calcular la fuerza F_2 se procede a utilizar la siguiente ecuación (7.3.1.6), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_2 = 0.2 * 67.5791$$

$$F_2 = 13.51582 \text{ [N]}$$

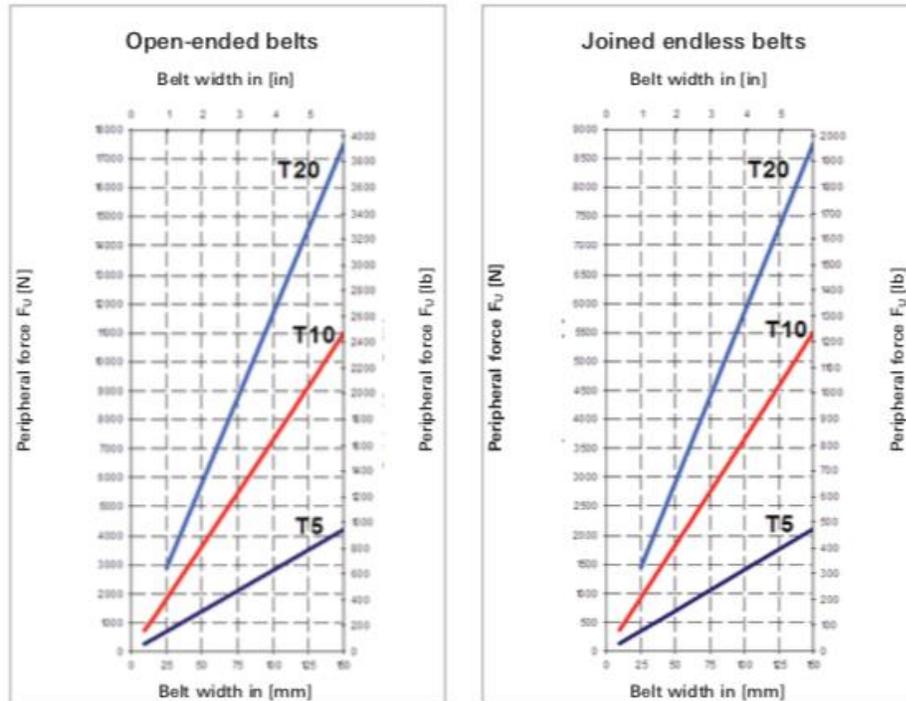


Figura 70. Ancho de correa dentada para la serie T [12].

Teniendo en cuenta la fuerza periférica determinada se procede a seleccionar el ancho que debe tener la correa dentada, observando la gráfica se selecciona un ancho de 25 [mm] teniendo una fuerza periférica de 67.5791 [N].

Para calcular la elongación del cinturón generado por la fuerza periférica se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.7):

Se debe tener en cuenta que la fuerza de tracción para 1% de elongación teniendo un ancho de correa dentada de 25 [mm] es:

$$k_{1\%} = 5500 \text{ [N]}$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$\varepsilon_U = \frac{67.5791}{5500}$$

$$\varepsilon_U = 0.01228 \text{ [%]}$$

Para calcular la mínima elongación del cinturón se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.8), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$\varepsilon_2 = 0.2 * 0.01228$$

$$\varepsilon_2 = 0.002456 \text{ [%]}$$

Para calcular la fuerza de presión del rodillo tensor F_{WT} se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.9), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_{WT} = 0.4 * 67.5791 * 1$$

$$F_{WT} = 27.03164 \text{ [N]}$$

Para calcular la fuerza F_1 se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.10), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_1 = 13.51582 + 67.5791$$

$$F_1 = 81.0949 \text{ [N]}$$

Para calcular la carga del eje dinámica de la polea motriz F_{WAd} se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.11), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_{WAd} = 81.0949 + 13.51582$$

$$F_{WAd} = 94.6107 [N]$$

Para calcular la carga estática del eje de la polea trasera F_{WAs} se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.12), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_{WAs} = 2 * 13.51582$$

$$F_{WAs} = 27.09164 [N]$$

Para calcular la potencia en la polea de accionamiento se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.13), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$P = \frac{67.5791 * 0.38}{1000}$$

$$P = 0.0256 [kW]$$

Considerando la eficiencia de la caja de engranaje de $\eta = 75\%$, valor recomendado por la guía Habasit cuando no se conoce la cifra correcta, la potencia P_M se obtiene teniendo en cuenta la siguiente ecuación:

$$P_M = \frac{P * 200}{\eta} [kW] \quad \textbf{(8.2.3.2.4)}$$

Dónde:

P_M = Potencia del motor [kW]

P = Potencia en la polea de accionamiento [kW]

η = Eficiencia de la caja de engranaje [%]

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$P_M = \frac{0.0256 * 200}{75}$$

$$P_M = 0.07 [kW]$$

8.2.3.3 Análisis del sistema de traslado de cajas accionado por correas dentadas

Para el desplazamiento de las cajas de cartón hacia el sistema de sellado, se realiza por medio de correas dentadas, brindando la movilidad de una manera ágil y óptima para el proceso, a continuación, se observa el modelo en CAD.

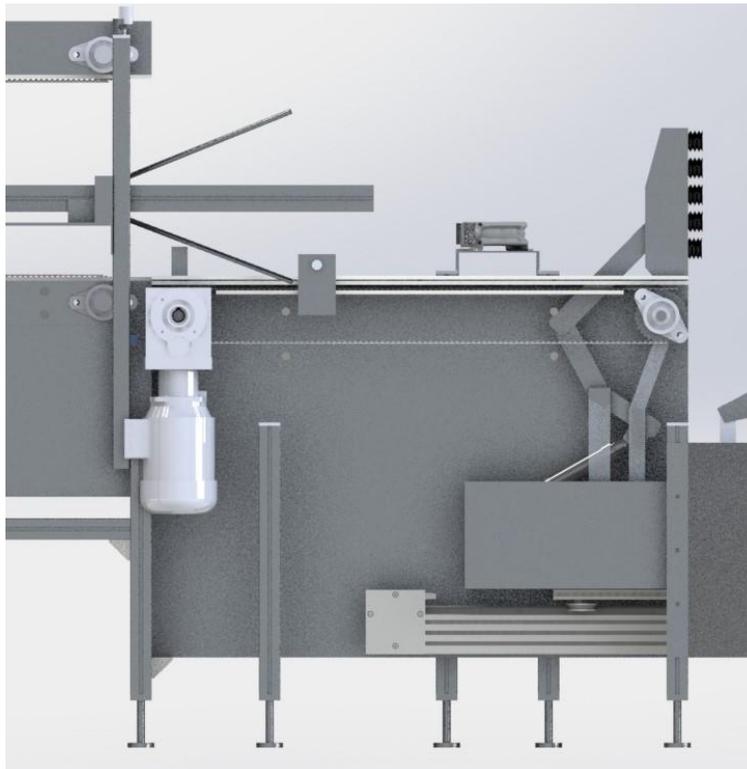


Figura 71. Traslado de cajas accionado por correas dentadas, vista frontal-lateral de la máquina, representación hecha en SolidWorks [33].

Descripción	Material usado	Cantidad	Masa unitaria [g]	Masa total [g]
Caja de cartón corrugado	Cartón corrugado	1	2500	2500
Peso máximo de bobinas de cable	-	5	5900	29500
MASA TOTAL				32000

Tabla 26. componentes necesarios para el cálculo del sistema de traslado de cajas accionado por correas dentadas [33].

Para el análisis de la correa dentada del sistema de traslado de cajas se deberá tener en cuenta la masa total estipulada en [kg] obtenida en la tabla 26:

$$m = 32 [kg]$$

La correa dentada que se utilizó para el proceso pertenece a la referencia T10-S-01 de Habasit, teniendo en cuenta que cumple con las expectativas del proceso, como el transporte de paquetes y sirve para procesos de automatización.

Para calcular la fuerza de fricción F_{US} se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.1), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_{US} = 9.81 * 32 * 0.4$$

$$F_{US} = 125.568 [N]$$

Teniendo en cuenta de que el sistema se posiciona totalmente horizontal, la fuerza de elevación es:

$$F_{Ui} = 0 [N]$$

Para calcular la fuerza de periférica F_U se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.3), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_U = 125.568 + 0$$

$$F_U = 125.568 [N]$$

Para calcular los dientes requeridos de la polea, se debe tener en cuenta los criterios de diseño y la referencia de la correa seleccionada utilizando la ecuación (7.3.1.4), la referencia de la correa seleccionada, el paso del cinturón es el siguiente:

$$P_b = 10 [mm]$$

Y el diámetro efectivo de la polea se tiene en cuenta el sistema el acople al sistema lineal, por tal motivo se selecciona de:

$$d = 100 [mm]$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$z_p = \frac{100 * \pi}{10}$$

$$z_p = 31.4159 \approx 32$$

Para calcular la frecuencia de rotación f_R , se deberá tener en cuenta que el factor de velocidad es de $0.38 \left[\frac{m}{s} \right]$, se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.5):

Por criterios de diseño la longitud total de la correa dentada es de:

$$L_0 = 2115 [mm]$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$f_R = \frac{0.34 * 1000}{2115}$$

$$f_R = 0.1607 \left[\frac{1}{s} \right]$$

Para calcular la fuerza F_2 se procede a utilizar la siguiente ecuación (7.3.1.6), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_2 = 0.2 * 125.568$$

$$F_2 = 25.1136 [N]$$

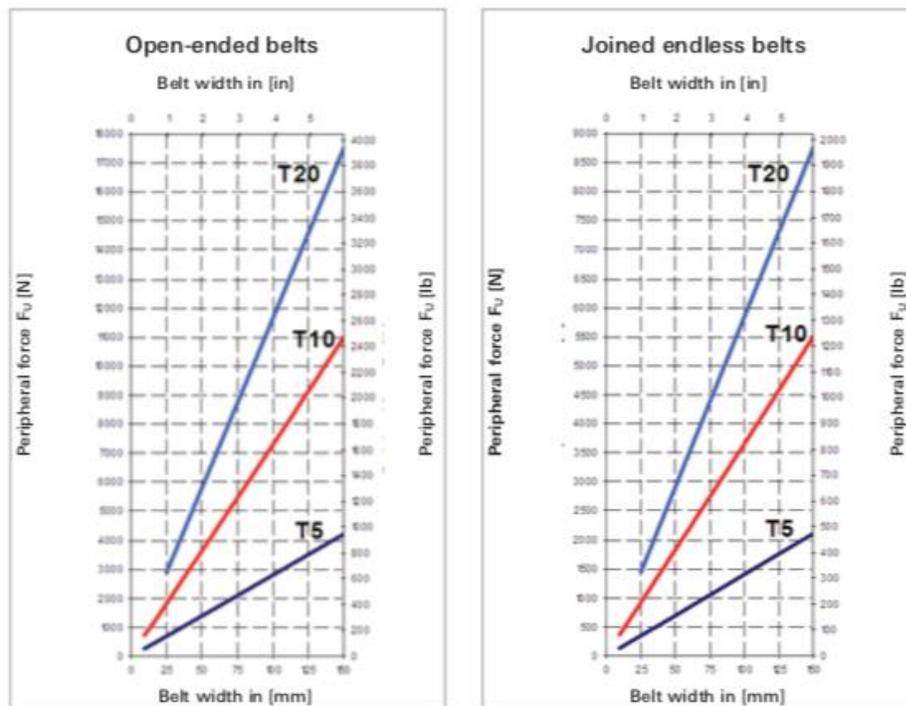


Figura 72. Ancho de correa dentada para la serie T [12].

Teniendo en cuenta la fuerza periférica determinada se procede a seleccionar el ancho que debe tener la correa dentada, observando la gráfica se selecciona un ancho de 25 [mm] teniendo una fuerza periférica de 125.568 [N].

Para calcular la elongación del cinturón generado por la fuerza periférica se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.7):

Se debe tener en cuenta que la fuerza de tracción para 1% de elongación teniendo un ancho de correa dentada de 25 [mm] es:

$$k_{1\%} = 5500 [N]$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$\varepsilon_U = \frac{125.568}{5500}$$

$$\varepsilon_U = 0.0228 [\%]$$

Para calcular la mínima elongación del cinturón se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.8), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$\varepsilon_2 = 0.2 * 0.0228$$

$$\varepsilon_2 = 0.00456 [N]$$

Para calcular la fuerza de presión del rodillo tensor F_{WT} se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.9), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_{WT} = 0.4 * 125.568 * 1$$

$$F_{WT} = 50.2272 [N]$$

Para calcular la fuerza F_1 se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.10), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_1 = 25.1136 + 125.568$$

$$F_1 = 150.6816 [N]$$

Para calcular la carga del eje dinámica de la polea motriz F_{WAd} se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.11), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_{WAd} = 150.6816 + 25.1136$$

$$F_{WAd} = 175.7952 [N]$$

Para calcular la carga estática del eje de la polea trasera F_{WAs} se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.12), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_{WAs} = 2 * 25.1136$$

$$F_{WAs} = 50.2272 [N]$$

Para calcular la potencia en la polea de accionamiento se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.13), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$P = \frac{125.568 * 0.38}{1000}$$

$$P = 0.0477 [kW]$$

Considerando la eficiencia de la caja de engranaje de $\eta = 75\%$, valor recomendado por la guía Habasit cuando no se conoce la cifra correcta, la potencia P_M se obtiene teniendo en cuenta la siguiente ecuación:

$$P_M = \frac{P * 200}{\eta} \text{ [kW]} \quad (8.2.3.3.1)$$

Dónde:

P_M = Potencia del motor [kW]

P = Potencia en la polea de accionamiento [kW]

η = Eficiencia de la caja de engranaje [%]

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$P_M = \frac{0.0477 * 200}{75}$$

$$P_M = 0.1272 \text{ [kW]}$$

8.2.3.4 Análisis estático por elementos finitos estructura sistema de armado de cajas de cartón corrugado y soporte encajado de bobinas de cable

Para el análisis estático por elementos finitos se debe tener en cuenta el material que se elaborará la estructura del sistema de armado de cajas de cartón corrugado, el cual consiste en láminas de aluminio de 3 [mm] de grosor, láminas de polietileno UHMW de 7 [mm] de grosor y perfiles de aluminio Bosch, de estos materiales se obtienen las propiedades físico-mecánicas principales de su elaboración para así realizar un estudio óptimo del proceso, también se deberá tener en cuenta las cargas máximas que actúan sobre el soporte:

Aleación aluminio 6063 T5:

Módulo de Young: 67666 [Mpa]

Coeficiente de Poisson: 0.34

Límite elástico: 152 [Mpa]

Polietileno (UHMW 1000):

Módulo de Young: 750 [Mpa]

Coeficiente de Poisson: 0.46

Límite elástico: 27.5 [Mpa]

Estructura sistema de armado de cajas de cartón corrugado:

- **Cargas y condiciones**

Se debe tener en cuenta la masa equivalente tanto del sistema de succión por ventosas, como también el sistema lineal, el cual, es el encargado de posicionar la selección de la caja de un punto al punto de encajado.

Masa total estipulada en [kg] obtenido según la tabla 24:

$$m_1 = 17.222 \text{ [kg]}$$

Masa de la correa dentada T10-S-01:

Masa de la correa para 25 [mm] de ancho:

$$m_c = 0.12 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right]$$

Longitud de la banda:

$$2.577 \text{ [m]}$$

Masa de la correa:

$$m_2 = 0.12 * 2.577$$

$$m_2 = 0.3092 [kg]$$

Masa del sistema lineal:

$$m_3 = 30.7 [kg]$$

A continuación, se procede a determina la masa total del diseño del sistema de succión:

$$m_{total} = m_1 + m_2 + m_3 \quad (8.2.3.4.1)$$

$$m_{total} = 48.2312 [kg]$$

Se procede a calcular el peso equivalente teniendo en cuenta la aceleración de gravedad para determinar el análisis de los elementos finitos.

Cálculo del peso F1:

$$F_1 = m_{total} * g \quad (8.2.3.4.2)$$

Donde:

m_{total} = Masa obtenida de la suma de los diferentes componentes ha analizar [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

$$F_1 = 48.2312 * 9.81$$

$$F_1 = 473.1480 [N]$$

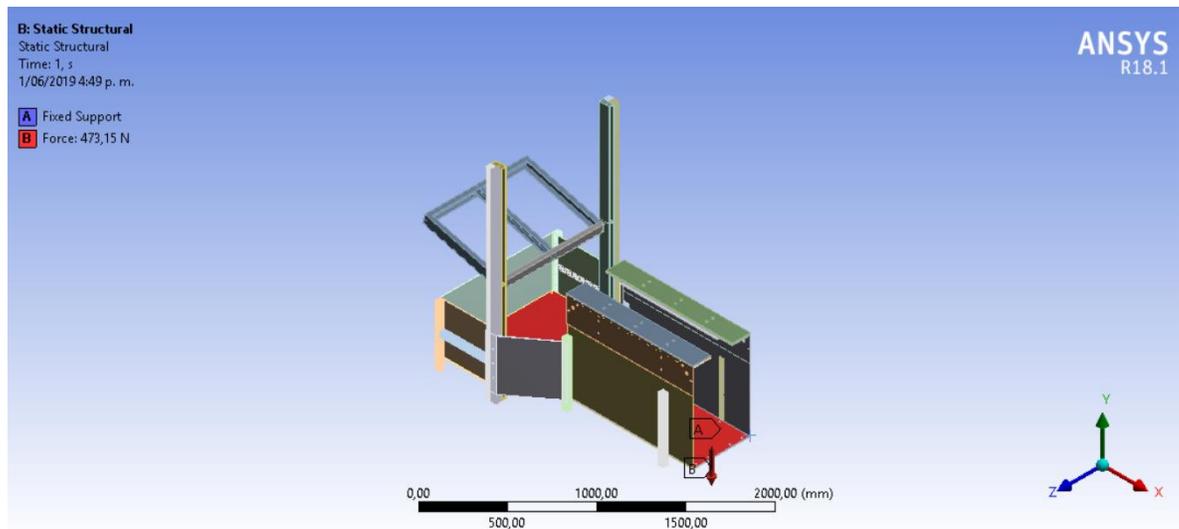


Figura 73. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].

Nota: Las condiciones y la fuerza se aplican en el software ANSYS de la siguiente manera:

A: Soportes fijos ubicados en cada una de la caras inferiores de los perfiles de aluminio Bosch.

B: Peso total (473.1480 [N]) ubicado en la plataforma inferior de la estructura.

- **Características del modelo de elemento finito (mallado) y resultados obtenidos**

Se realizó un mallado estructural, por defecto (automático) para las partes de la estructura que no es necesario de un estudio a fondo; para las partes de la estructura eficaces se realizó un tipo de mallado de solido estructural 3D de referencia SOLID186 y SOLID187 de 20 y 10 nodos respectivamente, proporcionado por el software ANSYS.

Mallado a 20 [mm]

Nodos: 348111

Elementos: 132964

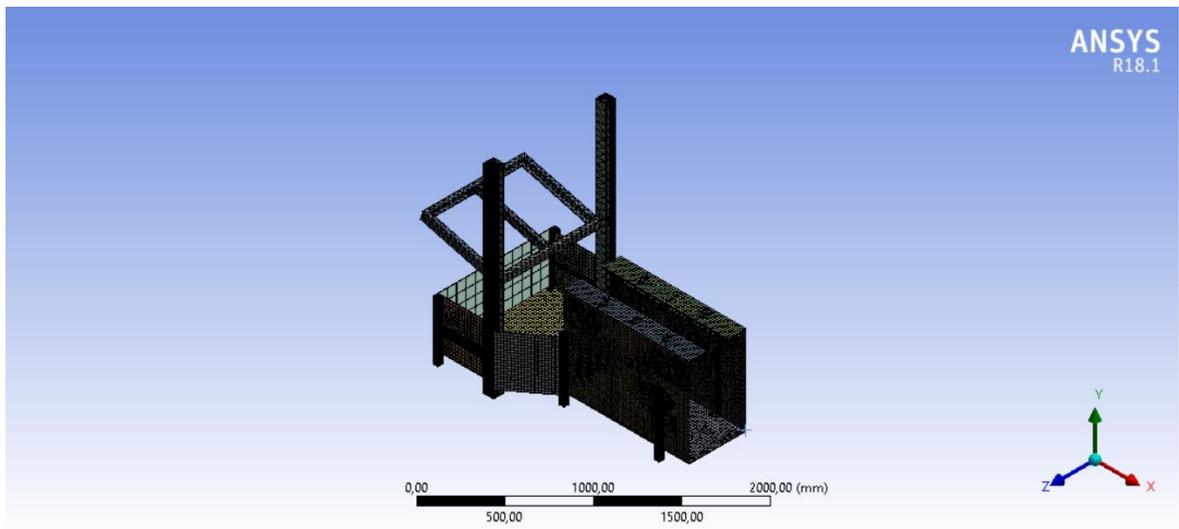


Figura 74. Mallado generado para el análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].

Simulación deformación en el eje X:

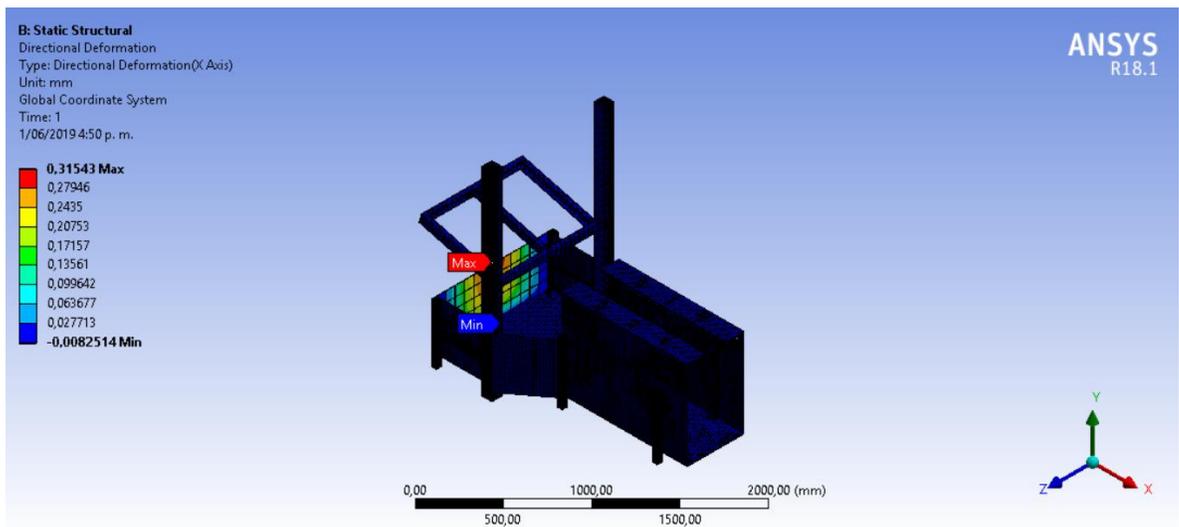


Figura 75. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].

Simulación deformación en el eje Y:

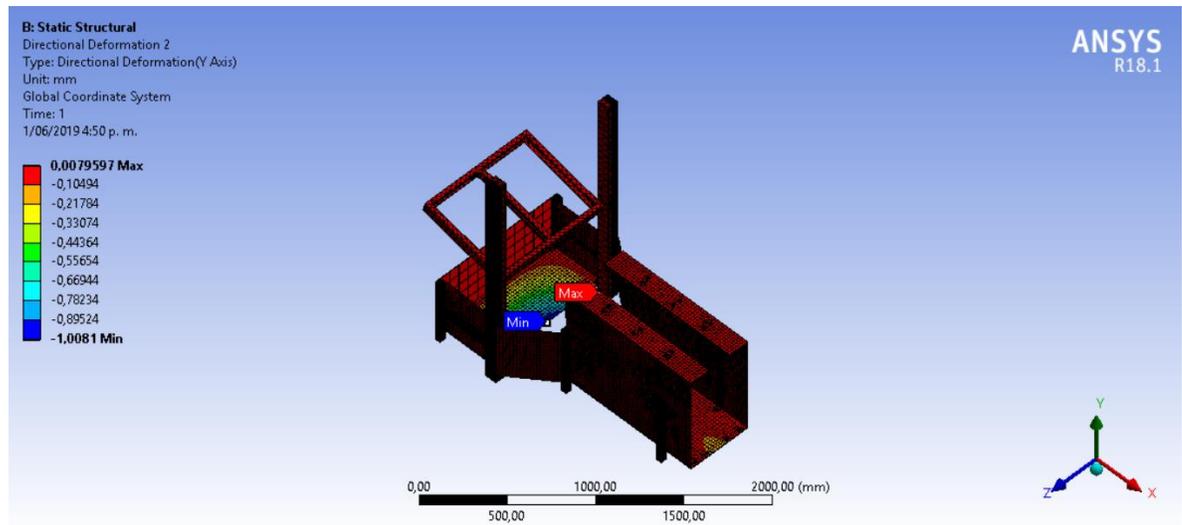


Figura 76. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].

Simulación deformación en el eje Z:

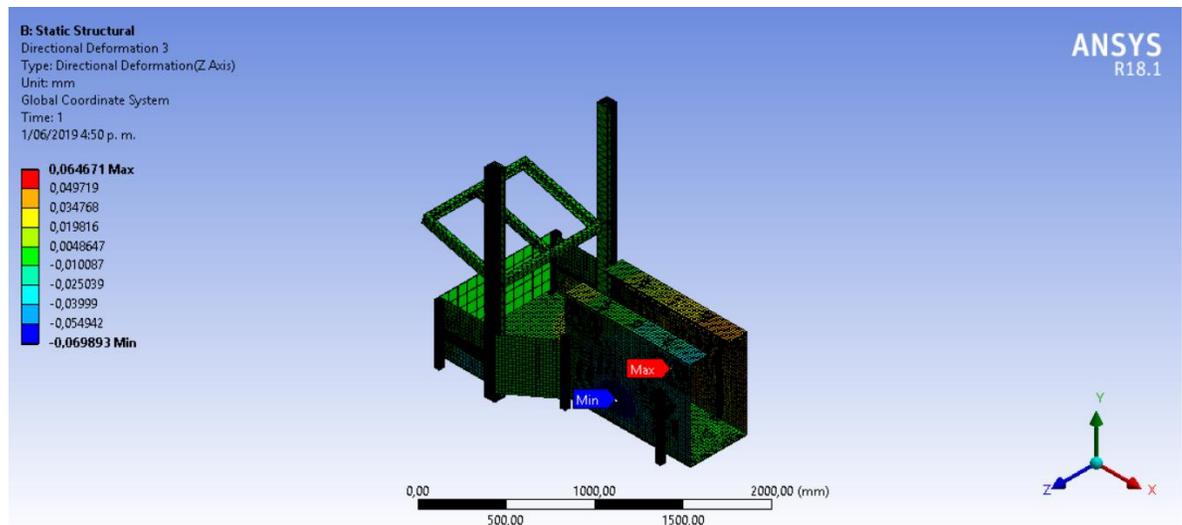


Figura 77. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].

Deformación total:

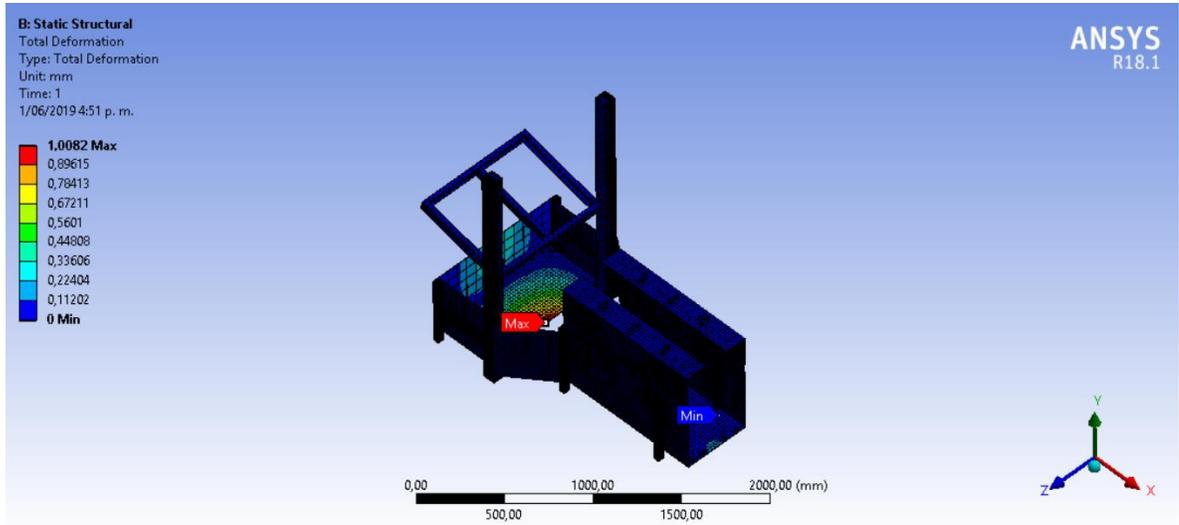


Figura 78. Simulación de deformación total generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].

Deformación unitaria:

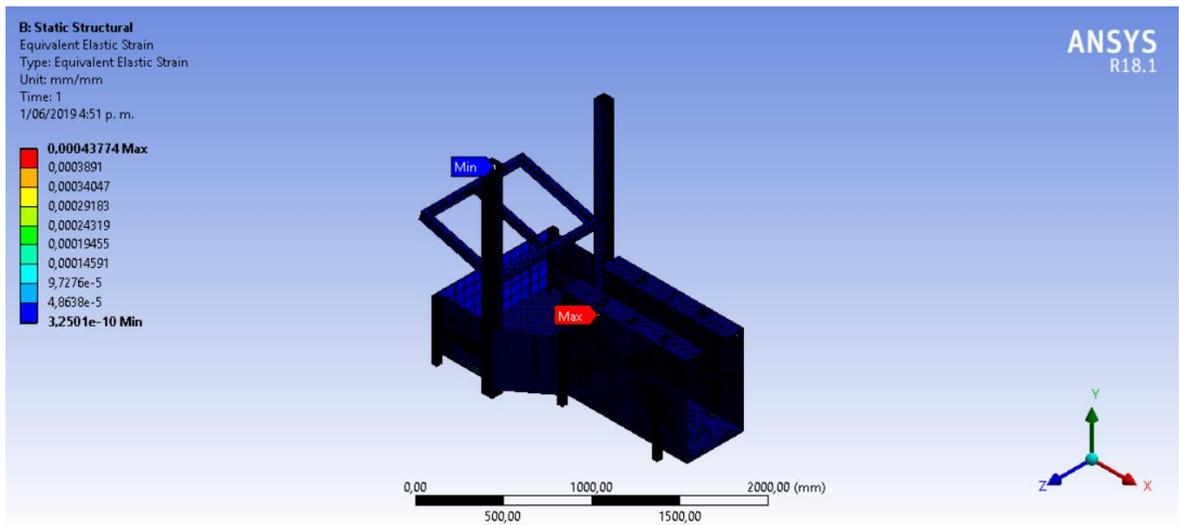


Figura 79. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].

Tensión de Von Mises:

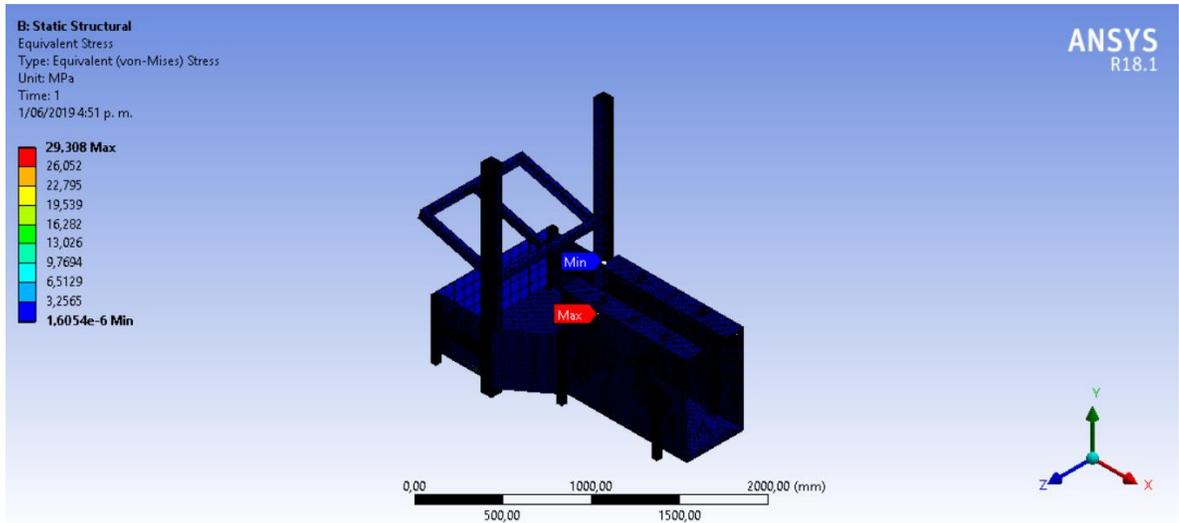


Figura 80. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].

Factor de seguridad:

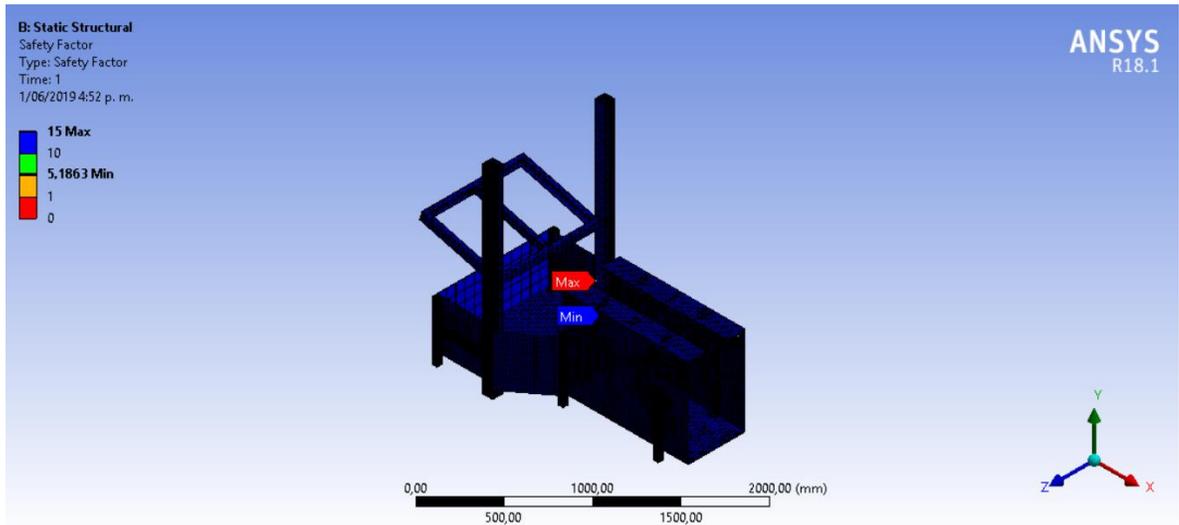


Figura 81. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].

Tamaño de mallado [mm]	Máximo desplazamiento en X [mm]	Máximo desplazamiento en Y [mm]	Máximo desplazamiento en Z [mm]
20	0.31543	0.0079597	0.064671
Deformación total [mm]	Deformación unitaria	Tensión de Von Mises [Mpa]	Factor de seguridad mínimo
1.0082	0.00043774	29.308	5.1863

Tabla 27. Valores obtenidos por el análisis FEA de la estructura de armado de cajas [33].

Teniendo en cuenta los resultados determinados por el análisis de elementos finitos se observa que la tensión de Von Mises no supera el límite elástico de las propiedades físico-mecánicas de los materiales, también se observa en toda la estructura un factor de seguridad máximo de 15 y mínimo de 5.1863 ubicado en las uniones de los perfiles de aluminio Bosch, el factor de seguridad mínimo proporcionado es óptimo para su construcción.

Soporte encajado de bobinas de cable:

- **Cargas y condiciones**

Masa máxima de las bobinas de cable a transportar:

$$m_{bmax} = 5.9 [kg]$$

Se tiene en cuenta que son 5 bobinas por lo tanto la masa queda de la siguiente manera:

$$m_1 = 5.9 * 5$$

$$m_1 = 29.5 [kg]$$

Masa máxima de caja de cartón:

$$m_2 = 2.5 [kg]$$

A continuación, se procede a determina la masa total de la siguiente manera:

$$m_{total} = m_1 + m_2 \quad (8.2.3.4.3)$$

$$m_{total} = 32 [kg]$$

Se procede a calcular el peso equivalente teniendo en cuenta la aceleración de gravedad para determinar el análisis de los elementos finitos.

Cálculo del peso F1:

$$F_1 = m_{total} * g \quad (8.2.3.4.4)$$

Donde:

m_{total} = Masa obtenida de la suma de los diferentes componentes ha analizar [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

$$F_1 = 32 * 9.81$$

$$F_1 = 313.92 [N]$$

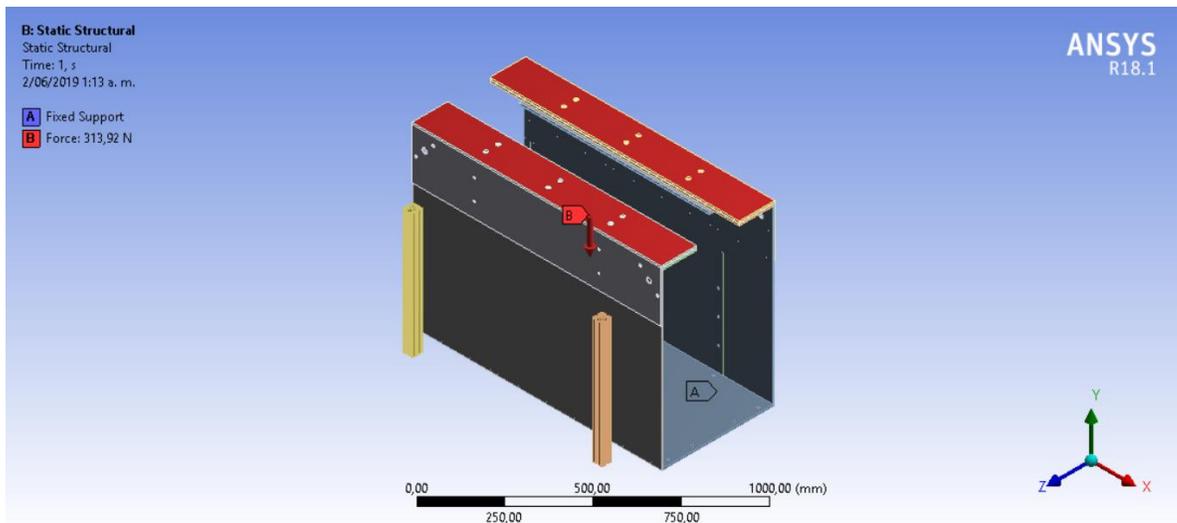


Figura 82. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].

Nota: Las condiciones y la fuerza se aplican en el software ANSYS de la siguiente manera:

A: Soportes fijos ubicados en cada una de la caras inferiores de los perfiles de aluminio Bosch.

B: Peso total (313.92 [N]) ubicado en la plataforma superior de la estructura.

- **Características del modelo de elemento finito (mallado) y resultados obtenidos**

Se realizó un mallado estructural, por defecto (automático) para las partes de la estructura que no es necesario de un estudio a fondo; para las partes de la estructura eficaces se realizó un tipo de mallado de solido estructural 3D de referencia SOLID186 y SOLID187 de 20 y 10 nodos respectivamente, proporcionado por el software ANSYS.

Mallado a 20 [mm]

Nodos: 134534

Elementos: 28581

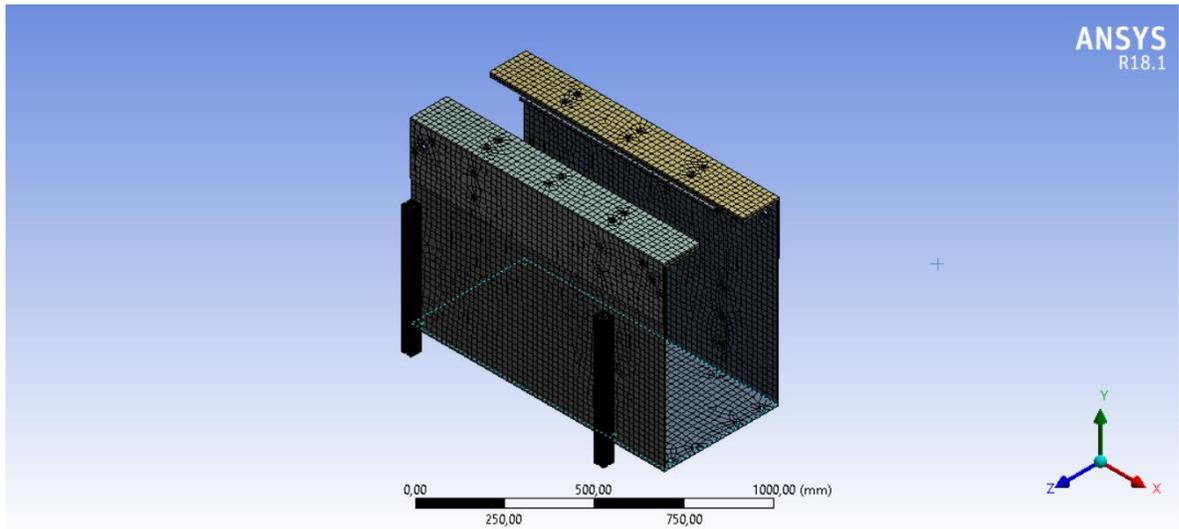


Figura 83. Mallado generado para el análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].

Simulación deformación en el eje X:

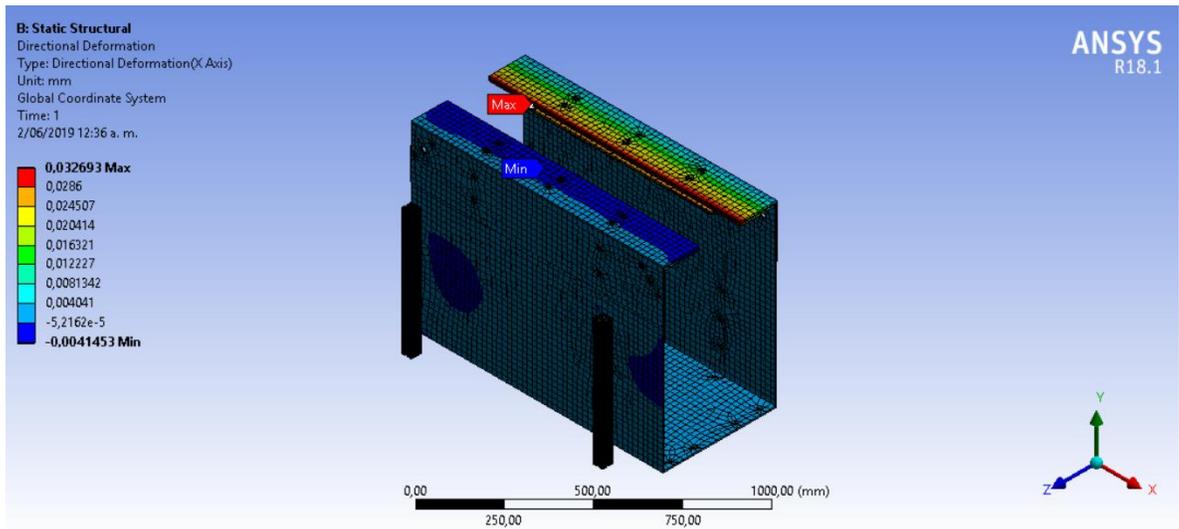


Figura 84. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].

Simulación deformación en el eje Y:

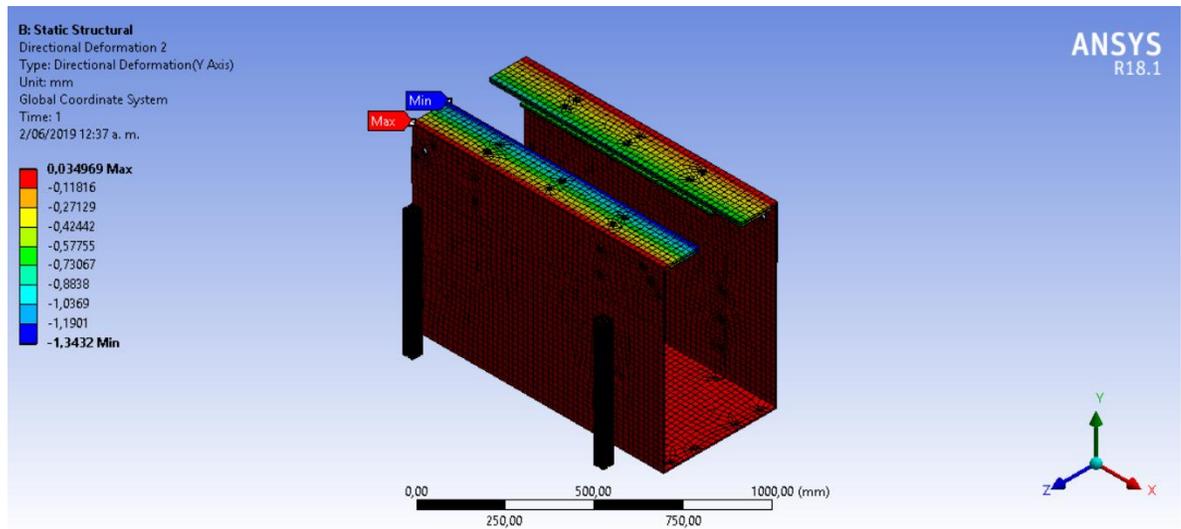


Figura 85. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].

Simulación deformación en el eje Z:

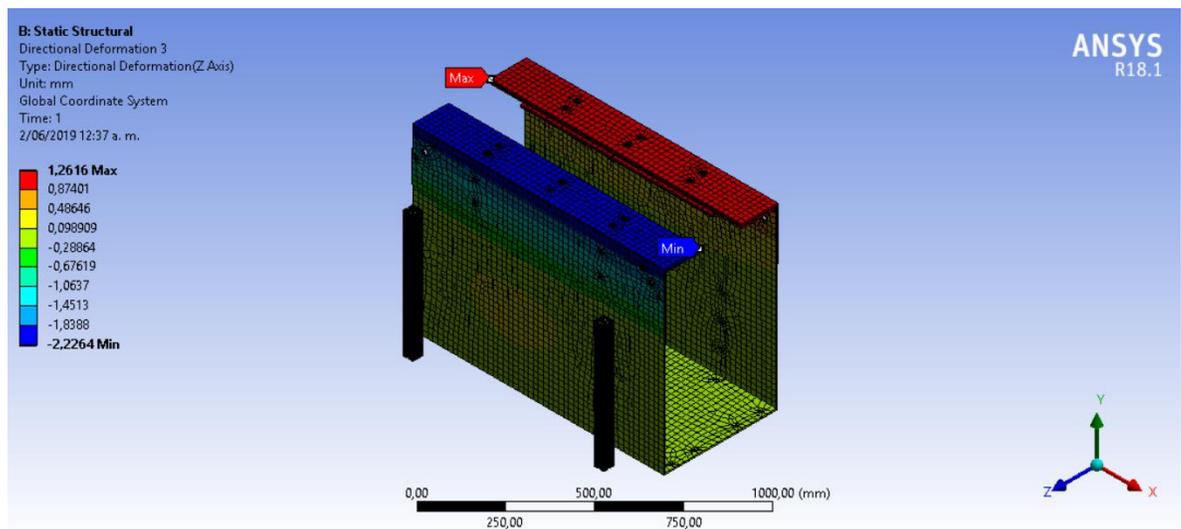


Figura 86. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].

Deformación total:

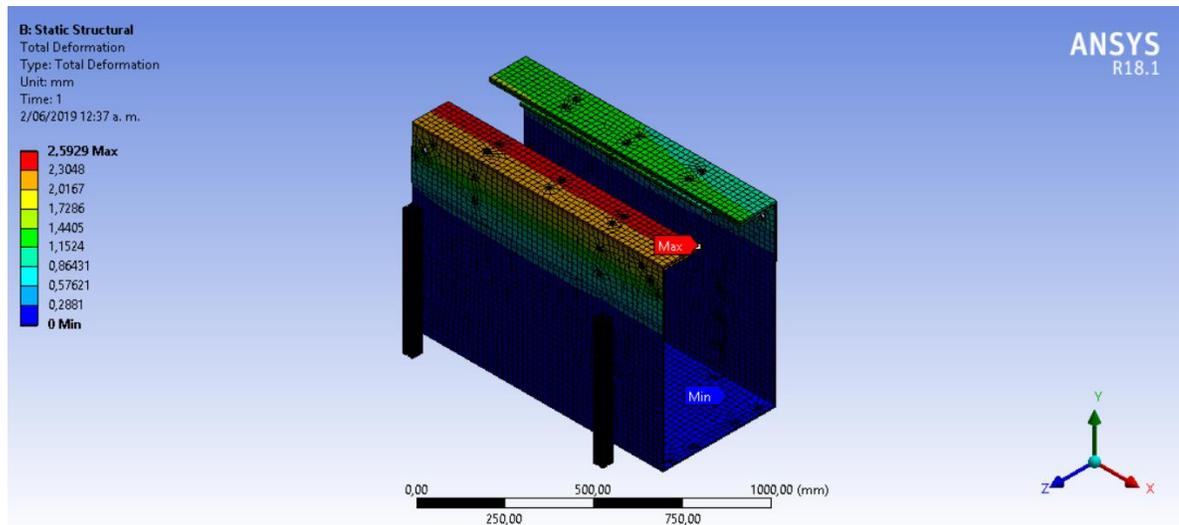


Figura 87. Simulación de deformación total generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].

Deformación unitaria:

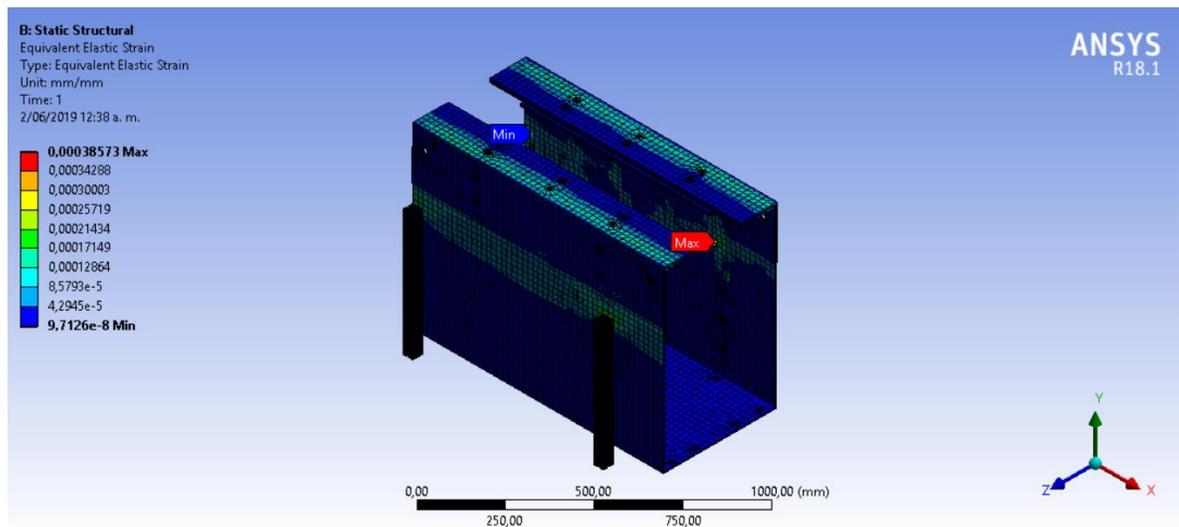


Figura 88. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].

Tensión de Von Mises:

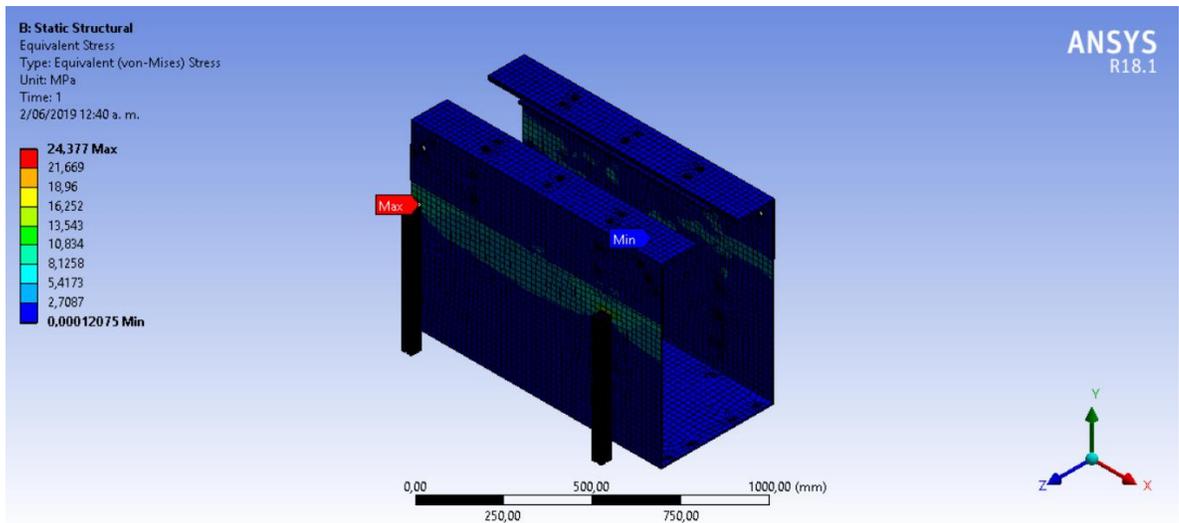


Figura 89. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].

Factor de seguridad:

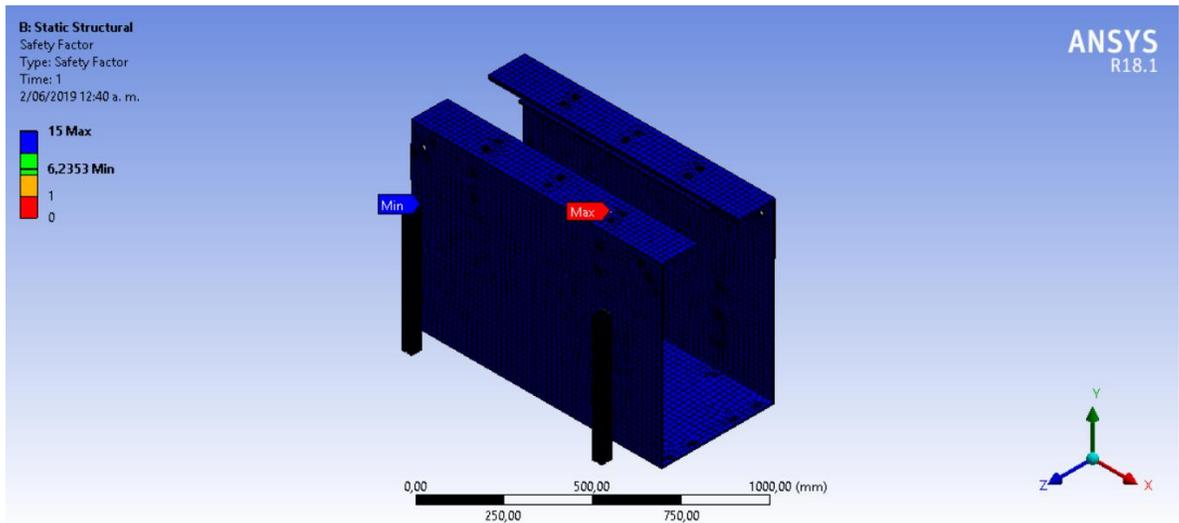


Figura 90. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].

Tamaño de mallado [mm]	Máximo desplazamiento en X [mm]	Máximo desplazamiento en Y [mm]	Máximo desplazamiento en Z [mm]
20	0.032693	0.034969	1.2616
Deformación total [mm]	Deformación unitaria	Tensión de Von Mises [Mpa]	Factor de seguridad mínimo
2.5929	0.00038573	24.377	6.2353

Tabla 28. Valores obtenidos por el análisis FEA del soporte encajado de bobinas de cable [33].

Teniendo en cuenta los resultados determinados por el análisis de elementos finitos se observa que la tensión de Von Mises no supera el límite elástico de las propiedades físico-mecánicas de los materiales, también se observa en toda la estructura un factor de seguridad máximo de 15 y mínimo de 6.2353 ubicado en las uniones de los perfiles de aluminio Bosch, el factor de seguridad mínimo proporcionado es óptimo para su construcción.

8.2.4 Sistema sellado de cajas de cartón corrugado

El sistema de sellado de cajas de cartón corrugado se realiza por medio de dos estructuras que disponen de correas dentadas encargadas de trasladar las cajas de cartón corrugado al soporte de cajas final y así garantizar un sellado final adecuado en los pliegues laterales de la caja.



Figura 91. Sistema sellado de cajas de cartón corrugado, representación hecha en SolidWorks [33].

8.2.4.1 Análisis del sistema de sellado de cajas accionado por correas dentadas

El desplazamiento de las cajas de cartón durante el proceso de sellado hacia el soporte de cajas final se realiza por medio de correas dentadas ubicadas tanto inferior como superior de la estructura, brindando la movilidad de una manera ágil y óptima para el proceso, a continuación, se observa el modelo en CAD.

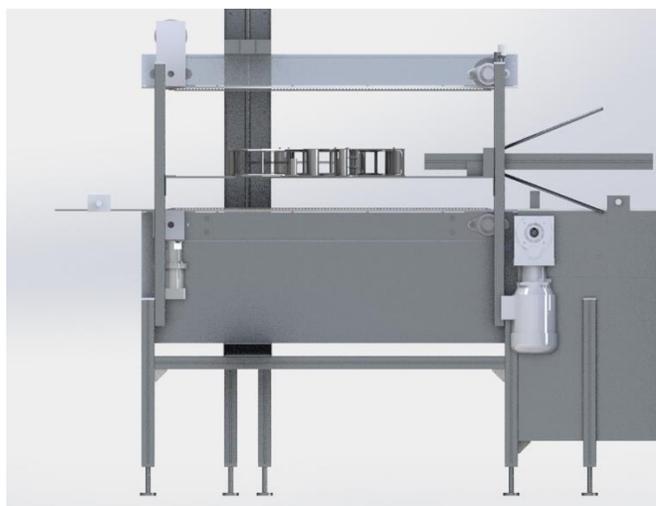


Figura 92. Traslado de cajas hacia el soporte final accionado por correas dentadas, vista frontal-lateral de la máquina, representación hecha en SolidWorks [33].

Descripción	Material usado	Cantidad	Masa unitaria [g]	Masa total [g]
Caja de cartón corrugado	Cartón corrugado	1	2500	2500
Peso máximo de bobinas de cable	-	5	5900	29500
MASA TOTAL				32000

Tabla 29. componentes necesarios para el cálculo del sistema de traslado de cajas accionado por correas dentadas [33].

Para el análisis de la correa dentada del sistema de sellado de cajas se deberá tener en cuenta la masa total estipulada en [kg] obtenida en la tabla 29:

$$m = 32 \text{ [kg]}$$

La correa dentada que se utilizó para el proceso pertenece a la referencia T10-S-01 de Habasit, teniendo en cuenta que cumple con las expectativas del proceso, como el transporte de paquetes y sirve para procesos de automatización.

Para calcular la fuerza de fricción F_{US} se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.1), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_{US} = 9.81 * 32 * 0.4$$

$$F_{US} = 125.568 \text{ [N]}$$

Teniendo en cuenta de que el sistema se posiciona totalmente horizontal, la fuerza de elevación es:

$$F_{Ui} = 0 \text{ [N]}$$

Para calcular la fuerza de periférica F_U se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.3), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_U = 125.568 + 0$$

$$F_U = 125.568 [N]$$

Para calcular los dientes requeridos de la polea, se debe tener en cuenta los criterios de diseño y la referencia de la correa seleccionada utilizando la ecuación (7.3.1.4), la referencia de la correa seleccionada, el paso del cinturón es el siguiente:

$$P_b = 10 [mm]$$

Y el diámetro efectivo de la polea se tiene en cuenta el sistema el acople al sistema lineal, por tal motivo se selecciona de:

$$d = 100 [mm]$$

$$z_p = \frac{100 * \pi}{10}$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$z_p = 31.4159 \approx 32$$

Para calcular la frecuencia de rotación f_R , se deberá tener en cuenta que el factor de velocidad es de $0.38 \left[\frac{m}{s} \right]$, se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.5):

Por criterios de diseño la longitud total de la correa dentada es de:

$$L_0 = 3600 \text{ [mm]}$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$f_R = \frac{0.38 * 1000}{3600}$$

$$f_R = 0.105 \left[\frac{1}{s} \right]$$

Para calcular la fuerza F_2 se procede a utilizar la siguiente ecuación (7.3.1.6), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_2 = 0.2 * 125.568$$

$$F_2 = 25.1136 \text{ [N]}$$

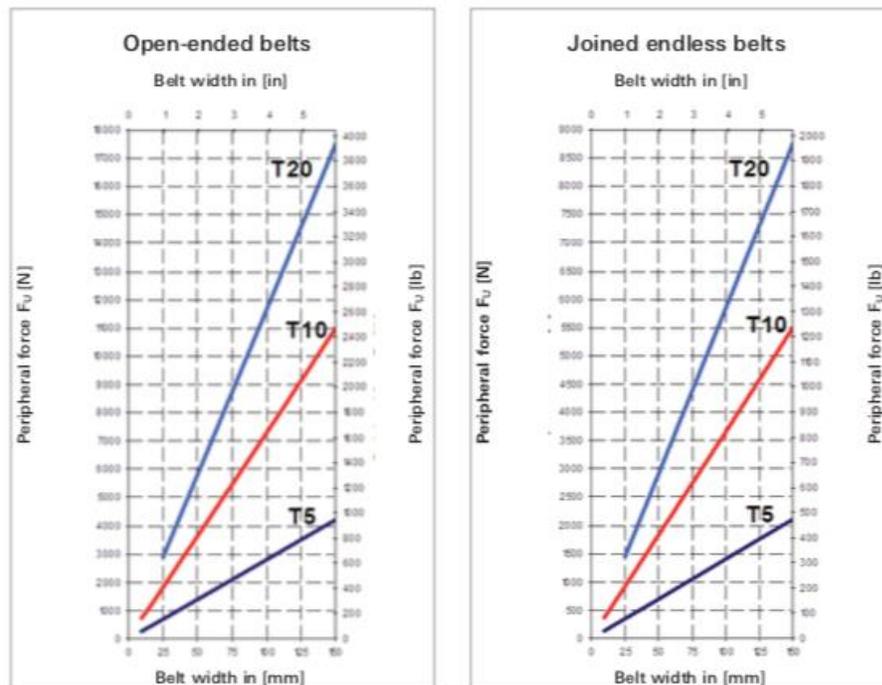


Figura 93. Ancho de correa dentada para la serie T [12].

Teniendo en cuenta la fuerza periférica determinada se procede a seleccionar el ancho que debe tener la correa dentada, observando la gráfica se selecciona un ancho de 25 [mm] teniendo una fuerza periférica de 125.568 [N].

Para calcular la elongación del cinturón generado por la fuerza periférica se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.7):

Se debe tener en cuenta que la fuerza de tracción para 1% de elongación teniendo un ancho de correa dentada de 25 [mm] es:

$$k_{1\%} = 5500 [N]$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$\varepsilon_U = \frac{125.568}{5500}$$

$$\varepsilon_U = 0.0228 [\%]$$

Para calcular la mínima elongación del cinturón se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.8), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$\varepsilon_2 = 0.2 * 0.0228$$

$$\varepsilon_2 = 0.00456 [\%]$$

Para calcular la fuerza de presión del rodillo tensor F_{WT} se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.9), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_{WT} = 0.4 * 125.568 * 1$$

$$F_{WT} = 50.2272 [N]$$

Para calcular la fuerza F_1 se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.10), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_1 = 25.1136 + 125.568$$

$$F_1 = 150.6816 [N]$$

Para calcular la carga del eje dinámica de la polea motriz F_{WAd} se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.11), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_{WAd} = 150.6816 + 25.1136$$

$$F_{WAd} = 175.7952 [N]$$

Para calcular la carga estática del eje de la polea trasera F_{WAs} se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.12), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$F_{WAs} = 2 * 25.1136$$

$$F_{WAs} = 50.2272 [N]$$

Para calcular la potencia en la polea de accionamiento se procede a utilizar la ecuación (7.3.1.13), se reemplazan los valores y se obtiene el resultado de la siguiente manera:

$$P = \frac{125.568 * 0.38}{1000}$$

$$P = 0.0477 \text{ [kW]}$$

Considerando la eficiencia de la caja de engranaje de $\eta = 75\%$, valor recomendado por la guía Habasit cuando no se conoce la cifra correcta, la potencia P_M se obtiene teniendo en cuenta la siguiente ecuación:

$$P_M = \frac{P * 200}{\eta} \text{ [kW]} \quad \textbf{(8.2.4.1.1)}$$

Dónde:

P_M = Potencia del motor [kW]

P = Potencia en la polea de accionamiento [kW]

η = Eficiencia de la caja de engranaje [%]

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$P_M = \frac{0.0477 * 200}{75}$$

$$P_M = 0.1272 \text{ [kW]}$$

Se debe tener en cuenta que se instalaran dos motores en el sistema de correas dentadas superior e inferior, por tal motivo la potencia obtenida se divide en 2 y así se obtiene la potencia requerida para cada motor, la cual es: 0.0636 [kW]

8.2.4.2 Análisis estático por elementos finitos estructura sistema sellado de cajas de cartón corrugado soporte inferior y superior.

Para el análisis estático por elementos finitos se debe tener en cuenta el material que se elaborará la estructura del sistema sellado de cajas de cartón corrugado, el cual consiste en láminas de aluminio de 3 [mm] de grosor, láminas de polietileno UHMW de 7 [mm] de grosor y perfiles de aluminio Bosch, de estos materiales se obtienen las propiedades físico-mecánicas principales de su elaboración para así realizar un estudio óptimo del proceso, también se deberá tener en cuenta las cargas máximas que actúan sobre el soporte:

Aleación aluminio 6063 T5:

Módulo de Young: 67666 [Mpa]

Coeficiente de Poisson: 0.34

Límite elástico: 152 [Mpa]

Polietileno (UHMW 1000):

Módulo de Young: 750 [Mpa]

Coeficiente de Poisson: 0.46

Límite elástico: 27.5 [Mpa]

Soporte estructura sellado de cajas (sistema de correa dentadas superior):

- **Cargas y condiciones**

Se debe tener en cuenta el peso equivalente del soporte superior de las correas dentadas, los piñones, motor, como también las correas dentadas que hacen parte de la estructura de la etapa final de la máquina, el cual es el sellado.

Masa estructura de aluminio:

$$m_1 = 8.23 [kg]$$

Masa piñones de aluminio:

$$m_p = 0.485 [kg]$$

Se tiene en cuenta que son 4 piñones de aluminio por lo tanto la masa queda de la siguiente manera:

$$m_p = 0.485 * 4$$

$$m_2 = 1.94 [kg]$$

Masa lámina de polietileno (UHMW 1000):

$$m_3 = 0.934 [kg]$$

Masa de la correa dentada T10-S-01:

Masa de la correa para 25 [mm] de ancho:

$$m_c = 0.12 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

Longitud de la banda:

$$3.6[m]$$

Masa de la correa:

$$m_4 = 0.12 * 3.6$$

$$m_4 = 0.432 [kg]$$

Masa del motor:

$$m_5 = 8.4 [kg]$$

A continuación, se procede a determina la masa total de la siguiente manera:

$$m_{total} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 \quad (8.2.4.2.1)$$

$$m_{total} = 19.936 [kg]$$

Se procede a calcular el peso equivalente teniendo en cuenta la aceleración de gravedad para determinar el análisis de los elementos finitos.

Cálculo del peso F1:

$$F_1 = m_{total} * g \quad (8.2.4.2.2)$$

Donde:

m_{total} = Masa obtenida de la suma de los diferentes componentes a analizar [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

$$F_1 = 19.936 * 9.81$$

$$F_1 = 195.5722 [N]$$

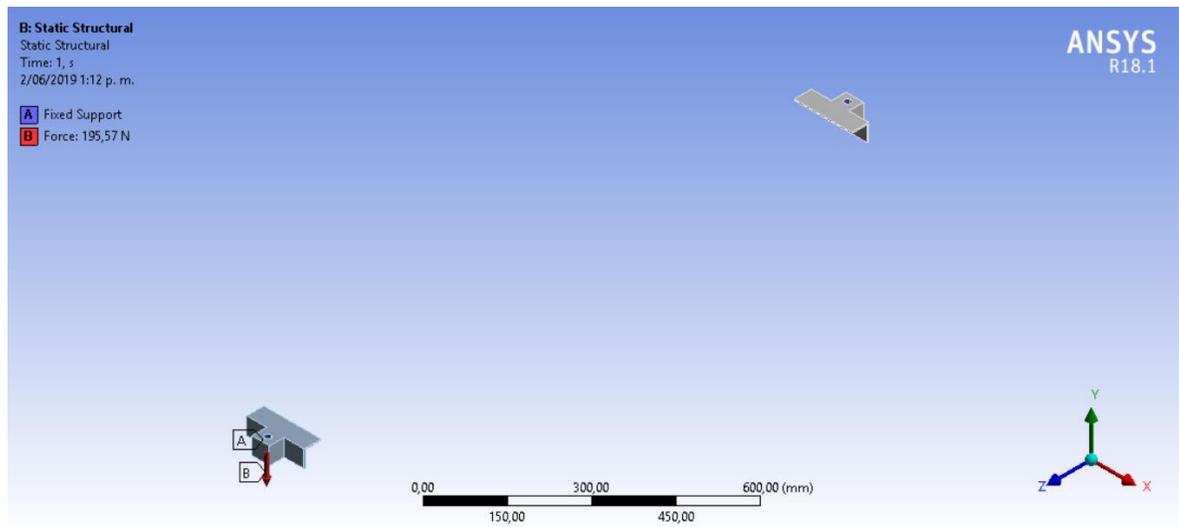


Figura 94. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].

Nota: Las condiciones y la fuerza se aplican en el software ANSYS de la siguiente manera:

A: Soportes fijos ubicados en cada uno de los orificios del apoyo.

B: Peso total (195.5722 [N]) ubicado en la cara interna e inferior del apoyo

- **Características del modelo de elemento finito (mallado) y resultados obtenidos**

Se realizó un mallado estructural, por defecto (automático) para las partes de la estructura que no es necesario de un estudio a fondo; para las partes de la estructura eficaces se realizó un tipo de mallado de solido estructural 3D de referencia SOLID186 y SOLID187 de 20 y 10 nodos respectivamente, proporcionado por el software ANSYS.

Mallado a 30 [mm]

Nodos: 1038

Elementos: 464

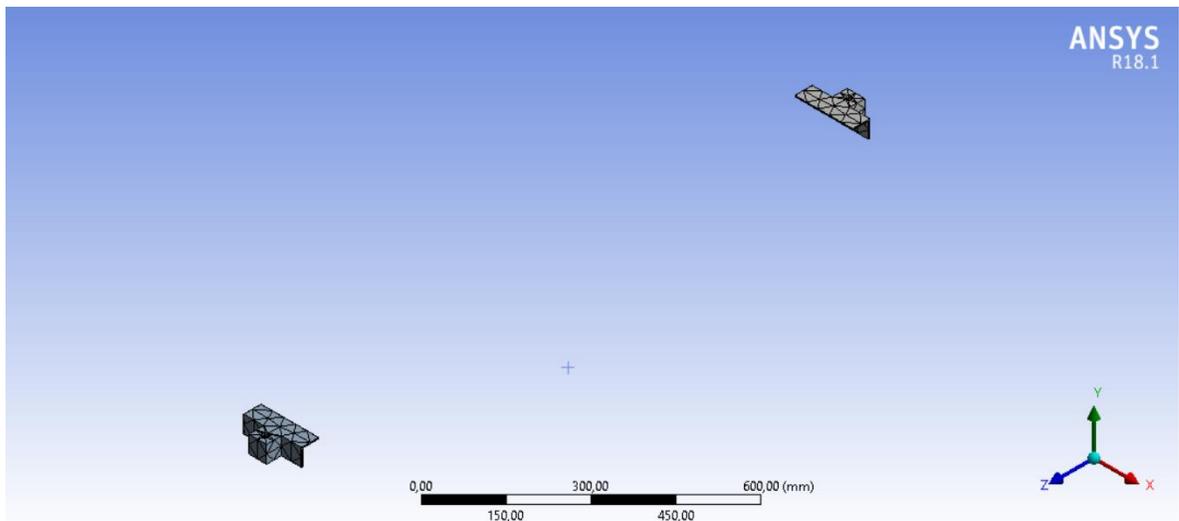


Figura 95. Mallado generado para el análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].

Simulación de deformación en el eje X:

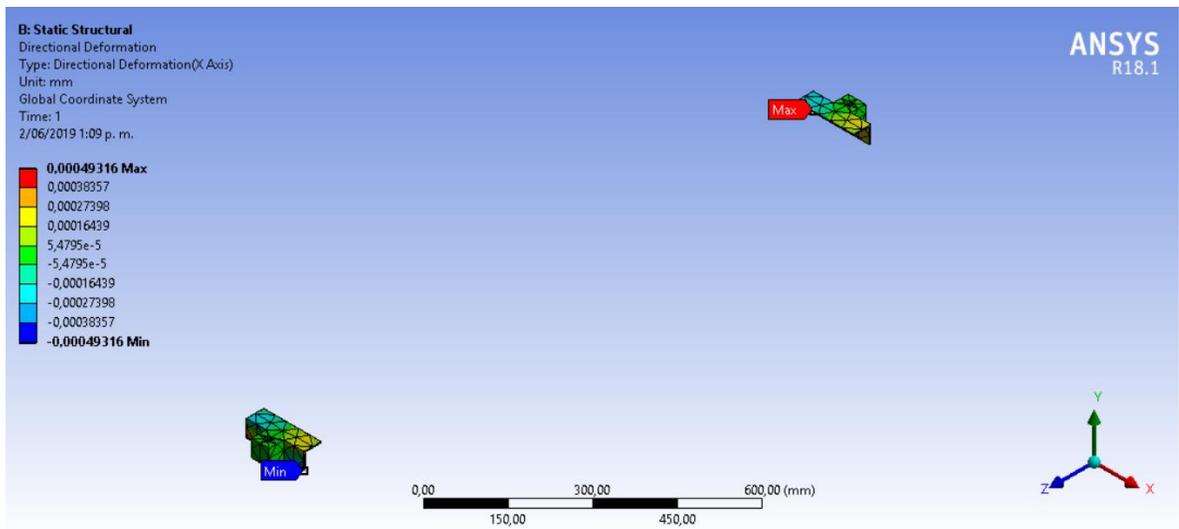


Figura 96. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].

Simulación deformación en el eje Y:

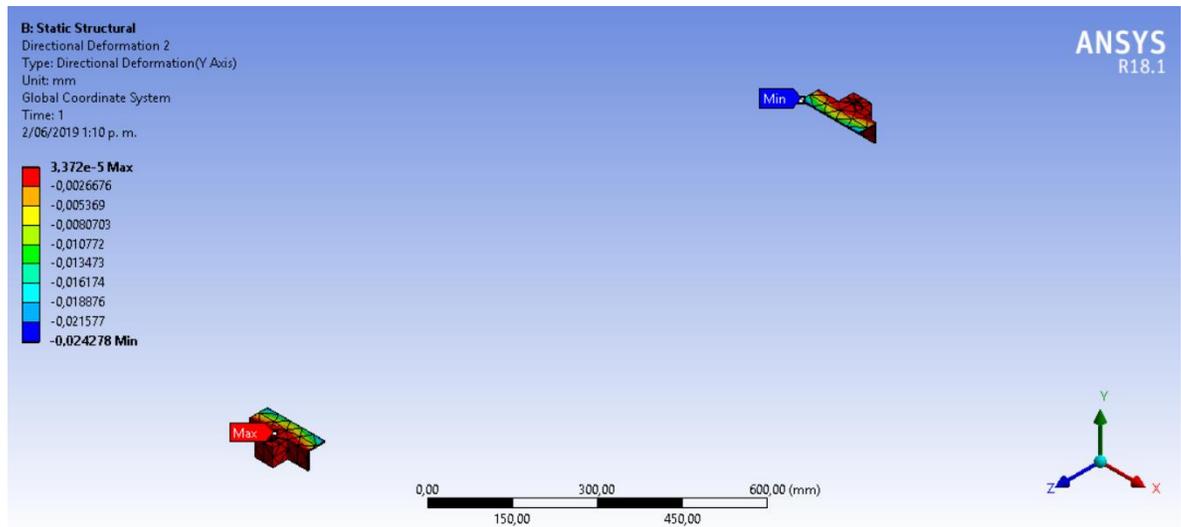


Figura 97. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].

Simulación deformación en el eje Z:

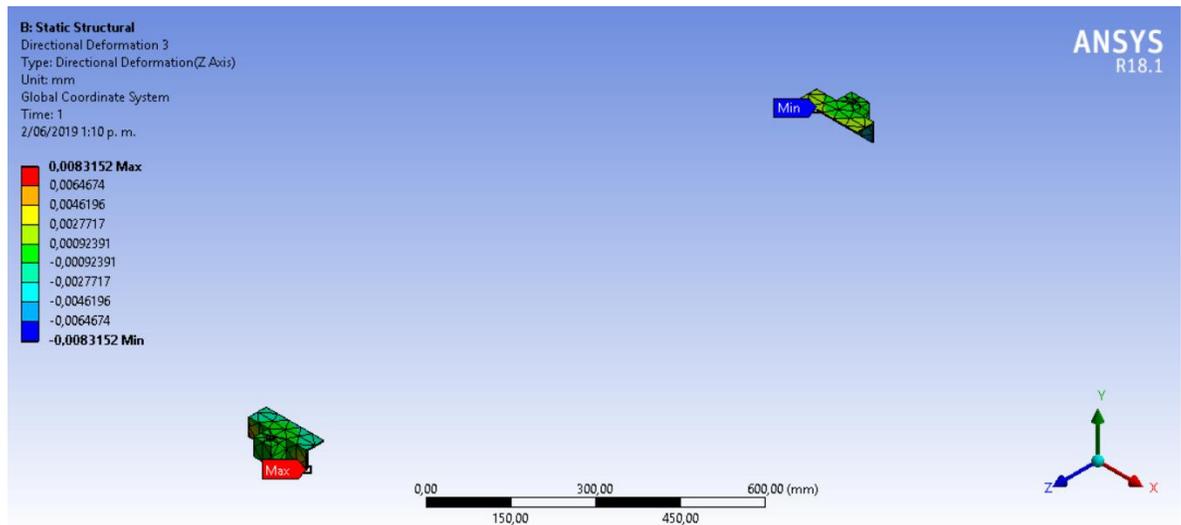


Figura 98. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].

Deformación total:

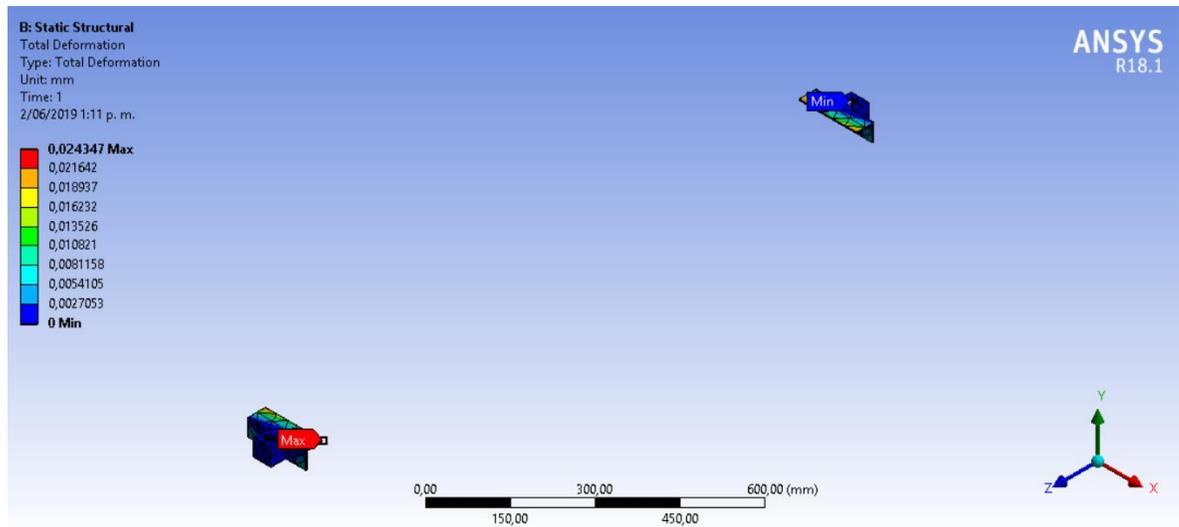


Figura 99. Simulación de deformación total generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].

Deformación unitaria:

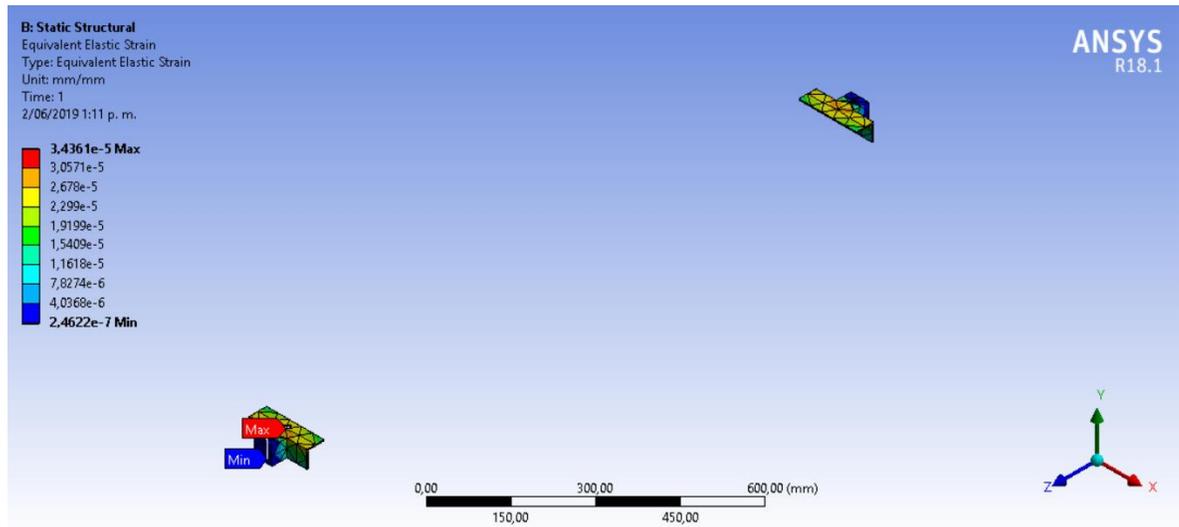


Figura 100. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].

Tensión de Von Mises:

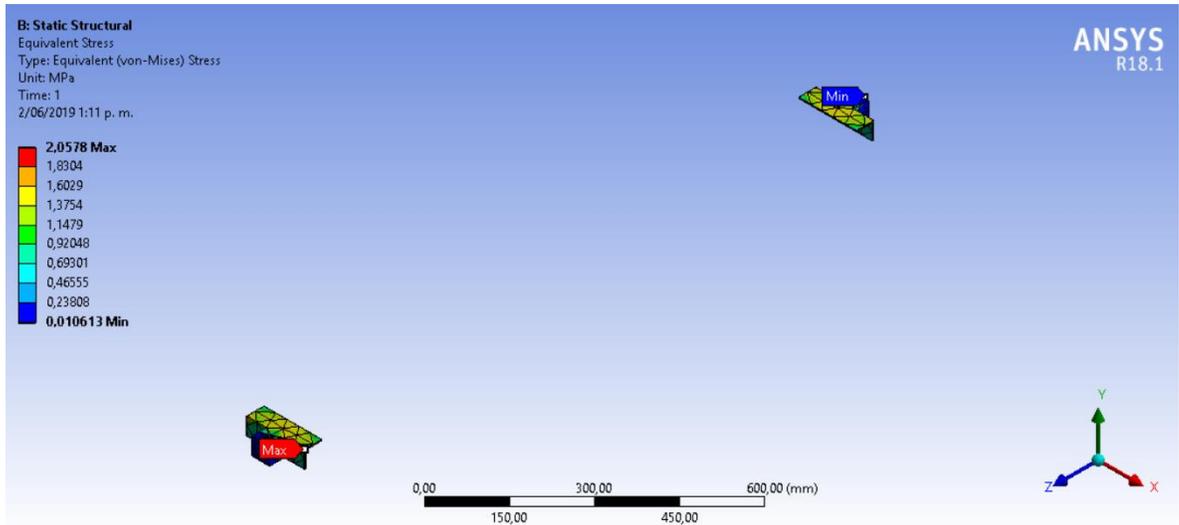


Figura 101. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].

Factor de seguridad:

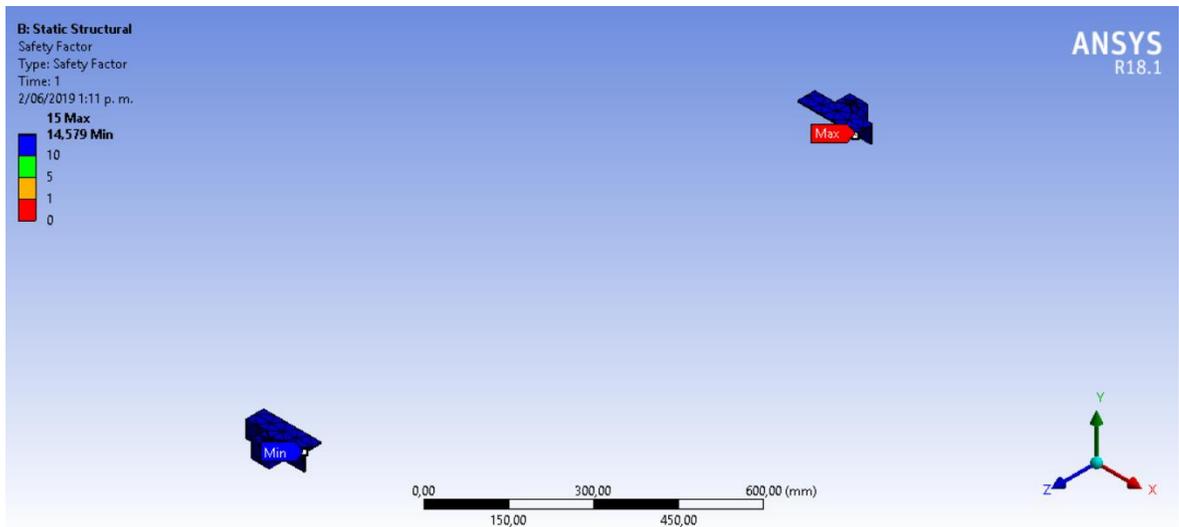


Figura 102. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].

Tamaño de mallado [mm]	Máximo desplazamiento en X [mm]	Máximo desplazamiento en Y [mm]	Máximo desplazamiento en Z [mm]
30	0.00049316	0.00003372	0.0083152
Deformación total [mm]	Deformación unitaria	Tensión de Von Mises [Mpa]	Factor de seguridad mínimo
0.024347	0.000034361	2.0578	14.579

Tabla 30. Valores obtenidos por el análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].

Teniendo en cuenta los resultados determinados por el análisis de elementos finitos se observa que la tensión de Von Mises no supera el límite elástico de las propiedades físico-mecánicas de los materiales, también se observa en toda la estructura un factor de seguridad máximo de 15 y mínimo de 14.579 ubicado en las esquinas de los soportes, el factor de seguridad mínimo proporcionado es óptimo para su construcción.

Soporte estructura sellado de cajas (sistema de correa dentadas inferior):

- **Cargas y condiciones**

Se debe tener en cuenta la masa equivalente máxima de las bobinas de cable, como también la masa de la caja.

Masa máxima de las bobinas de cable a transportar:

$$m_{bmax} = 5.9 [kg]$$

Se tiene en cuenta que son 5 bobinas por lo tanto la masa queda de la siguiente manera:

$$m_1 = 5.9 * 5$$

$$m_1 = 29.5 [kg]$$

Masa máxima de caja de cartón:

$$m_2 = 2.5 [kg]$$

A continuación, se procede a determina la masa total de la siguiente manera:

$$m_{total} = m_1 + m_2 \quad (8.2.4.2.3)$$

$$m_{total} = 32 [kg]$$

Se procede a calcular el peso equivalente teniendo en cuenta la aceleración de gravedad para determinar el análisis de los elementos finitos.

Cálculo del peso F1:

$$F_1 = m_{total} * g \quad (8.2.4.2.4)$$

Donde:

m_{total} = Masa obtenida de la suma de los diferentes componentes a analizar [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

$$F_1 = 32 * 9.81$$

$$F_1 = 313.92 [N]$$

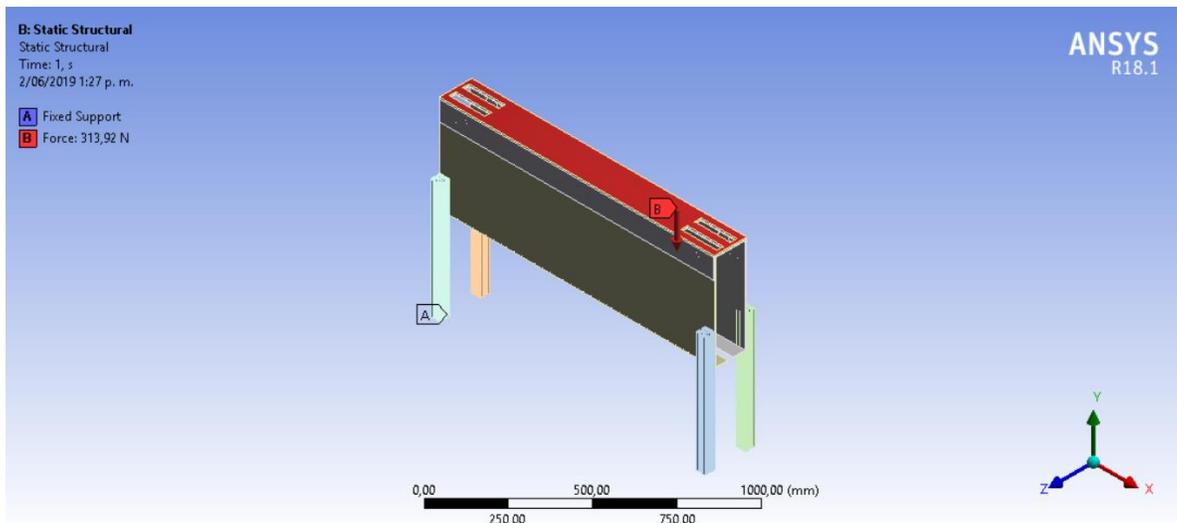


Figura 103. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].

Nota: Las condiciones y la fuerza se aplican en el software ANSYS de la siguiente manera:

A: Soportes fijos ubicados en cada una de la caras inferiores de los perfiles de aluminio Bosch.

B: Peso total (313.92 [N]) ubicado en la plataforma superior de la estructura.

- **Características del modelo de elemento finito (mallado) y resultados obtenidos**

Se realizó un mallado estructural, por defecto (automático) para las partes de la estructura que no es necesario de un estudio a fondo; para las partes de la estructura eficaces se realizó un tipo de mallado de solido estructural 3D de referencia SOLID186 y SOLID187 de 20 y 10 nodos respectivamente, proporcionado por el software ANSYS.

Mallado a 15 [mm]

Nodos: 76638

Elementos: 12747

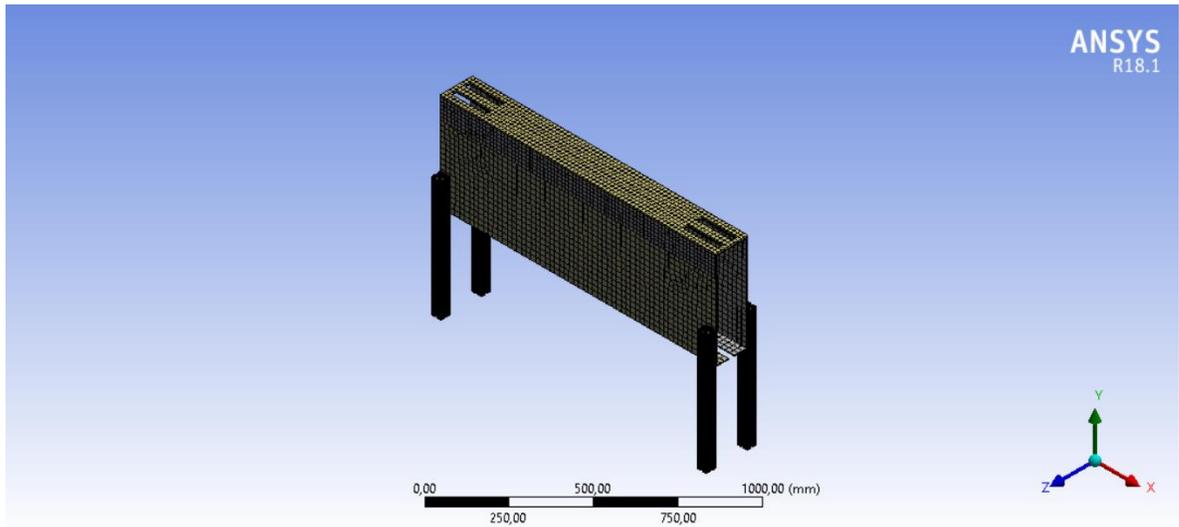


Figura 104. Mallado generado para el análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].

Simulación deformación en el eje X:

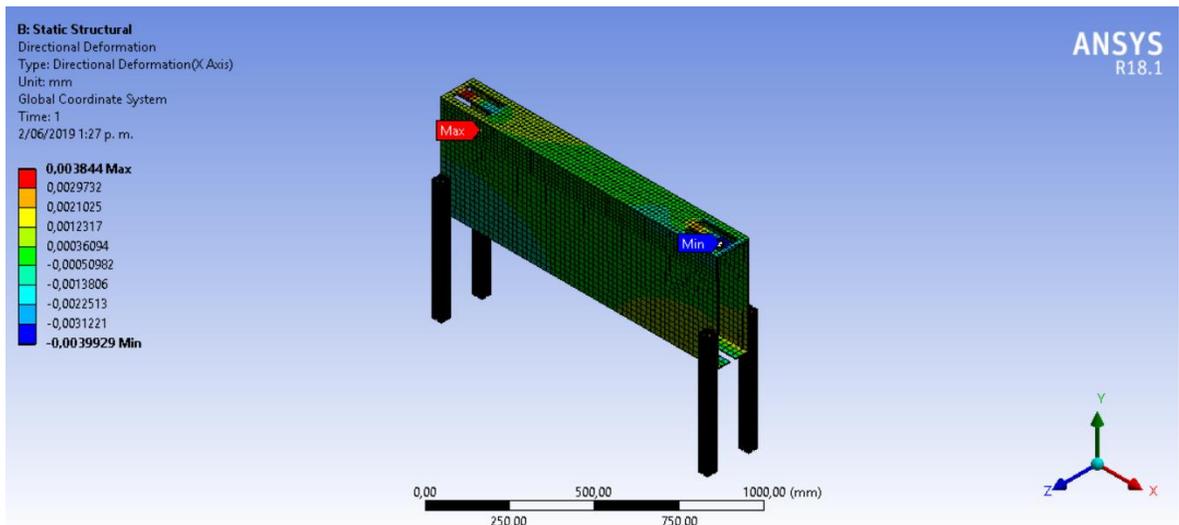


Figura 105. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].

Simulación deformación en el eje Y:

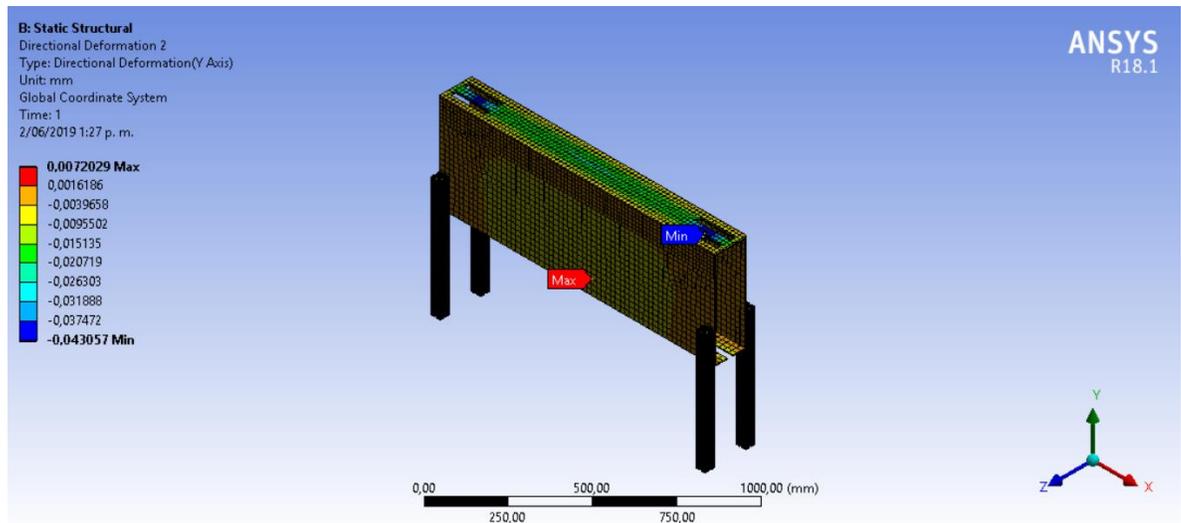


Figura 106. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].

Simulación deformación en el eje Z:

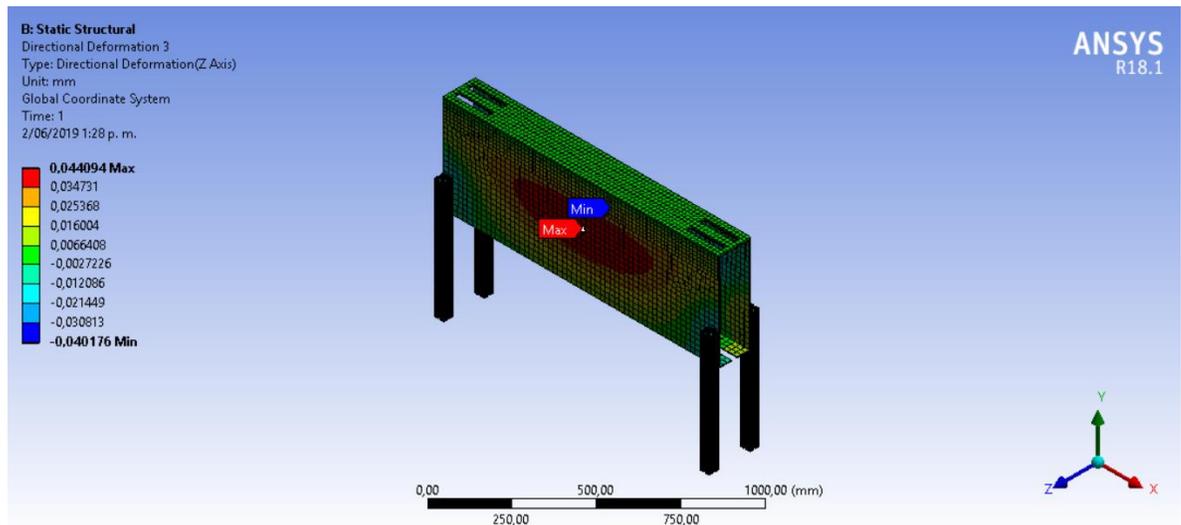


Figura 107. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].

Deformación total:

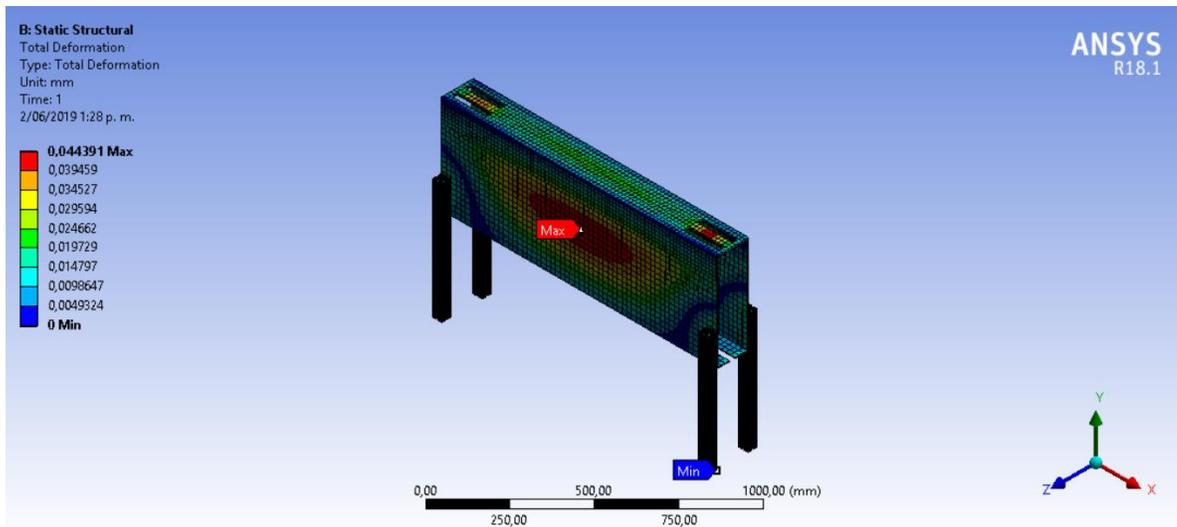


Figura 108. Simulación de deformación total generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].

Deformación unitaria:

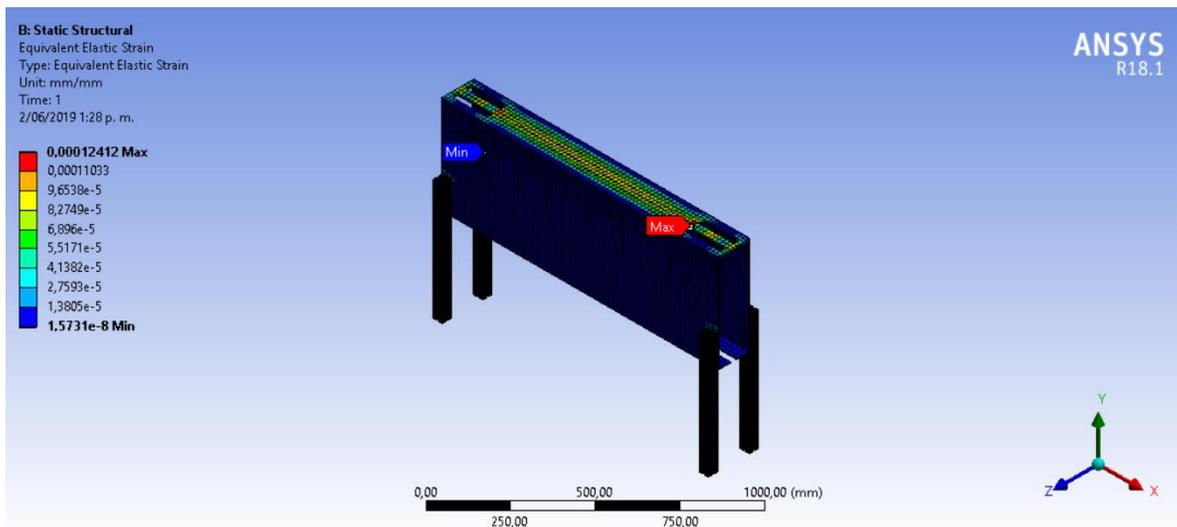


Figura 109. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].

Tensión de Von Mises:

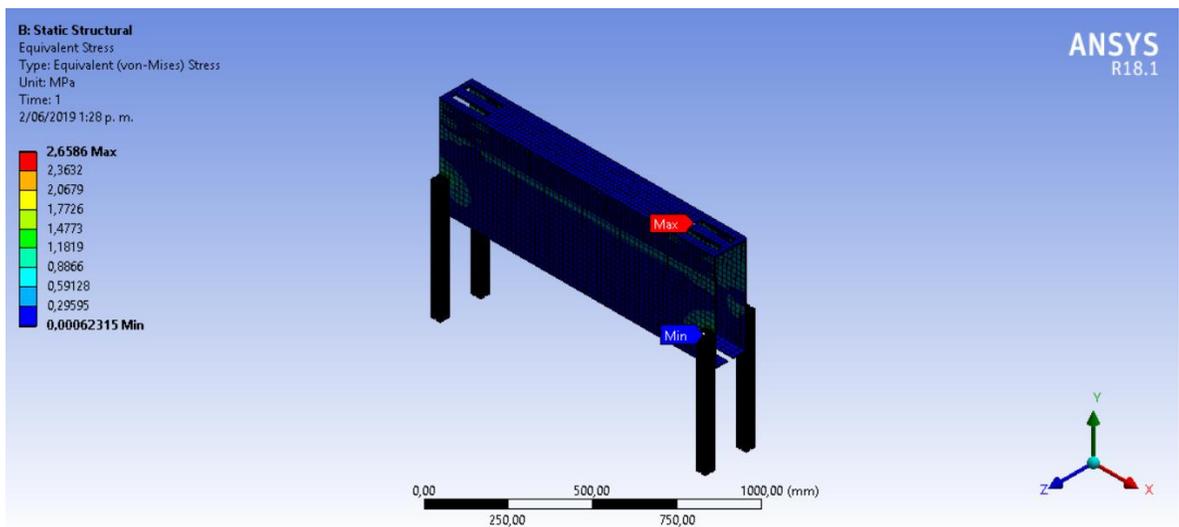


Figura 110. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].

Factor de seguridad:

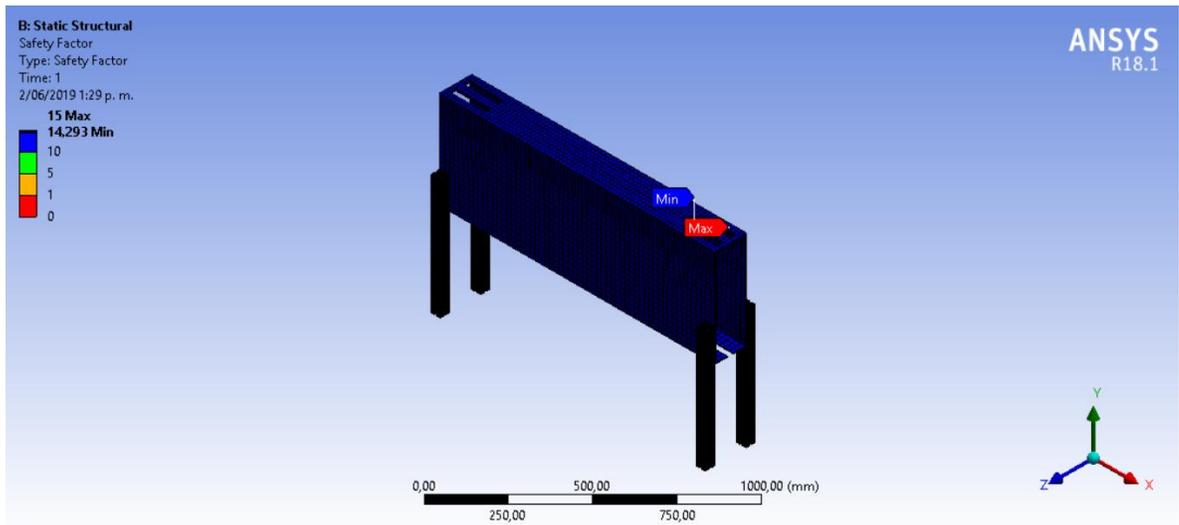


Figura 111. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas inferior [33].

Tamaño de mallado [mm]	Máximo desplazamiento en X [mm]	Máximo desplazamiento en Y [mm]	Máximo desplazamiento en Z [mm]
15	0.003844	0.0072029	0.044094
Deformación total [mm]	Deformación unitaria	Tensión de Von Mises [Mpa]	Factor de seguridad mínimo
0.044391	0.00012412	2.6586	14.293

Tabla 31. Valores obtenidos por el análisis FEA del soporte estructura sellado de cajas superior [33].

Teniendo en cuenta los resultados determinados por el análisis de elementos finitos se observa que la tensión de Von Mises no supera el límite elástico de las propiedades físico-mecánicas de los materiales, también se observa en toda la estructura un factor de seguridad máximo de 15 y mínimo de 14.293 ubicado en las uniones de los perfiles de aluminio Bosch y en la ranuras donde se posiciona las poleas de las correas dentadas, el factor de seguridad mínimo proporcionado es óptimo para su construcción.

8.2.5 Soporte cabezal de grabado de cinta adhesiva

La máquina dispone de dos cabezales de grabado de cinta adhesiva ubicados a la derecha y a la izquierda, estos cabezales de grabado tienen estrictas condiciones para su posicionamiento cuando se trata sellado de cajas horizontal, la figura 87 muestra las medidas exactas que se deben tener en cuenta para así proporcionar una óptima instalación y una vida útil del sistema adecuada.



Figura 112. Soporte cabezal de grabado de cinta adhesiva, representación hecha en SolidWorks [33].

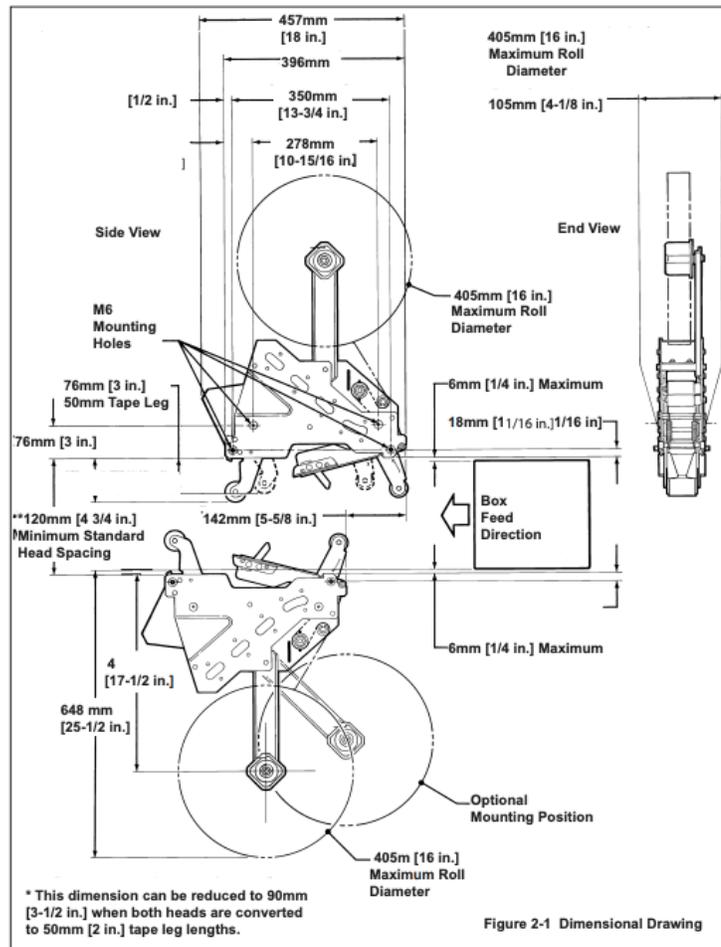


Figura 113. Medidas instalación cabezal de grabado de cinta adhesiva [39].

8.2.5.1 Análisis estático por elementos finitos soporte cabezal de grabado de cinta adhesiva

Para el análisis estático por elementos finitos se debe tener en cuenta el material que se elaborará la estructura del sistema del soporte cabezal de grabado de cinta adhesiva, el cual consiste en láminas de aluminio de 3 [mm] de grosor, barras de aluminio y perfiles de aluminio Bosch, de estos materiales se obtienen las propiedades físico-mecánicas principales de su elaboración para así realizar un estudio óptimo del proceso, también se deberá tener en cuenta las cargas máximas que actúan sobre el soporte:

Aleación aluminio 6063 T5:

Módulo de Young: 67666 [Mpa]

Coeficiente de Poisson: 0.34

Límite elástico: 152 [Mpa]

Polietileno (UHMW 1000):

Módulo de Young: 750 [Mpa]

Coeficiente de Poisson: 0.46

Límite elástico: 27.5 [Mpa]

- **Cargas y condiciones**

Se debe tener en cuenta la masa equivalente máxima del cabezal de grabación, como también los componentes que hacen parte del sellado de cada uno de los pliegues de la caja.

Masa cabezal de grabación:

$$m_1 = 9.53 [kg]$$

Masa de las barras selladoras superior e inferior:

$$m_2 = 0.291 [kg]$$

Masa del sellador en "T" lateral:

$$m_3 = 0.4367 [kg]$$

A continuación, se procede a determina la masa total de la siguiente manera:

$$m_{total} = m_1 + m_2 + m_3 \quad (8.2.5.1.1)$$

$$m_{total} = 10.2577 [kg]$$

Se procede a calcular el peso equivalente teniendo en cuenta la aceleración de gravedad para determinar el análisis de los elementos finitos.

Cálculo del peso F1:

$$F_1 = m_{total} * g \quad (8.2.5.1.2)$$

Donde:

m_{total} = Masa obtenida de la suma de los diferentes componentes a analizar [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

$$F_1 = 10.2577 * 9.81$$

$$F_1 = 100.6280 [N]$$

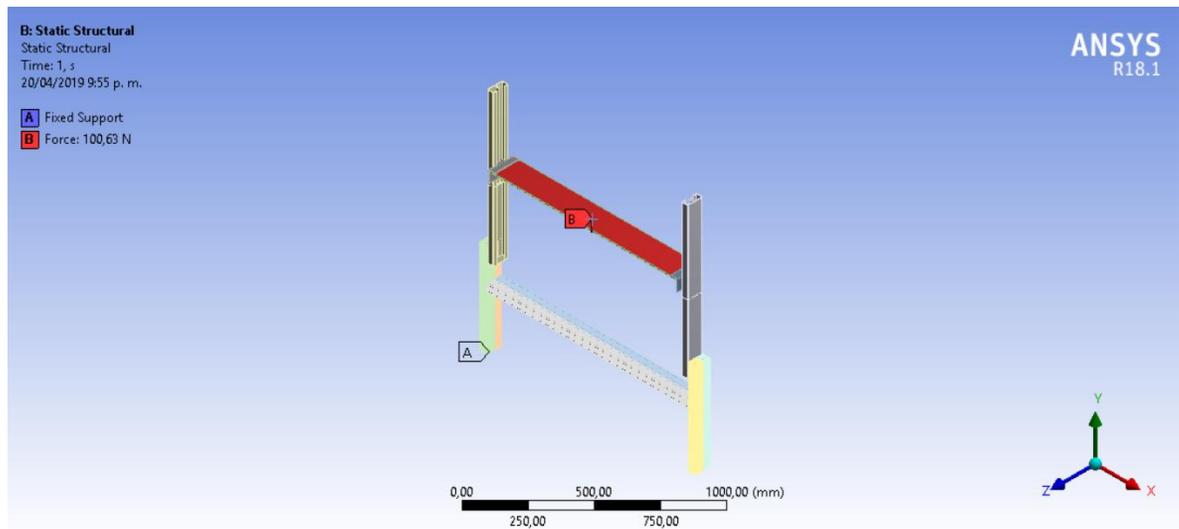


Figura 114. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].

Nota: Las condiciones y la fuerza se aplican en el software ANSYS de la siguiente manera:

A: Soportes fijos ubicados en cada una de la caras inferiores de los perfiles de aluminio Bosch.

B: Peso total (100.6280 [N]) ubicado en la plataforma superior de la estructura.

- **Características del modelo de elemento finito (mallado) y resultados obtenidos**

Se realizó un mallado estructural, por defecto (automático) para las partes de la estructura que no es necesario de un estudio a fondo; para las partes de la estructura eficaces se realizó un tipo de mallado de solido estructural 3D de referencia SOLID186 y SOLID187 de 20 y 10 nodos respectivamente, proporcionado por el software ANSYS.

Mallado a 30 [mm]

Nodos: 130252

Elementos: 56104

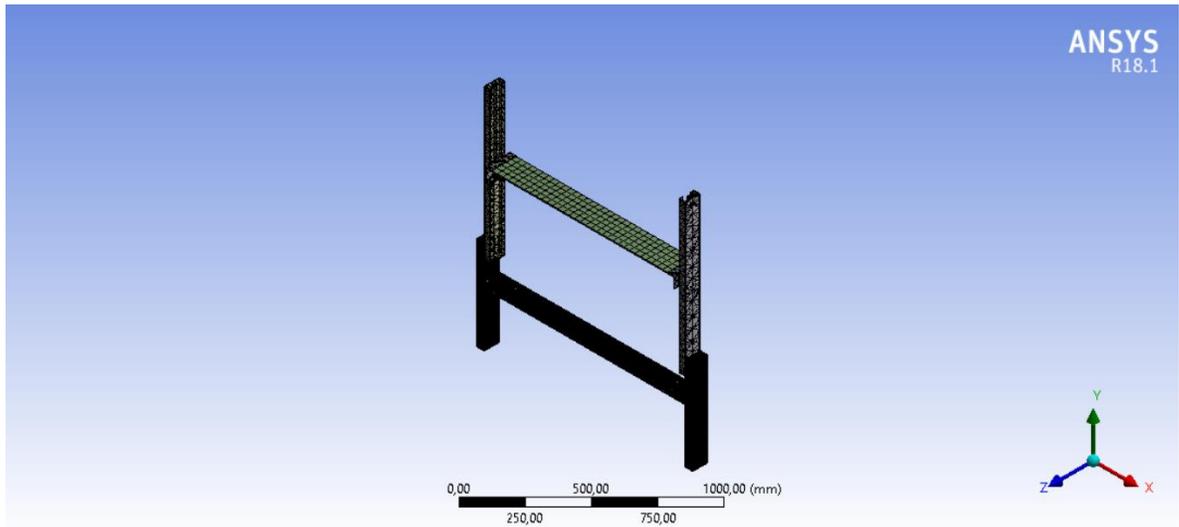


Figura 115. Mallado generado para el análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].

Simulación deformación en el eje X:

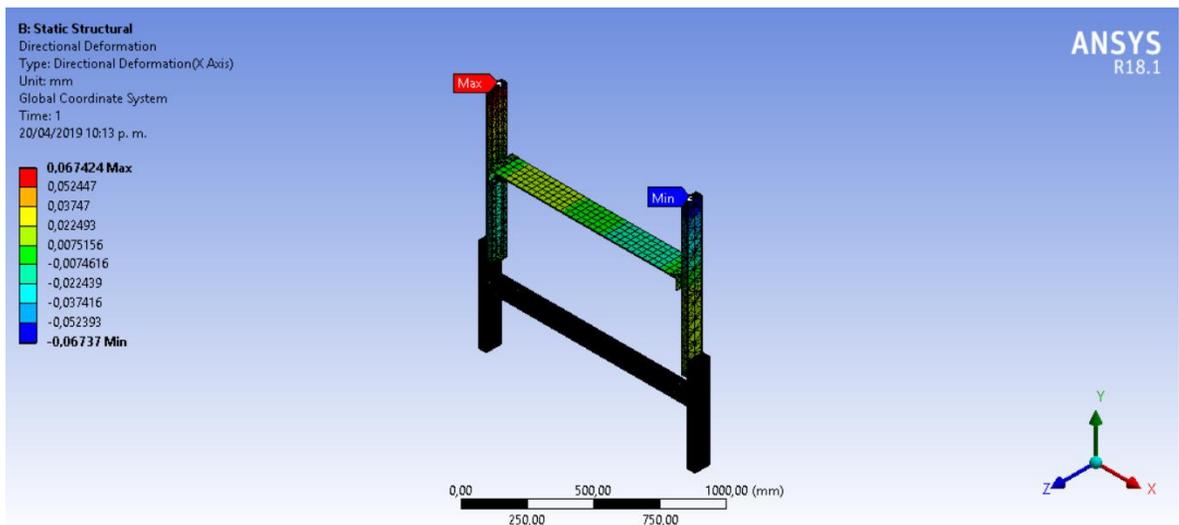


Figura 116. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].

Simulación de deformación en el eje Y:

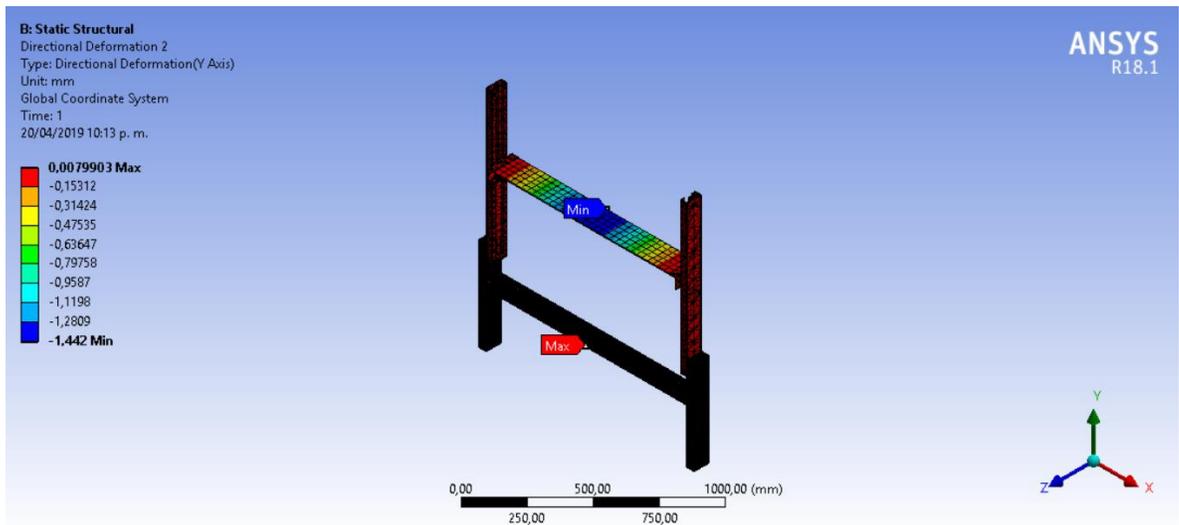


Figura 117. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].

Simulación de deformación en el eje Z:

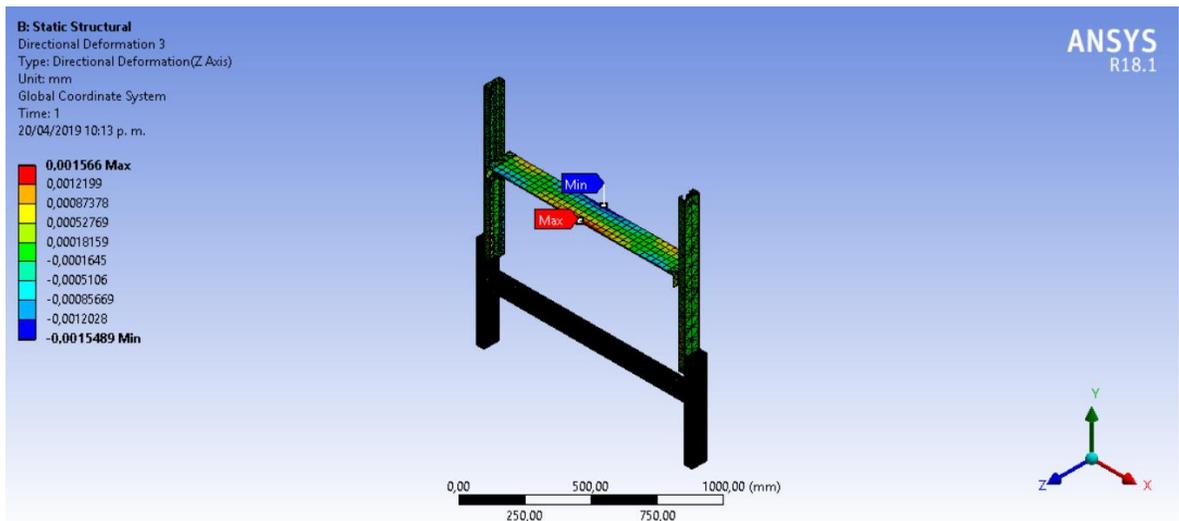


Figura 118. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].

Deformación total:

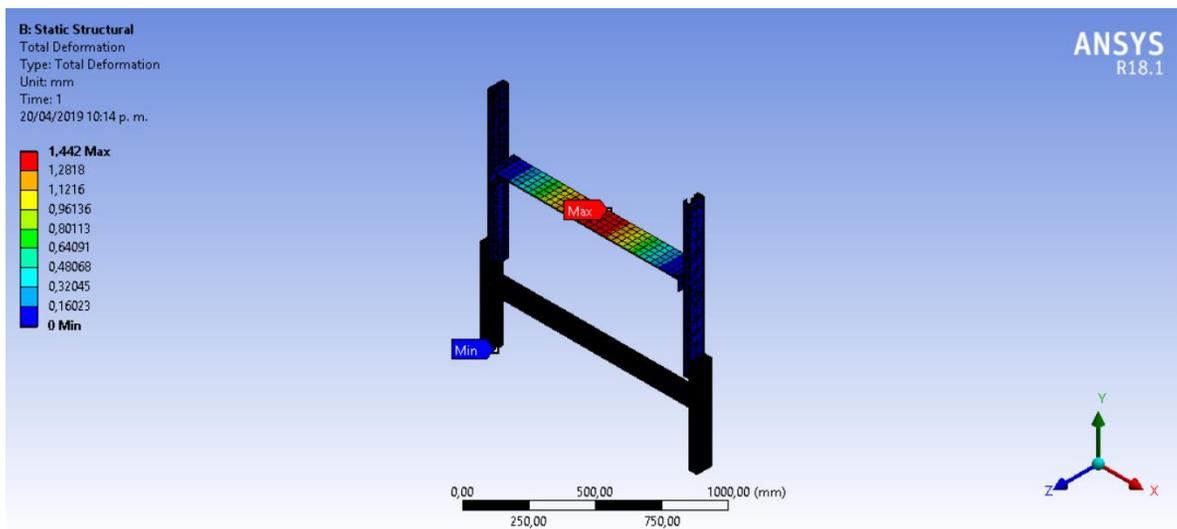


Figura 119. Simulación de deformación total generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].

Deformación unitaria:

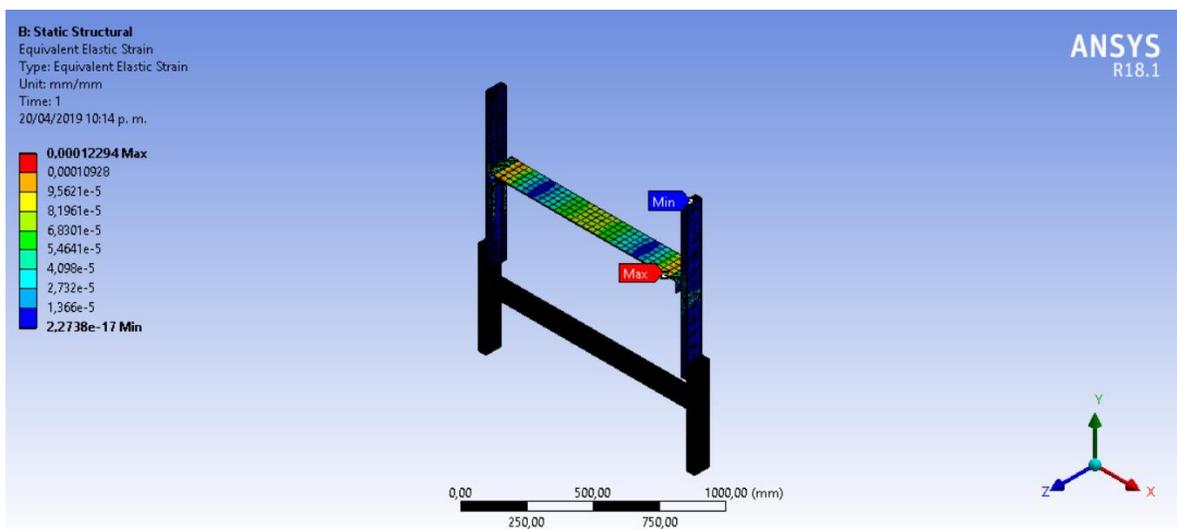


Figura 120. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].

Tensión de Von Mises:

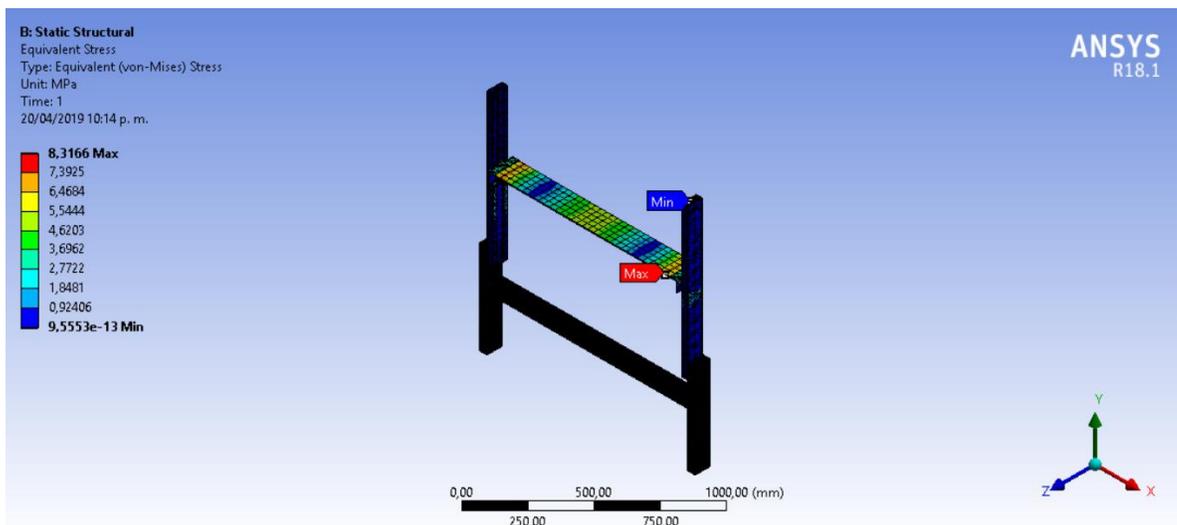


Figura 121. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].

Factor de seguridad:

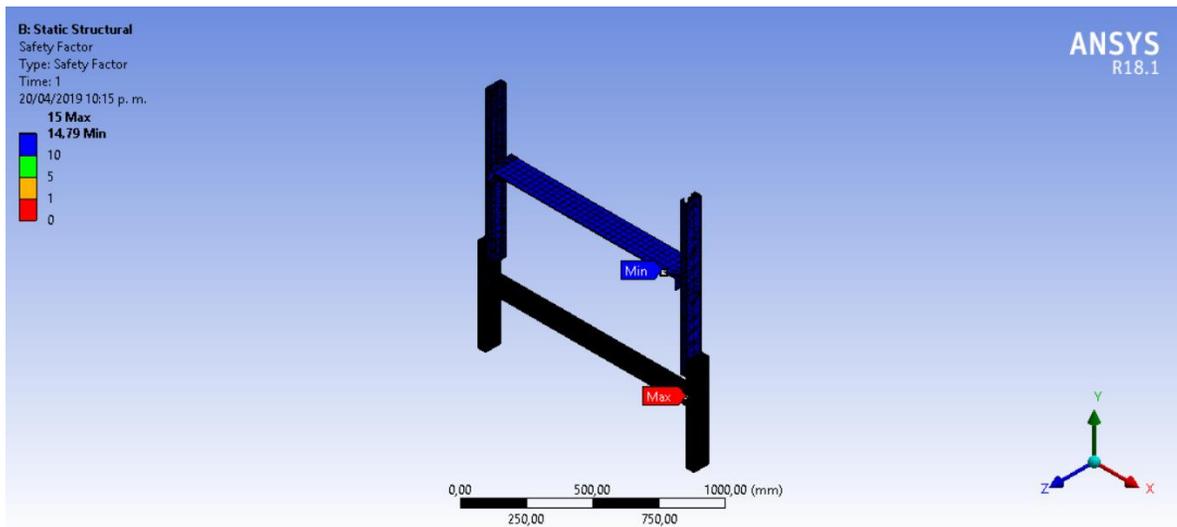


Figura 122. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].

Tamaño de mallado [mm]	Máximo desplazamiento en X [mm]	Máximo desplazamiento en Y [mm]	Máximo desplazamiento en Z [mm]
30	0.067424	0.0079903	0.001566
Deformación total [mm]	Deformación unitaria	Tensión de Von Mises [Mpa]	Factor de seguridad mínimo
1.442	0.00012294	8.3166	14.79

Tabla 32. Valores obtenidos por el análisis FEA del soporte cabezal de grabación [33].

Teniendo en cuenta los resultados determinados por el análisis de elementos finitos se observa que la tensión de Von Mises no supera el límite elástico de las propiedades físico-mecánicas de los materiales, también se observa en toda la estructura un factor de seguridad máximo de 15 y mínimo de 14.79 ubicado en las uniones de los perfiles de aluminio Bosch y las esquinas de los soportes, el factor de seguridad mínimo proporcionado es óptimo para su construcción.

8.2.6 Soporte de cajas final

La máquina dispone de una estructura de soporte de cajas hecha de una lámina de aluminio, esta se elabora con el fin de recibir las cajas previamente selladas.

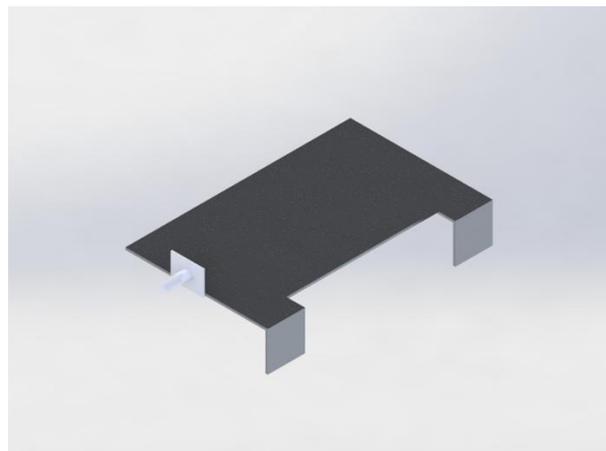


Figura 123. Soporte de cajas final, representación hecha en SolidWorks [33].

8.2.6.1 Análisis estático por elementos finitos soporte de cajas final

Para el análisis estático por elementos finitos se debe tener en cuenta el material que se elaborará la estructura del sistema del soporte de cajas final, el cual consiste en una lámina de aluminio de 3 [mm] de grosor, de este material se obtiene las propiedades físico-mecánicas principales de su elaboración para así realizar un estudio óptimo del proceso, también se deberá tener en cuenta las cargas máximas que actúan sobre el soporte:

Aleación aluminio 6063 T5:

Módulo de Young: 67666 [Mpa]

Coeficiente de Poisson: 0.34

Límite elástico: 152 [Mpa]

- **Cargas y condiciones**

Se debe tener en cuenta la masa equivalente máxima de las bobinas de cable, como también la masa de la caja.

Masa máxima de las bobinas de cable a transportar:

$$m_{bmax} = 5.9 [kg]$$

Se tiene en cuenta que son 5 bobinas por lo tanto la masa queda de la siguiente manera:

$$m_1 = 5.9 * 5$$

$$m_1 = 29.5 [kg]$$

Masa máximo de caja de cartón:

$$m_2 = 2.5 [kg]$$

A continuación, se procede a determina la masa total de la siguiente manera:

$$m_{total} = m_1 + m_2 \quad (8.2.6.1.1)$$

$$m_{total} = 32 [kg]$$

Se procede a calcular el peso equivalente teniendo en cuenta la aceleración de gravedad para determinar el análisis de los elementos finitos.

Cálculo del peso F1:

$$F_1 = m_{total} * g \quad (8.2.6.1.2)$$

Donde:

m_{total} = Masa obtenida de la suma de los diferentes componentes a analizar [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

$$F_1 = 32 * 9.81$$

$$F_1 = 313.92 [N]$$

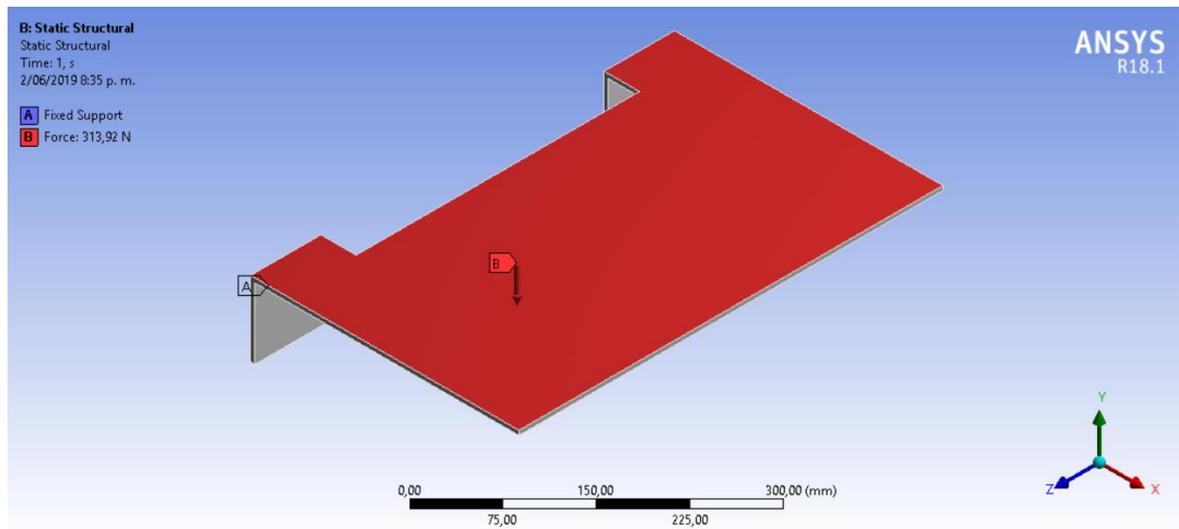


Figura 124. Fuerzas aplicadas para el análisis FEA del soporte de cajas final [33].

Nota: Las condiciones y la fuerza se aplican en el software ANSYS de la siguiente manera:

- A: Soportes fijos ubicados en cada una de la caras laterales de la estructura.
- B: Peso total (313.92 [N]) ubicado en la plataforma superior de la estructura.

- **Características del modelo de elemento finito (mallado) y resultados obtenidos**

Se realizó un tipo de mallado de solido estructural 3D de referencia SOLID186 y SOLID187 de 20 y 10 nodos respectivamente, proporcionado por el software ANSYS.

Mallado a 30 [mm]

Nodos: 1576

Elementos: 273

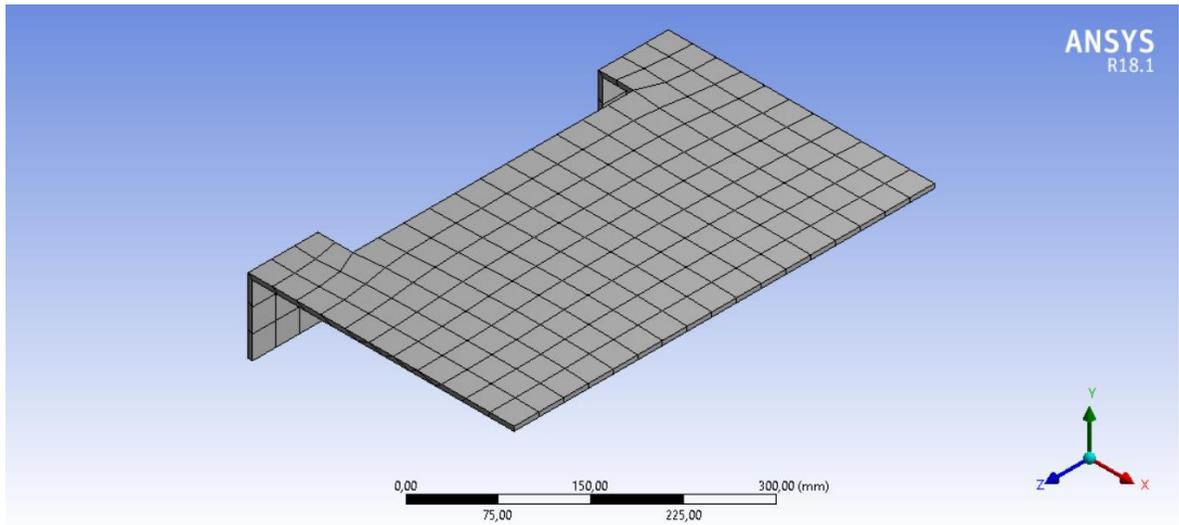


Figura 125. Mallado generado para el análisis FEA del soporte de cajas final [33].

Simulación deformación en el eje X:

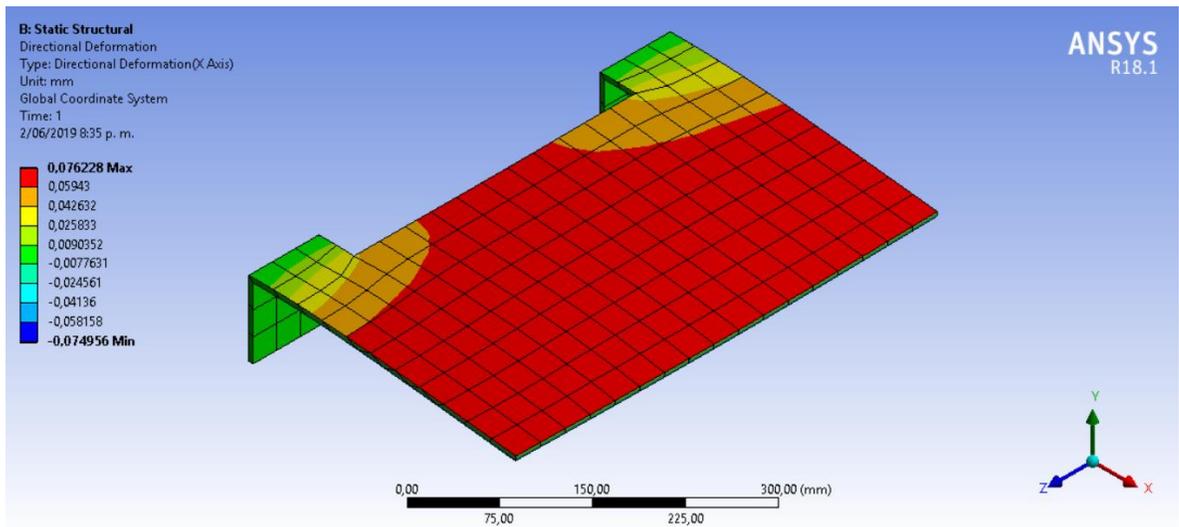


Figura 126. Simulación de deformación en el eje X generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].

Simulación de deformación en el eje Y:

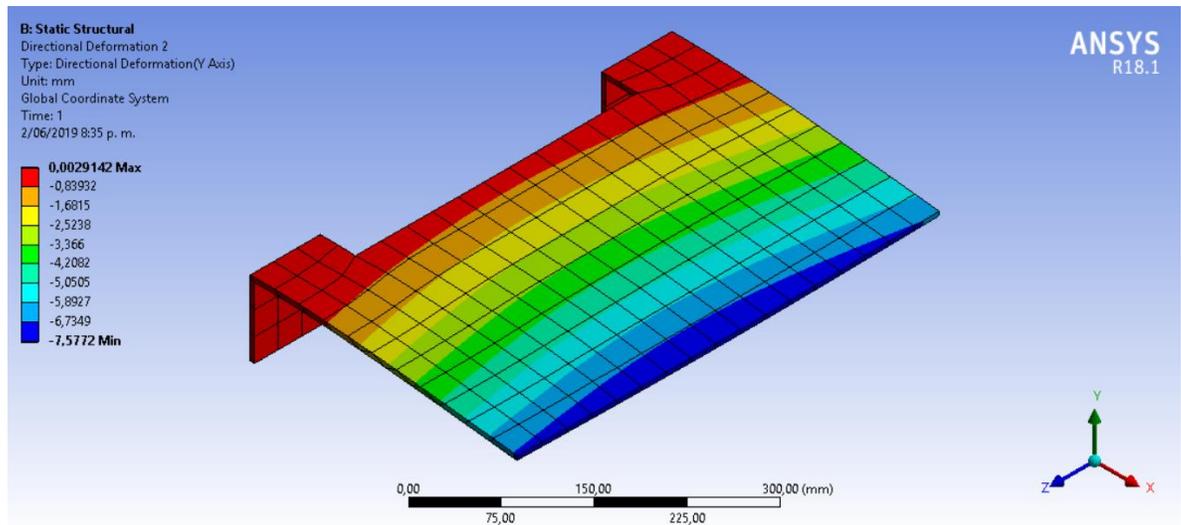


Figura 127. Simulación de deformación en el eje Y generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].

Simulación de deformación en el eje Z:

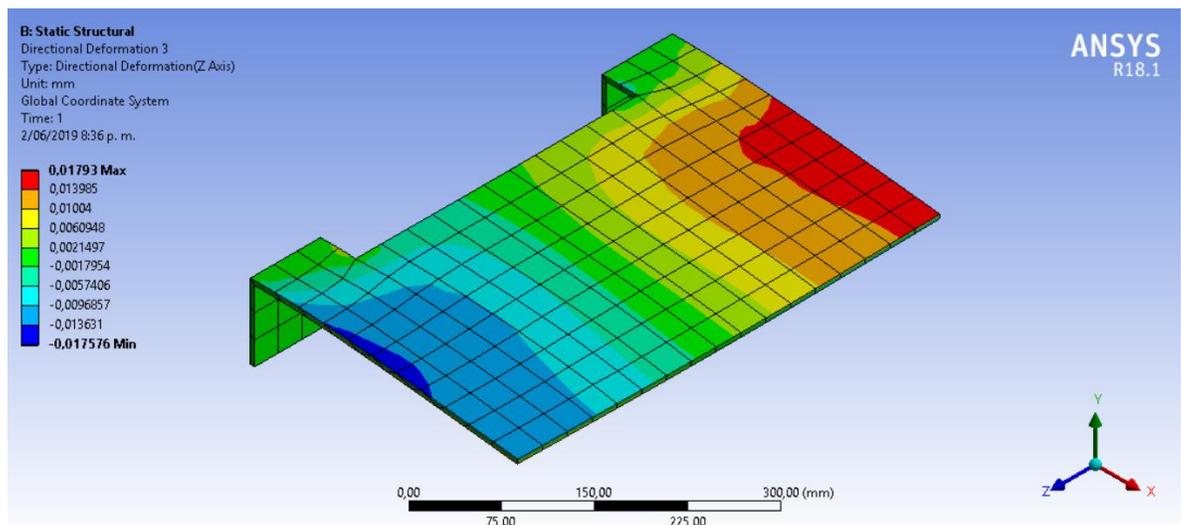


Figura 128. Simulación de deformación en el eje Z generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].

Deformación total:

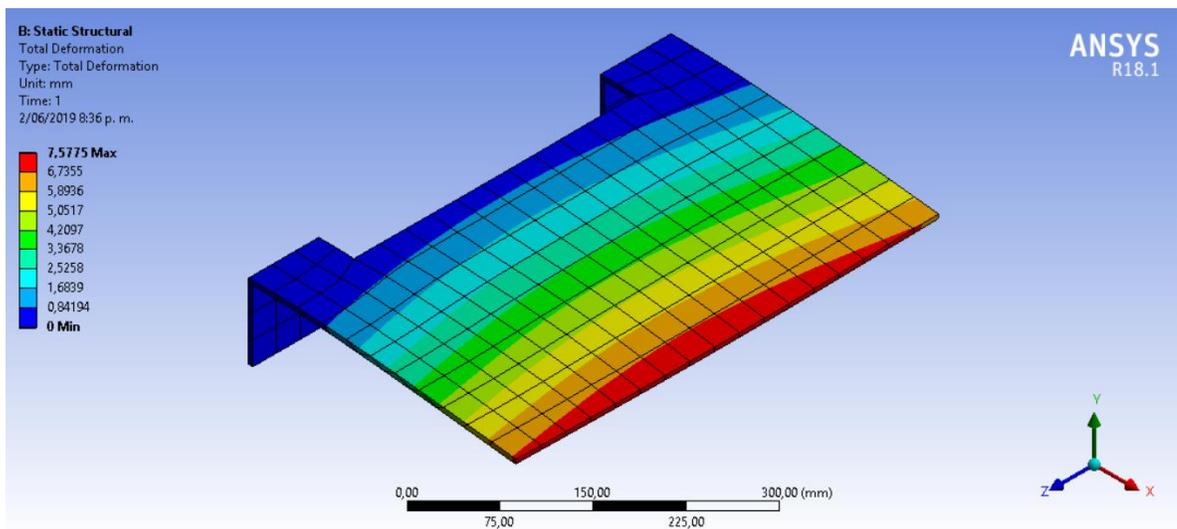


Figura 129. Simulación de deformación total generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].

Deformación unitaria:

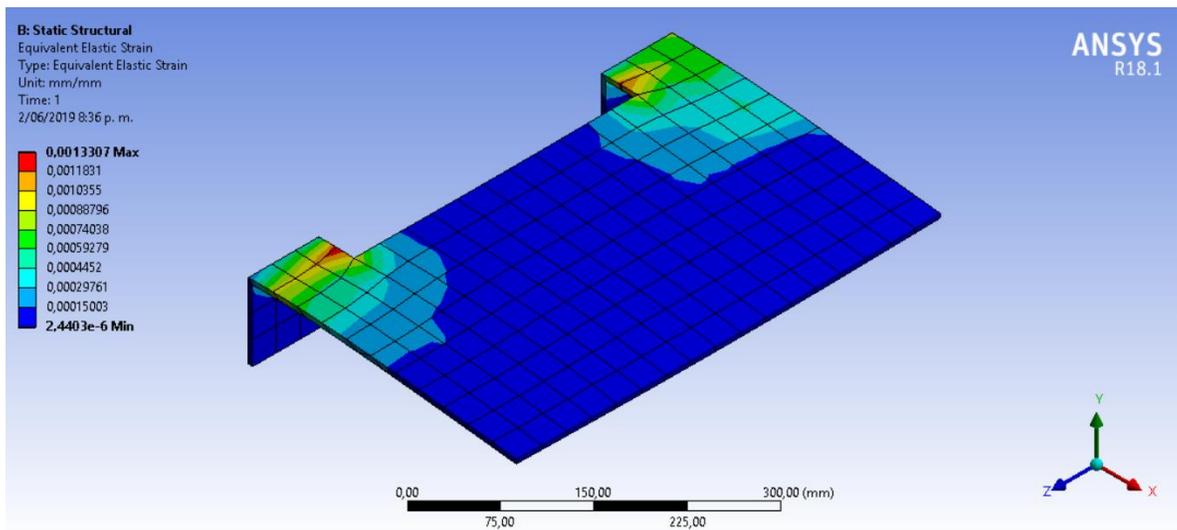


Figura 130. Simulación de deformación unitaria generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].

Tensión de Von Mises:

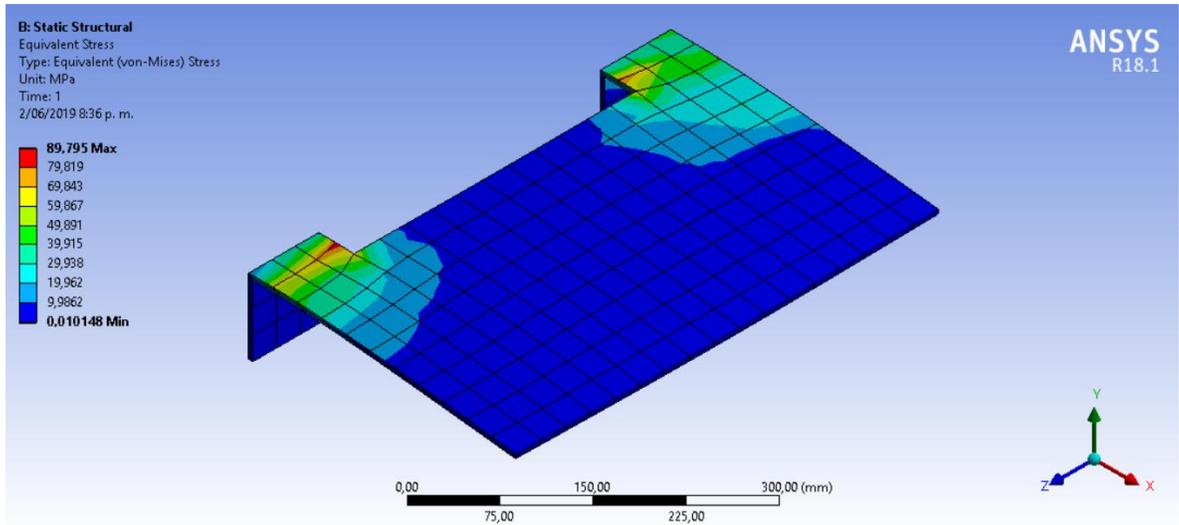


Figura 131. Simulación de la tensión de Von Mises generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].

Factor de seguridad:

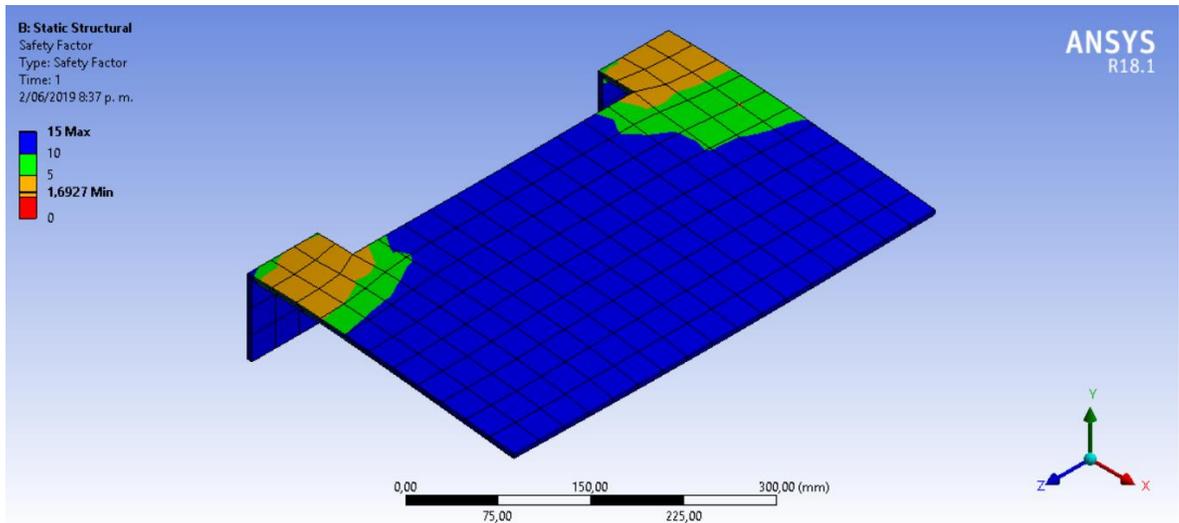


Figura 132. Simulación del factor de seguridad generada del análisis FEA del soporte de cajas final [33].

Tamaño de mallado [mm]	Máximo desplazamiento en X [mm]	Máximo desplazamiento en Y [mm]	Máximo desplazamiento en Z [mm]
30	0.076228	0.0029142	0.01793
Deformación total [mm]	Deformación unitaria	Tensión de Von Mises [Mpa]	Factor de seguridad mínimo
7.5775	0.0013307	89.795	1.6927

Tabla 33. Valores obtenidos por el análisis FEA del soporte de cajas final [33].

Teniendo en cuenta los resultados determinados por el análisis de elementos finitos se observa que la tensión de Von Mises no supera el límite elástico de las propiedades físico-mecánicas del material, también se observa en toda la estructura un factor de seguridad máximo de 15 y mínimo de 1.6927 ubicado en las esquinas de los soportes, se debe tener en cuenta que se mostró un factor seguridad muy bajo pero observando el equivalente de Stress el soporte no alcanza su límite de ruptura, por consiguiente es óptimo para su construcción.

9 SELECCIÓN DE LOS ACTUADORES ELÉCTRICOS Y NEUMÁTICOS

9.1 SELECCIÓN DE LOS ACTUADORES ELÉCTRICOS

La selección de los motores se basa en el capítulo anterior, en el cual se realizan los cálculos previos para determinar la potencia requerida que debe tener cada uno de los motores para proporcionar el movimiento a las diferentes etapas de la máquina de encajado.

9.1.1 Motor banda transportadora curva

Con los valores obtenidos en los cálculos respectivos para el diseño de la banda transportadora curva, se selecciona el siguiente motor:

MOTOR TRIFÁSICO AC	
Referencia	SK 32100 sinfín monobloque
Marca	NORD
Tipo	Motor de engranaje
Fase	Trifásico
Presentación	5.64 [kW]
Rango de pares	1090 [Nm]

Tabla 34. Especificaciones selección del motor de la banda transportadora curva [40].

Para calcular el rendimiento se realiza con la siguiente ecuación, teniendo en cuenta la potencia calculada en el capítulo anterior:

$$\eta = \frac{P_U}{P_T} * 100 [\%] \quad (9.1.1.1)$$

Dónde:

η = Rendimiento de una máquina [%]

P_U = Potencia util [kW]

P_T = Potencia teórica [kW]

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$\eta = \frac{5.5}{5.64} * 100$$

$$\eta = 97.51 [\%]$$

9.1.2 Motor sistema lineal accionado por una correa dentada

Con los valores obtenidos en los cálculos respectivos para el diseño del sistema lineal, se selecciona el siguiente motor:

MOTOR MONOFÁSICO AC	
Referencia	5RK60RA-MF
Marca	OEM
Tipo	Motor de engranaje
Fase	Monofásico
Eficiencia	IE 3
Tensión	110 [V]/ 220 [V]/ 380 [V]
IP grado para motor	IP44
Temperatura de trabajo	-20 ... -50 [°C]
Certificación	CE ISO09001 Y RoHS
Presentación	0.08 [kW]

Tabla 35. Especificaciones selección del motor sistema lineal [42].

Para calcular el rendimiento se realiza con la siguiente ecuación, teniendo en cuenta la potencia calculada en el capítulo anterior:

$$\eta = \frac{P_U}{P_T} * 100 \text{ [%]} \quad \text{(9.1.2.1)}$$

Dónde:

η = Rendimiento de una máquina [%]

P_U = Potencia util [kW]

P_T = Potencia teórica [kW]

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$\eta = \frac{0.07}{0.08} * 100$$

$$\eta = 87.5 \text{ [%]}$$

9.1.3 Motor sistema de traslado de cajas accionado por correas dentadas

Con los valores obtenidos en los cálculos respectivos para el diseño del sistema de traslado de cajas, se selecciona el siguiente motor:

MOTOR TRIFÁSICO AC	
Referencia	SK 1SI31
Marca	NORD
Tipo	Motor de engranaje
Fase	Trifásico
Presentación	0.18 [kW]
Rango de pares	21 [Nm]

Tabla 36. Especificaciones selección del motor sistema de traslado de cajas [41].

Para calcular el rendimiento se realiza con la siguiente ecuación, teniendo en cuenta la potencia calculada en el capítulo anterior:

$$\eta = \frac{P_U}{P_T} * 100 \text{ [%]} \quad \text{(9.1.3.1)}$$

Dónde:

η = Rendimiento de una máquina [%]

P_U = Potencia util [kW]

P_T = Potencia teórica [kW]

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$\eta = \frac{0.1272}{0.18} * 100$$

$$\eta = 70.66 \text{ [%]}$$

9.1.4 Motor sistema sellado de cajas de cartón corrugado

Con los valores obtenidos en los cálculos respectivos para el diseño del sistema de sellado de cajas, se selecciona el siguiente motor:

MOTOR MONOFÁSICO AC	
Referencia	5RK60RA-MF
Marca	OEM
Tipo	Motor de engranaje
Fase	Monofásico
Eficiencia	IE 3
Tensión	110 [V]/ 220 [V]/ 380 [V]
IP grado para motor	IP44
Temperatura de trabajo	-20 ... -50 [°C]
Certificación	CE ISO09001 Y RoHS
Presentación	0.08 [kW]

Tabla 37. Especificaciones selección del motor sistema de sellado de cajas [42].

Para calcular el rendimiento se realiza con la siguiente ecuación, teniendo en cuenta la potencia calculada en el capítulo anterior:

$$\eta = \frac{P_U}{P_T} * 100 \text{ [%]} \quad \textbf{(9.1.4.1)}$$

Dónde:

η = Rendimiento de una máquina [%]

P_U = Potencia util [kW]

P_T = Potencia teórica [kW]

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$\eta = \frac{0.0636}{0.08} * 100$$

$$\eta = 79.5 \text{ [%]}$$

9.2 SELECCIÓN DE LOS ACTUADORES NEUMÁTICOS

Para la selección de los actuadores neumáticos se debe tener en cuenta los análisis realizados a continuación, cabe recalcar que todos los actuadores neumáticos son seleccionados de Festo, ya que Nexans cuenta con un suministro de aire

comprimido a 6 [bar] y cilindros neumáticos en sus diferentes procesos proporcionados por Festo.

9.2.1 Cilindro neumático traslado de bobinas de cable de la cinta transportadora a su respectiva caja



Figura 133. Cilindro neumático traslado de bobinas de cable, representación hecha en SolidWorks [33].

Descripción	Material usado	Cantidad	Masa unitaria [g]	Masa total [g]
Peso máximo de bobinas de cable	-	5	5900	29500
MASA TOTAL				29500

Tabla 38. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático para el traslado de bobinas de cable [33].

Teniendo en cuenta el siguiente diagrama de cuerpo libre de las bobinas de cable, se procede a determina la fuerza:

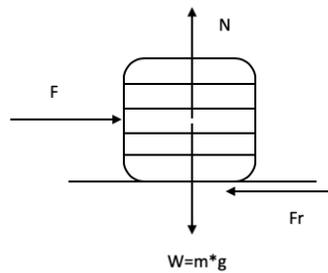


Figura 134. Diagrama de cuerpo libre de las bobinas de cable [33].

Se procede a calcular las sumatorias de fuerzas en X y Y del diagrama de cuerpo libre del movimiento rectilíneo uniforme (MRU) y así obtener la fuerza equivalente.

Sumatorias de fuerzas en X:

$$\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$F - Fr = 0$$

$$F = Fr$$

$$F = N * \mu * S [N] \tag{9.2.1.1}$$

Dónde:

F = Fuerza [N]

N = Fuerza normal [N]

μ = Coeficiente de fricción entre plástico y cartón (0.7)

S = Por seguridad se establece un factor de seguridad recomendable de 2

Sumatorias de fuerzas en Y:

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$N - m * g = 0$$

$$N = m * g [N] \tag{9.2.1.2}$$

Dónde:

N = Fuerza normal [N]

m = Masa total estipulada [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

Se procede a reemplazar los valores en la ecuación (9.2.1.2) y se obtiene el siguiente resultado:

$$N = 29.5 * 9.81$$

$$N = 289.395 [N]$$

Se procede a reemplazar los valores en la ecuación (9.2.1.1) y se obtiene el siguiente resultado:

$$F = 289.395 * 0.7 * 2$$

$$F = 405.153 [N]$$

Para calcular el área de los actuadores neumáticos se realiza con la ecuación (7.8.3.1), se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$A = \frac{405.153}{0.6}$$

$$A = 675.255 [mm^2]$$

Para calcular el diámetro del émbolo se realiza con la ecuación (7.8.3.2), se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$D = \sqrt{\frac{675.255 * 4}{\pi}}$$

$$D = 29.3216 [mm]$$

Teniendo en cuenta los cálculos realizados se seleccionó cilindro neumático con las siguientes características:

Diámetro del émbolo = 32 [mm]

Carrera = 755 [mm]

Se procede a determinar si el cilindro seleccionado no posee fallas por pandeo con la siguiente gráfica:

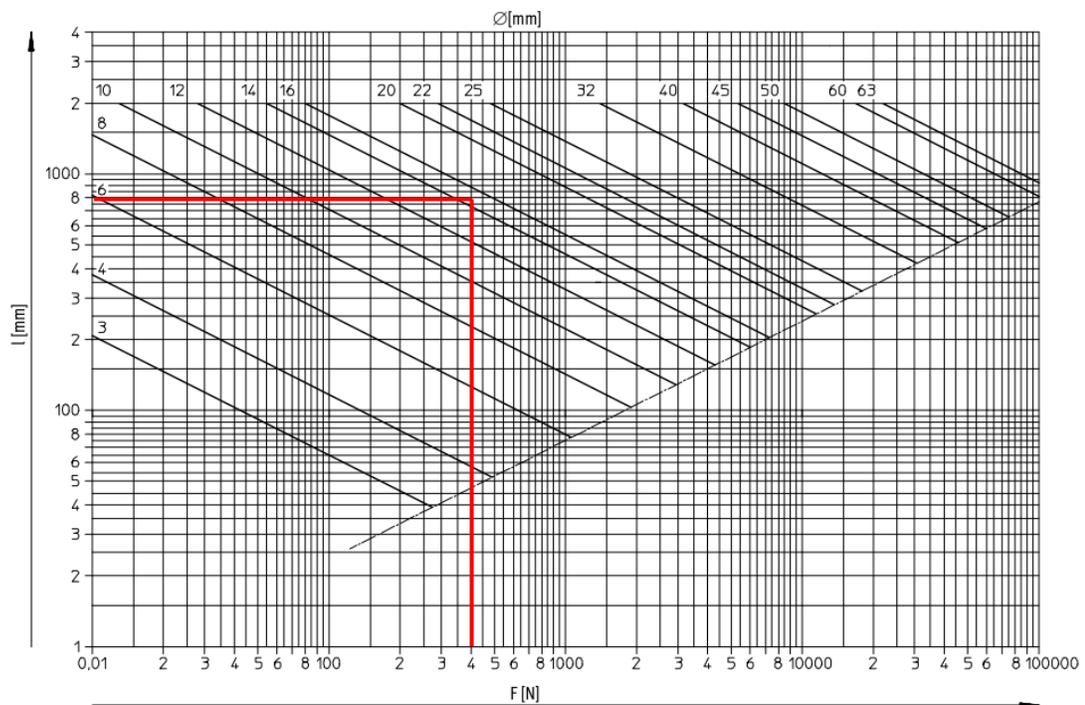


Figura 135. Gráfica falla por pandeo [43].

Observando la gráfica de falla por pandeo se determina que, para un cilindro neumático con las características seleccionadas, un diámetro del vástago inmediatamente superior a 14 [mm] es recomendado, el cilindro seleccionado tiene un vástago de 12 [mm], es decir, tiene falla por pandeo, esto por lo que su carrera es extensa, se procede seleccionar un cilindro neumático con el siguiente diámetro de émbolo.

Características cilindro neumático:

Diámetro del émbolo = 40 [mm]

Carrera = 755 [mm]

Recalculando los valores seleccionados, se procede a determinar la nueva fuerza establecida:

Descripción	Material usado	Cantidad	Masa unitaria [g]	Masa total [g]
Cilindro neumático	-	1	3625	3625
MASA TOTAL				3625

Tabla 39. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático para el traslado de bobinas de cable [33].

Teniendo en cuenta la masa total estipulada en [kg] se procede a calcular las fórmulas para la selección del cilindro neumático de la siguiente manera:

$$m = 3.625 [kg]$$

El cálculo de la fuerza se obtiene de la siguiente manera:

$$F = m * g [N] \tag{9.2.1.3}$$

Dónde:

$$F = \text{Fuerza [N]}$$

$m =$ Masa total estipulada [kg]

$g =$ Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$F = 3.625 * 9.81$$

$$F = 35.5612 [N]$$

La fuerza total queda de la siguiente manera:

$$F = 405.153 + 35.5612$$

$$F = 440.7142 [N]$$

Se procede a determinar si el cilindro seleccionado no posee fallas por pandeo con la siguiente gráfica:

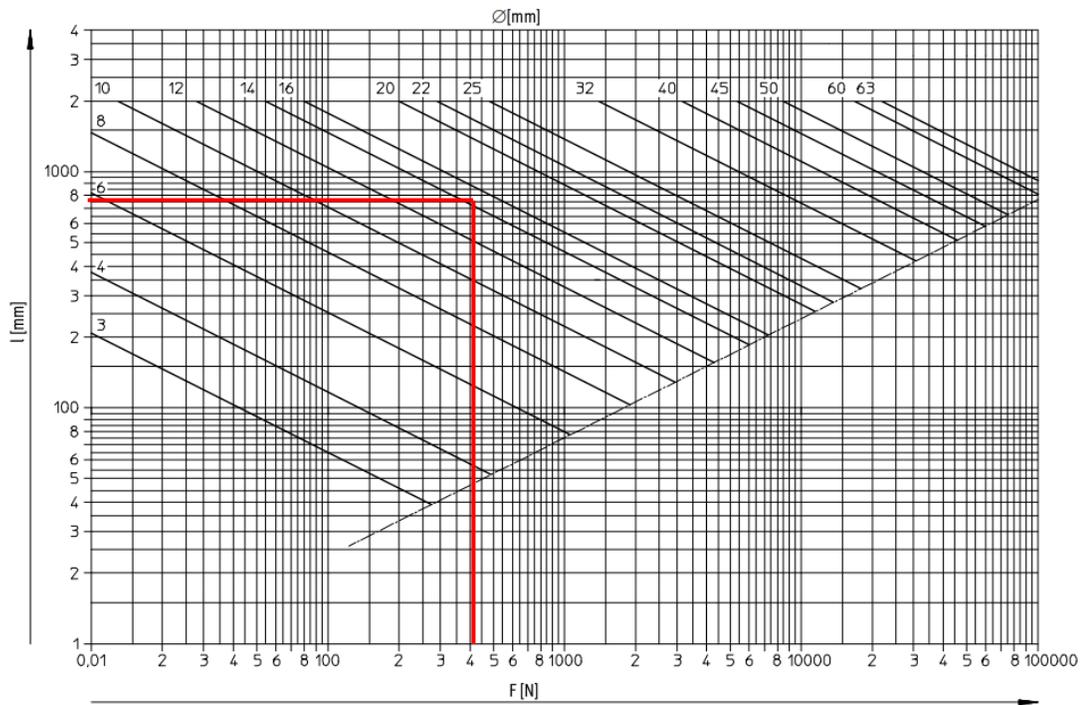


Figura 136. Gráfica falla por pandeo [43].

Observando la gráfica de falla por pandeo se determina que, para un cilindro neumático con las características seleccionadas, un diámetro del vástago inmediatamente superior a 15 [mm] es recomendado, el cilindro seleccionado tiene un vástago de 16 [mm], es decir, no tendrá falla por pandeo.

CILINDRO NEUMÁTICO FESTO	
Datos técnicos generales	
Cilindro normalizado CRDNG, ISO 15552, acero inoxidable, doble efecto	
Diámetro del émbolo	40 [mm]
Diámetro del vástago	16 [mm]
Carrera	755 [mm]
Conexión neumática	G1/4
Rosca del vástago	M12X1.25
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el fluido de trabajo	Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado
Presión de funcionamiento	0.6 ... 10 [bar]
Temperatura ambiente	-20 ... 80 [°C]

Tabla 40. Especificaciones selección del cilindro neumático para el traslado de bobinas de cable [44].

9.2.2 Cilindro neumático para el soporte paso de bobinas de cable



Figura 137. Cilindro neumático soporte paso de bobinas de cable, representación hecha en SolidWorks [33].

Descripción	Material usado	Cantidad	Masa unitaria [g]	Masa total [g]
Compuerta placa 1	Aluminio 6063 T5	1	162	162
Compuerta placa 2	Aluminio 6063 T5	1	486	486
Compuerta placa 3	UHMW	1	285	285
Peso máximo de bobinas de cable	-	5	5900	29500
MASA TOTAL				30433

Tabla 41. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático soporte paso de bobinas de cable [33].

Teniendo en cuenta la masa total estipulada en [kg] se procede a calcular las fórmulas para la selección del cilindro neumático de la siguiente manera:

$$m = 30.433 \text{ [kg]}$$

El cálculo de la fuerza se obtiene de la siguiente manera:

$$F = m * g \text{ [N]} \tag{9.2.2.1}$$

Dónde:

$$F = \text{Fuerza [N]}$$

$$m = \text{Masa total estipulada [kg]}$$

$$g = \text{Aceleración de la gravedad } \left(9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \right)$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$F = 30.433 * 9.81$$

$$F = 298.5477 [N]$$

Para calcular el área de los actuadores neumáticos se realiza con la ecuación (7.8.3.1), se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$A = \frac{298.5477}{0.6}$$

$$A = 497.5795 [mm^2]$$

Para calcular el diámetro del émbolo se realiza con la ecuación (7.8.3.2), se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$D = \sqrt{\frac{497.5795 * 4}{\pi}}$$

$$D = 25.1701 [mm]$$

Teniendo en cuenta los cálculos realizados se seleccionó cilindro neumático con las siguientes características:

Diámetro del émbolo = 32 [mm]

Carrera = 100 [mm]

Se procede a determinar si el cilindro seleccionado no posee fallas por pandeo con la siguiente gráfica:

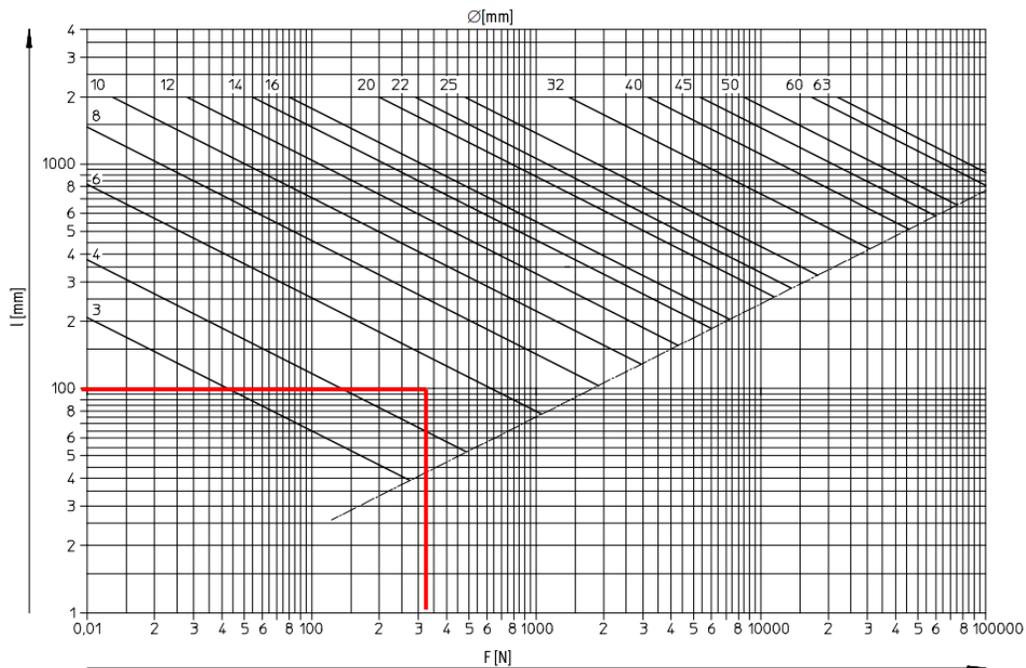


Figura 138. Gráfica falla por pandeo [43].

Observando la gráfica de falla por pandeo se determina que, para un cilindro neumático con las características seleccionadas, un diámetro del vástago inmediatamente superior a 5 [mm] es recomendado, el cilindro seleccionado tiene un vástago de 12 [mm], es decir, no tendrá falla por pandeo.

CILINDRO NEUMÁTICO FESTO	
Datos técnicos generales	
Cilindro redondo DSNU-Q, antigiro, doble efecto	
Diámetro del émbolo	32 [mm]
Diámetro del vástago	12 [mm]
Carrera	100 [mm]
Conexión neumática	G1/8
Rosca del vástago	M10X1.25
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el fluido de trabajo	Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado
Presión de funcionamiento	1.5 ... 10 [bar]
Temperatura ambiente	-20 ... 80 [°C]

Tabla 42. Especificaciones selección del cilindro neumático para el traslado de bobinas de cable [44].

9.2.3 Cilindro neumático selección de las cajas de cartón corrugado

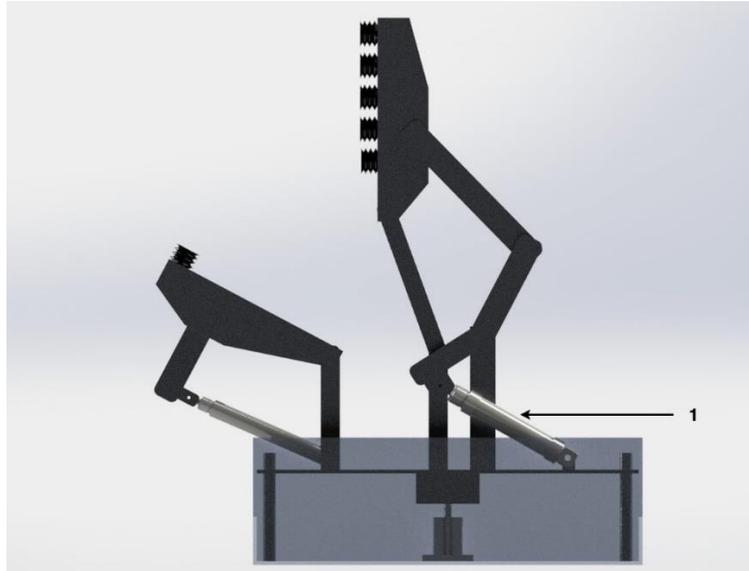


Figura 139. Cilindro neumático selección de las cajas de cartón, representación hecha en SolidWorks [33].

1. Cilindro neumático para la selección de las cajas de cartón corrugado.

Descripción	Material usado	Cantidad	Masa unitaria [g]	Masa total [g]
Ventosa con rosca de fijación ESS fuelle de 3,5	NBR	5	21.9	109.50
Elemento de fijación para ventosa	Acero de aleación fina	5	30	150
Eslabón 1	Aluminio 6063 T5	1	293.92	293.92
Eslabón 2	Aluminio 6063 T5	1	603.40	603.40
Soporte ventosas	Aluminio 6063 T5	1	668.27	668.27
Caja de cartón corrugado	Cartón corrugado	1	2500	2500
Peso máximo de bobinas de cable	-	5	5900	29500
MASA TOTAL				33825.09

Tabla 43. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático selección de las cajas de cartón [33].

Teniendo en cuenta la masa total estipulada en [kg] se procede a calcular las fórmulas para la selección del cilindro neumático de la siguiente manera:

$$m = 33.825 \text{ [kg]}$$

El cálculo de la fuerza se obtiene de la siguiente manera:

$$F = m * g \text{ [N]} \tag{9.2.3.1}$$

Dónde:

F = Fuerza [N]

m = Masa total estipulada [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$F = 33.825 * 9.81$$

$$F = 331.8232 \text{ [N]}$$

Para calcular el área de los actuadores neumáticos se realiza con la ecuación (7.8.3.1), se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$A = \frac{331.8232}{0.6}$$

$$A = 553.0386 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Para calcular el diámetro del émbolo se realiza con la ecuación (7.8.3.2), se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$D = \sqrt{\frac{553.0386 * 4}{\pi}}$$

$$D = 26.5358 [mm]$$

Teniendo en cuenta los cálculos realizados se seleccionó cilindro neumático con las siguientes características:

Diámetro del émbolo = 32 [mm]

Carrera = 100 [mm]

Se procede a determinar si el cilindro seleccionado no posee fallas por pandeo con la siguiente gráfica:

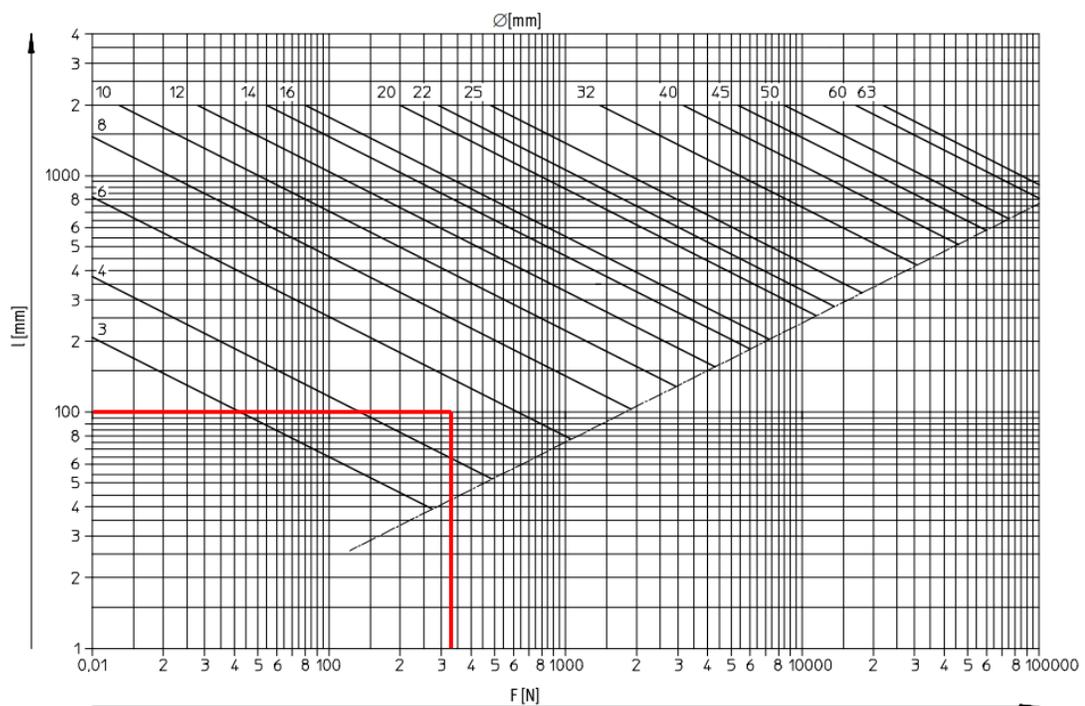


Figura 140. Gráfica falla por pandeo [43].

Observando la gráfica de falla por pandeo se determina que, para un cilindro neumático con las características seleccionadas, un diámetro del vástago inmediatamente superior a 5 [mm] es recomendado, el cilindro seleccionado tiene un vástago de 12 [mm], es decir, no tendrá falla por pandeo.

CILINDRO NEUMÁTICO FESTO	
Datos técnicos generales	
Cilindro redondo DSNU-Q, antigiro, doble efecto	
Diámetro del émbolo	32 [mm]
Diámetro del vástago	12 [mm]
Carrera	100 [mm]
Conexión neumática	G1/8
Rosca del vástago	M10X1.25
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el fluido de trabajo	Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado
Presión de funcionamiento	1 ... 10 [bar]
Temperatura ambiente	-20 ... 80 [°C]

Tabla 44. Especificaciones selección del cilindro neumático selección de las cajas de cartón [44].

9.2.4 Cilindro neumático soporte succión de las cajas de cartón corrugado

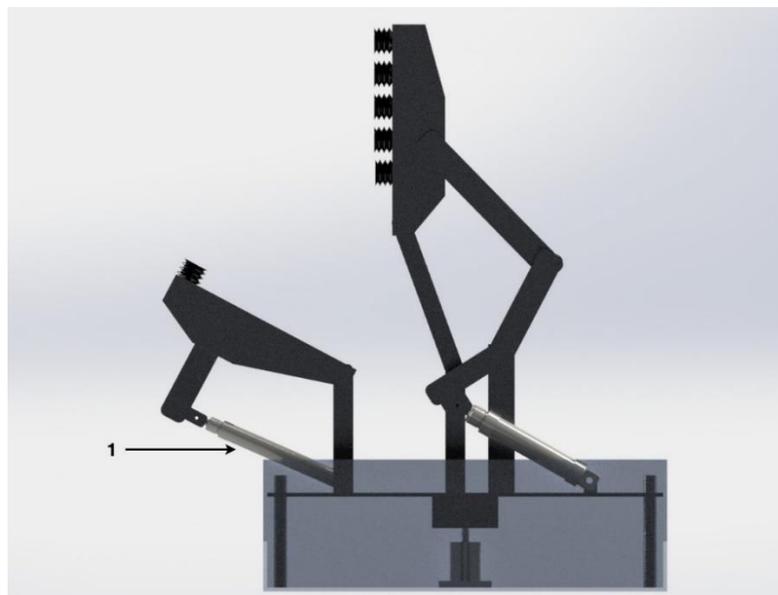


Figura 141. Cilindro neumático soporte succión de las cajas de cartón, representación hecha en SolidWorks [33].

1. Cilindro neumático soporte succión de las cajas de cartón corrugado.

Descripción	Material usado	Cantidad	Masa unitaria [g]	Masa total [g]
Ventosa con rosca de fijación ESS fuelle de 3,5	NBR	1	21.9	21.9
Elemento de fijación para ventosa	Acero de aleación fina	1	30	30
Eslabón 1	Aluminio 6063 T5	1	378.26	378.26
Soporte ventosas	Aluminio 6063 T5	1	603.59	603.59
Caja de cartón corrugado	Cartón corrugado	1	2500	2500
MASA TOTAL				3533.75

Tabla 45. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático soporte succión de las cajas de cartón [33].

Teniendo en cuenta la masa total estipulada en [kg] se procede a calcular las fórmulas para la selección del cilindro neumático de la siguiente manera:

$$m = 3.5337 \text{ [kg]}$$

El cálculo de la fuerza se obtiene de la siguiente manera:

$$F = m * g \text{ [N]} \tag{9.2.4.1}$$

Dónde:

$$F = \text{Fuerza [N]}$$

$$m = \text{Masa total estipulada [kg]}$$

$$g = \text{Aceleración de la gravedad } \left(9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \right)$$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$F = 3.5337 * 9.81$$

$$F = 34.6655 [N]$$

Se procede a calcular la fuerza total, teniendo en cuenta la sumatoria de fuerzas calculada para el cilindro neumático de traslación de bobinas de cable a su respectiva caja, el cual, tiene un valor de:

$$F = 289.395 * 0.7$$

$$F = 202.5765 [N]$$

La fuerza total queda de la siguiente manera:

$$F = 34.6655 + 202.5765$$

$$F = 237.242 [N]$$

Para calcular el área de los actuadores neumáticos se realiza con la ecuación (7.8.3.1), se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$A = \frac{237.242}{0.6}$$

$$A = 395.4033 [mm^2]$$

Para calcular el diámetro del émbolo se realiza con la ecuación (7.8.3.2), se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$D = \sqrt{\frac{395.4033 * 4}{\pi}}$$

$$D = 22.4375 [mm]$$

Teniendo en cuenta los cálculos realizados se seleccionó cilindro neumático con las siguientes características:

Diámetro del émbolo = 25 [mm]

Carrera = 125 [mm]

Se procede a determinar si el cilindro seleccionado no posee fallas por pandeo con la siguiente gráfica:

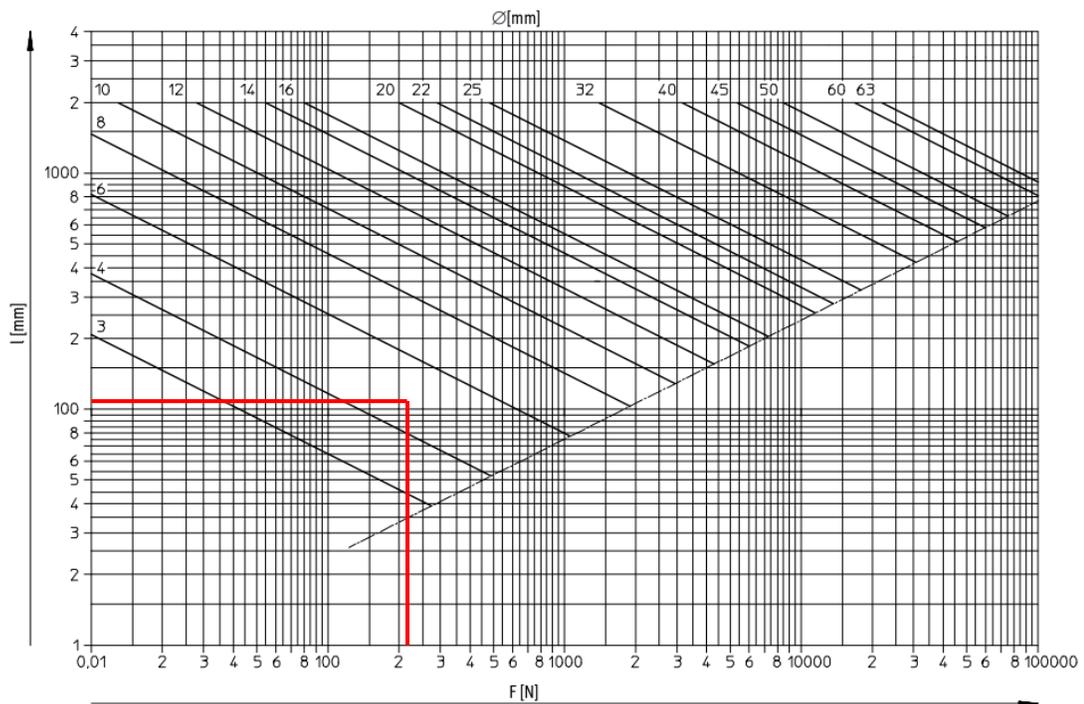


Figura 142. Gráfica falla por pandeo [43].

Observando la gráfica de falla por pandeo se determina que, para un cilindro neumático con las características seleccionadas, un diámetro del vástago inmediatamente superior a 5 [mm] es recomendado, el cilindro seleccionado tiene un vástago de 10 [mm], es decir, no tendrá falla por pandeo.

CILINDRO NEUMÁTICO FESTO	
Datos técnicos generales	
Cilindro redondo DSNU-Q, antigiro, doble efecto	
Diámetro del émbolo	25 [mm]
Diámetro del vástago	10 [mm]
Carrera	125 [mm]
Conexión neumática	G1/8
Rosca del vástago	M10X1.25
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el fluido de trabajo	Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado
Presión de funcionamiento	1 ... 10 [bar]
Temperatura ambiente	-20 ... 80 [°C]

Tabla 46. Especificaciones selección del cilindro neumático soporte succión de las cajas de cartón [44].

9.2.5 Cilindro neumático soporte sistema total armado de cajas de cartón corrugado

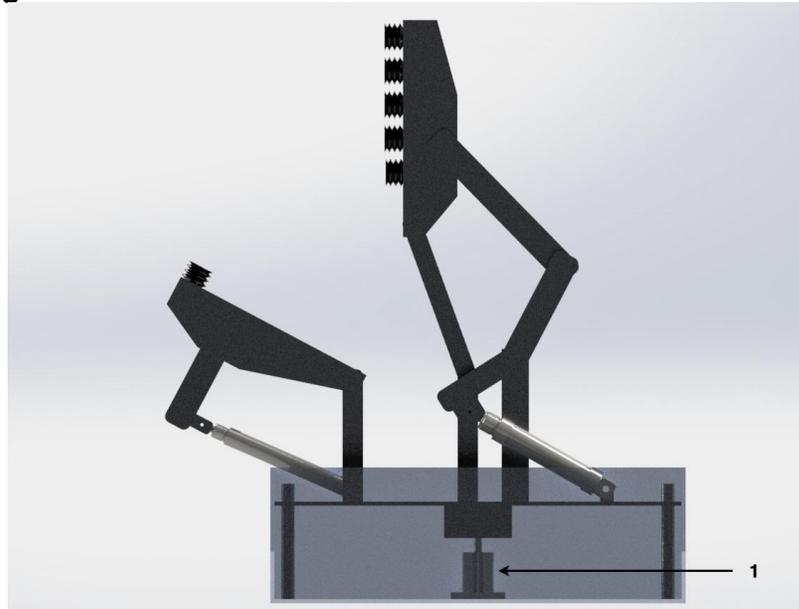


Figura 143. Cilindro neumático soporte sistema total armado de cajas de cartón, representación hecha en SolidWorks [33].

1. Cilindro neumático soporte sistema total armado de cajas de cartón corrugado.

Descripción	Material usado	Cantidad	Masa unitaria [g]	Masa total [g]
Ventosa con rosca de fijación ESS fuelle de 3,5	NBR	6	21.9	131.4
Elemento de fijación para ventosa	Acero de aleación fina	6	30	180
Eslabón 1	Aluminio 6063 T5	1	293.92	293.92
Eslabón 2	Aluminio 6063 T5	1	603.40	603.40
Eslabón 3	Aluminio 6063 T5	1	378.26	378.26
Soporte ventosas 1	Aluminio 6063 T5	1	668.27	668.27
Soporte ventosas 2	Aluminio 6063 T5	1	603.59	603.59
Caja de cartón corrugado	Cartón corrugado	1	2500	2500
Peso máximo de bobinas de cable	-	5	5900	29500
Estructura soporte sistema de succión	Aluminio 6063 T5	1	4910.92	4910.92
Cilindro neumático 1	-	1	525.5	525.5
Cilindro neumático 2	-	1	375.5	375.5
MASA TOTAL				40670.76

Tabla 47. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático soporte sistema total armado de cajas de cartón [33].

Teniendo en cuenta la masa total estipulada en [kg] se procede a calcular las fórmulas para la selección del cilindro neumático de la siguiente manera:

$$m = 40.670 \text{ [kg]}$$

El cálculo de la fuerza se obtiene de la siguiente manera:

$$F = m * g [N]$$

(9.2.5.1)

Dónde:

F = Fuerza [N]

m = Masa total estipulada [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$F = 40.670 * 9.81$$

$$F = 398.972 [N]$$

Para calcular el área de los actuadores neumáticos se realiza con la ecuación (7.8.3.1), se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$A = \frac{398.972}{0.6}$$

$$A = 664.953 [mm^2]$$

Para calcular el diámetro del émbolo se realiza con la ecuación (7.8.3.2), se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$D = \sqrt{\frac{664.953 * 4}{\pi}}$$

$$D = 29.0971 \text{ [mm]}$$

Teniendo en cuenta los cálculos realizados se seleccionó cilindro neumático con las siguientes características:

Diámetro del émbolo = 32 [mm]

Carrera = 15 [mm]

Se procede a determinar si el cilindro seleccionado no posee fallas por pandeo con la siguiente gráfica:

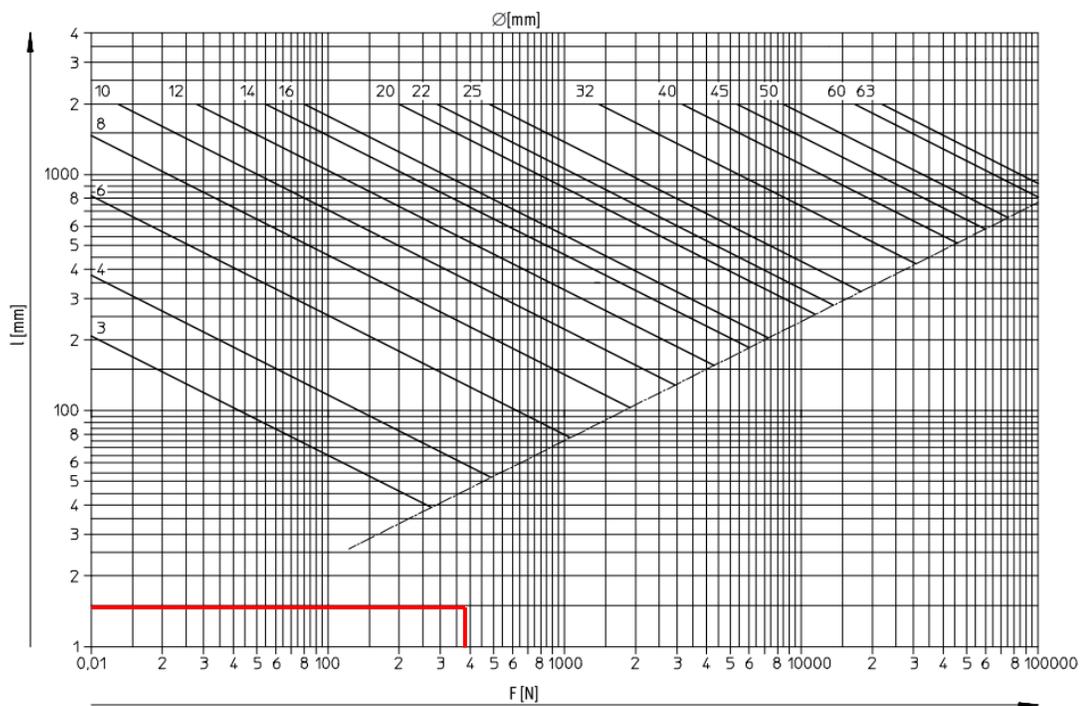


Figura 144. Gráfica falla por pandeo [43].

Observando la gráfica de falla por pandeo se determina que, la carrera seleccionada para el cilindro es mínima y por ello no genera fallo por pandeo.

CILINDRO NEUMÁTICO FESTO	
Datos técnicos generales	
Cilindro compacto ADN, ISO 21287, doble efecto	
Diámetro del émbolo	32 [mm]
Diámetro del vástago	12 [mm]
Carrera	15 [mm]
Conexión neumática	G1/8
Rosca del vástago	M10X1.25
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el fluido de trabajo	Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado
Presión de funcionamiento	1 ... 10 [bar]
Temperatura ambiente	-20 ... 80 [°C]

Tabla 48. Especificaciones selección del cilindro neumático soporte sistema total armado de cajas de cartón [44].

9.2.6 Cilindro neumático dobléz de los pliegues de la caja de cartón corrugado

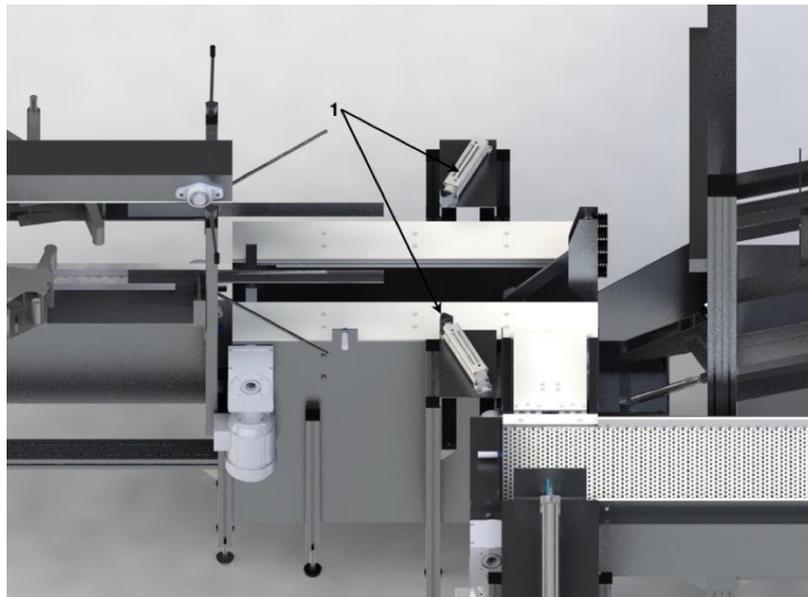


Figura 145. Cilindro neumático dobléz de los pliegues de la caja de cartón, vista frontal-superior representación hecha en SolidWorks [33].

Descripción	Material usado	Cantidad	Masa unitaria [g]	Masa total [g]
Peso máximo doblez	-	1	758	758
Peso máximo de bobinas de cable	-	5	5900	29500
MASA TOTAL				30258

Tabla 49. Componentes necesarios para el cálculo del cilindro neumático doblez de los pliegues de la caja de cartón [33].

Teniendo en cuenta la masa total estipulada en [kg] se procede a calcular las fórmulas para la selección del cilindro neumático de la siguiente manera:

$$m = 30.258 \text{ [kg]}$$

El cálculo de la fuerza se obtiene de la siguiente manera:

$$F = m * g \text{ [N]} \tag{9.2.6.1}$$

Dónde:

F = Fuerza [N]

m = Masa total estipulada [kg]

g = Aceleración de la gravedad $\left(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$

Se procede a reemplazar los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$F = 30.258 * 9.81$$

$$F = 296.8309 \text{ [N]}$$

Para calcular el área de los actuadores neumáticos se realiza con la ecuación (7.8.3.1), se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$A = \frac{296.8309}{0.6}$$

$$A = 494.7181 [mm^2]$$

Para calcular el diámetro del émbolo se realiza con la ecuación (7.8.3.2), se reemplaza los valores y se obtiene el siguiente resultado:

$$D = \sqrt{\frac{494.7181 * 4}{\pi}}$$

$$D = 25.0977 [mm]$$

Teniendo en cuenta los cálculos realizados se seleccionó cilindro neumático con las siguientes características:

Diámetro del émbolo = 32 [mm]

Carrera = 100 [mm]

Se procede a determinar si el cilindro seleccionado no posee fallas por pandeo con la siguiente gráfica:

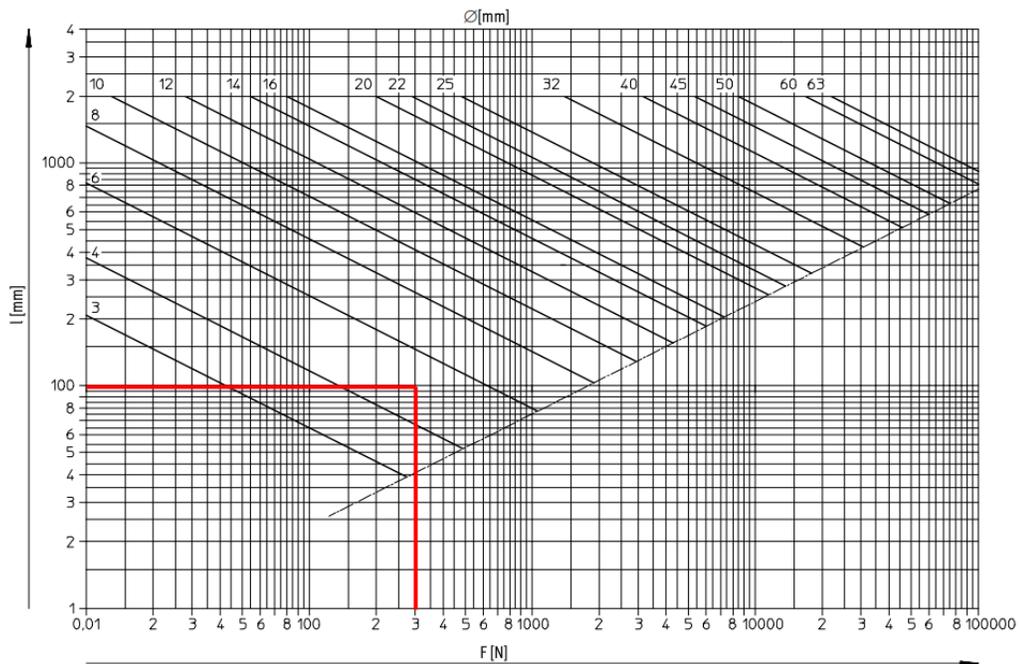


Figura 146. Gráfica falla por pandeo [43].

Observando la gráfica de falla por pandeo se determina que, para un cilindro neumático con las características seleccionadas, un diámetro del vástago inmediatamente superior a 5 [mm] es recomendado, el cilindro seleccionado tiene un vástago de 12 [mm], es decir, no tendrá falla por pandeo.

CILINDRO NEUMÁTICO FESTO	
Datos técnicos generales	
Cilindro normalizado DSBC, ISO 15552, doble efecto	
Diámetro del émbolo	32 [mm]
Diámetro del vástago	12 [mm]
Carrera	100 [mm]
Conexión neumática	G1/8
Rosca del vástago	M10X1.25
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Nota sobre el fluido de trabajo	Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado
Presión de funcionamiento	0.6 ... 12 [bar]
Temperatura ambiente	-20 ... 80 [°C]

Tabla 50. Especificaciones selección del cilindro neumático dobles de los pliegues de la caja de cartón [44].

10 SELECCIÓN DE INSTRUMENTACIÓN

10.1 CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE

El PLC (Controlador lógico programable) es la unidad la cual controlará todo el sistema de la máquina de encajado de bobinas de cable, teniendo en cuenta de que Nexans en sus otras diferentes etapas dispone de PLC's de referencia SIEMENS, se seleccionaron todos los componentes requeridos de la misma referencia y así manejar un lenguaje de programación único en toda la planta.

Se selecciono una CPU S7-1200 1214C de referencia 6ES7214-1HG40-0XB0 compacta de SIEMENS, teniendo en cuenta de que son una de las CPU's más actuales en el mercado, esta CPU dispone de 14 entradas y 10 salidas, 2 entradas análogas, como también por el hecho de ser compacta contiene una fuente de alimentación y el módulo de ethernet para la conexión de la pantalla HMI.



Figura 147. Controlador lógico programable (PLC) 27-1200 [45].

Para la programación de la máquina de encajado se realizó en los softwares también adquiridos de SIEMENS TIA portal y WinCC V15.1 de referencias 6ES7822-0AA05-OYA5 y 6AV2100-0AA05-0AA5, este software me permite tanto

programa la secuencia lógica y la pantalla HMI, como también simular online sin la necesidad de tener a disposición de un PLC físico, se debe tener en cuenta que la entradas y salidas que se necesitan son las siguientes:

Entradas: 24

Salidas: 34

Como la CPU seleccionada no dispone de todas la entradas y salidas necesarias para la programación, se seleccionaron dos módulos de ampliación S7-1200 de 16 salida y 16 entradas de referencia 6ES7223-1BL32-0XB0, esto con el fin de dejar a disposición entradas y salidas extras si se desea implementar una etapa más al proceso.



Figura 148. Módulo de ampliación S7-1200 [45].

Se seleccionó una pantalla HMI touch S7-1200 de 7" de referencia 6AV2123-2GB03-0AX0, con el fin manipular la máquina visualizando las acciones de cada una de las etapas.



Figura 149. Pantalla HMI touch S7-1200 [45].

11 SELECCIÓN DE SENSORES

11.1 SENSORES CAPACITIVOS

Para la selección de los sensores, se debe tener en cuenta el análisis implementado en la metodología de calidad QFD, el cual se utilizará sensores capacitivos ya que este tipo de sensores detectan cualquier tipo de material. El sensor que se utilizará será de tipo NPN ya que disponen de un proceso de conmutación más rápido trabajando con referencia a 0 [V] y tiene menor inmunidad al ruido, el alcance adecuado para el sensor es de 10 [mm], a continuación, se observa las características de los 5 sensores seleccionados:

SENSOR CAPACITIVO NPN	
Datos técnicos generales	
Referencia	LJC18A3-BZ/BX
BK	300 [mA]
BU	6-36 [VDC]
Distancia de detección	10 [mm]
Diámetro	18 [mm]
Longitud del cable	190 [cm]
Peso	108 [g]

Tabla 51. Especificaciones selección sensor capacitivo NPN [46].

11.2 SENSORES FINALES DE CARRERA

Se seleccionaron dos finales de carrera que se ubicarán en el sistema lineal accionado por una correa dentada, esto con el fin de detectar el sistema de succión cuando este se desplace a la izquierda o a la derecha, a continuación, se observan las características de los finales de carrera.

SENSOR FINAL DE CARRERA	
Datos técnicos generales	
Nº de pines	3
Voltaje de operación	5 ^a – 125 [VAC] 3 ^a - 250 [VA]
Temperatura de operación	-25 [°C] A 85 [°C]

Tabla 52. Especificaciones selección sensor final de carrera [46].

12 RELACIÓN COSTO-BENEFICIO

Se realiza una relación entre el costo de la elaboración de la máquina de encajado de bobinas de cable junto con el beneficio que este tendrá, con el fin de determinar la mejor opción rentable, es decir, si la construcción proporcionara ahorros a futuro para la empresa. También, se realiza un estudio de capacidad y tiempo del proceso por medio de una carta Gantt, para determinar cuántas cajas de cartón por minuto encaja la máquina de encajado, a continuación, se muestra la tabla con la descripción de los costos generados para la construcción de la máquina de encajado de bobinas de cable, esta tabla no incluye la mano de obra, ya que esto dependerá de la empresa.

Cantidad	Descripción	Valor Unitario	Total	Distribuidor
14	Lámina de aluminio 3 [mm] 2X1 [m]	\$ 355.700,00	\$ 4.979.800,00	FERROALUMINIOS SAS
1	Lámina de aluminio 5 [mm] 2X1 [m]	\$ 385.000,00	\$ 385.000,00	Palacio del Aluminio Ltda.
3	Lámina de aluminio 6 [mm] 2X1 [m]	\$ 535.700,00	\$ 1.607.100,00	MUNDIAL DE ALUMINIOS S.A.
38	Perfil de aluminio de 40X40 [mm] 1 [m]	\$ 109.899,00	\$ 4.176.162,00	VISTRONICA SAS
14	Perfil de aluminio de 40X40 [mm] 2 [m]	\$ 219.789,00	\$ 3.077.046,00	VISTRONICA SAS
50	Tapón plástico para perfil de aluminio de 40X40 [mm]	\$ 3.332,00	\$ 166.600,00	VISTRONICA SAS
118	Ángulo esquinero con agujero ovalado para perfil de aluminio de 40X40 [mm]	\$ 4.680,00	\$ 552.240,00	VISTRONICA SAS
236	Tornillo rosca M6	\$ 920,00	\$ 217.120,00	VISTRONICA SAS
236	Tuerca cabezal M6	\$ 1.214,00	\$ 286.504,00	VISTRONICA SAS
12	Chumacera K004 eje de 20 [mm]	\$ 18.564,00	\$ 222.768,00	VISTRONICA SAS
2	Bisagra 231 MOBILE	\$ 9.990,00	\$ 19.980,00	MADECENTRO
1	Lámina polietileno de 3/16" grosor 200X300 [mm]	\$ 17.050,00	\$ 17.050,00	CAELCA SAS
2	Lámina polietileno de 1/4" grosor 1000X143 [mm]	\$ 58.800,00	\$ 117.600,00	CAELCA SAS
2	Lámina polietileno de 1/4" grosor 1000X137 [mm]	\$ 56.700,00	\$ 113.400,00	CAELCA SAS
2	Lámina polietileno de 1/4" grosor 760X137 [mm]	\$ 43.100,00	\$ 86.200,00	CAELCA SAS
2	Lámina polietileno de 1/4" grosor 1152X136 [mm]	\$ 65.800,00	\$ 131.600,00	CAELCA SAS

2	Lámina polietileno de 3/8" grosor 500X40 [mm]	\$ 11.200,00	\$ 22.400,00	CAELCA SAS
1	Lámina polietileno de 3/8" grosor 350X326 [mm]	\$ 64.000,00	\$ 64.000,00	CAELCA SAS
2	Lámina polietileno de 3/8" grosor 950X40 [mm]	\$ 22.000,00	\$ 44.000,00	CAELCA SAS
1	Lámina polietileno de 3/8" grosor 1100X326 [mm]	\$ 201.000,00	\$ 201.000,00	CAELCA SAS
1	Lámina polietileno de 5/8" grosor 260X43 [mm]	\$ 11.000,00	\$ 11.000,00	CAELCA SAS
5	Sensor de proximidad capacitivo LJC18A3-B-Z/BX NPN	\$ 41.650,00	\$ 208.250,00	VISTRONICA SAS
2	Sensor final de carrera normalmente abierto	\$ 5.000,00	\$ 10.000,00	VISTRONICA SAS
2	Cabezal de grabación (Cinta adhesiva)	\$ 8.647.069,00	\$ 17.294.138,00	HILLAS
1	Banda modular M2540 de 6,60 [m]	\$ 3.227.000,00	\$ 3.227.000,00	BANDAS Y BANDAS S.A.S
6	Rodamiento para banda modular M25S08	\$ 174.800,00	\$ 1.048.800,00	BANDAS Y BANDAS S.A.S
1	Banda correa dentada T10-S-01 de 1,53 [m]	\$ 1.188.000,00	\$ 1.188.000,00	BANDAS Y BANDAS S.A.S
2	Polea de aluminio para banda correa dentada de 60 [mm]	\$ 174.800,00	\$ 349.600,00	BANDAS Y BANDAS S.A.S
6	Banda correa dentada T10-S-01 de 1,61 [m]	\$ 208.000,00	\$ 1.248.000,00	BANDAS Y BANDAS S.A.S
12	Polea de aluminio para banda correa dentada de 100 [mm]	\$ 174.800,00	\$ 2.097.600,00	BANDAS Y BANDAS S.A.S

1	Cilindro redondo DSNU-Q Festo, carrera 125 [mm] y diámetro de 25 [mm]	\$ 362.267,00	\$ 362.267,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
2	Cilindro redondo DSNU-Q, carrera 100 [mm] y diámetro de 32 [mm]	\$ 428.815,00	\$ 857.630,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
1	Cilindro compacto ADN Festo, carrera 15 [mm] y diámetro de 32 [mm]	\$ 317.678,00	\$ 317.678,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
1	Cilindro acero inoxidable CRDNG Festo, carrera 755 [mm] y diámetro de 40 [mm]	\$ 3.866.803,00	\$ 3.866.803,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
2	Cilindro normalizado DSBC Festo, carrera 100 [mm] y diámetro de 32 [mm]	\$ 700.154,00	\$ 1.400.308,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
7	Electroválvulas VUVS tamaño 20, conexión G1/8, B52	\$ 392.000,00	\$ 2.744.000,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
14	Silenciador para electroválvulas	\$ 35.717,00	\$ 500.038,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
14	Conector tipo zócalo con cable 5 [m] para electroválvula	\$ 156.416,00	\$ 2.189.824,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
35	Racores rápidos roscados QSM, forma recta, rosca exterior G1/8 conexión de 6 [mm]	\$ 9.457,00	\$ 330.995,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
6	Ventosa con rosca de fijación ESS, redondas, fuelle de 3,5, diámetro de 40 [mm]	\$ 177.129,00	\$ 1.062.774,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
6	Electroválvula generadora de vacío OVEM 1PD	\$ 3.266.774,00	\$ 19.600.644,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros

7	Elemento de fijación para ventosas ESH-HA, tamaño 4, conexión vacío QS-6	\$ 158.306,00	\$ 1.108.142,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
2	Elemento de fijación para detectores de posición SMBR-8, diámetro 25 [mm]	\$ 31.808,00	\$ 63.616,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
4	Elemento de fijación para detectores de posición SMBR-8, diámetro 32 [mm]	\$ 34.439,00	\$ 137.756,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
12	Detectores para ranura en T normalmente abierto, salida con contacto, cable trifilar, 5 [m]	\$ 175.484,00	\$ 2.105.808,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
2	Elemento de fijación para detectores de posición CRSMBR, diámetro 32 [mm]	\$ 52.769,00	\$ 105.538,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
2	Sensor de proximidad, magnético Reed CRSME0, trifilar 2,5 [m]	\$ 293.352,00	\$ 586.704,00	CONSULTA INTELIGENTE equipos y suministros
1	Motorreductor trifásico de sinfín monobloque SK 32100	\$ 2.398.537,00	\$ 2.398.537,00	NORD
1	Motorreductor trifásico de sinfín universal SK 1S131	\$ 1.026.761,00	\$ 1.026.761,00	NORD
3	Motor monofásico 5RK60RA-MF	\$ 545.420,00	\$ 1.636.260,00	CNSX
1	Sistema lineal para accionamiento por correa	\$ 1.000.000,00	\$ 1.000.000,00	HepcoMotion
1	SIMATIC S7-1200, CPU 1214 C 14 entradas / 10 salidas	\$ 1.362.700,00	\$ 1.362.700,00	MOTORES Y MOTORES L.C.

2	Módulo de señal SM 1223 DC/DC 16 entradas /16 salidas	\$ 977.000,00	\$ 1.954.000,00	MOTORES Y MOTORES L.C.
1	Software SIMATIC STEP 7 Basic V15,1 licenciado para un PC	\$ 1.286.000,00	\$ 1.286.000,00	MOTORES Y MOTORES L.C.
1	SIMATIC WinCC Basic V15,1	\$ 440.800,00	\$ 440.800,00	MOTORES Y MOTORES L.C.
1	SIMATIC HMI, KTP700 Basic DP, pantalla 7", interfaz profinet	\$ 2.248.000,00	\$ 2.248.000,00	MOTORES Y MOTORES L.C.
SUB-TOTAL			\$ 93.863.541,00	
IVA		19%	\$ 14.548.186,57	
VALOR TOTAL			\$ 108.411.727,57	

Tabla 53. Tabla de precios para la máquina encajadora de bobinas [33].

Nota: Los precios estipulados en la tabla 53 están en pesos colombianos.

A continuación, se presenta la carta de Gantt del proceso de la máquina encajadora de bobinas de cable, esta tabla dispone de los tiempos necesarios para cumplir el sellado de una caja con respecto a las tareas necesarias que la máquina debe realizar para obtener el producto final, cabe recalcar que se realizó con una velocidad de actuadores eléctricos de $0.38 \left[\frac{m}{s} \right]$ y de actuadores neumáticos con aire comprimido a 6 [bar].

CARTA GANTT																
TAREAS	TIEMPO DEL PROCESO [s]															
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	
Motor banda transportadora	█															
Motor sistema lineal	█				█											
Generador de vacío		█					█									
Cilindro neumático sistema lineal del soporte de succión de las cajas de cartón corrugo						█										
Expulsión de vacío							█									
Cilindro neumático sistema lineal selección de las cajas de cartón corrugado									█							
Cilindro neumático soporte paso de bobinas de cable										█			█			
Cilindro neumático traslado de bobinas de cable de la cinta transportadora a su respectiva caja										█						
Cilindro neumático soporte sistema total armado de cajas de cartón corrugado													█			
Motor sistema de traslado de cajas de cartón corrugado														█		
Cilindro neumático 1 dobles de los pliegues de la caja de cartón corrugado															█	
Cilindro neumático 2 dobles de los pliegues de la caja de cartón corrugado															█	

CARTA GANTT			
TAREAS	TIEMPO DEL PROCESO [s]		
	32	34	36
Motor sistema de traslado de cajas de cartón corrugado	█		
Cilindro neumático 1 dobles de los pliegues de la caja de cartón corrugado	█		
Cilindro neumático 2 dobles de los pliegues de la caja de cartón corrugado	█		
Motor sistema sellado de cajas de cartón corrugado		█	

Tabla 54. Carta de Gantt [33].

El tiempo promedio del proceso según la tabla 54 es de $35 \left[\frac{s}{u} \right]$, es decir $\frac{1}{35} \left[\frac{u}{s} \right]$, con el promedio se puede determinar cuántas cajas pasan por la máquina encajadora de bobinas de cable cada hora quedando de la siguiente manera $132 \left[\frac{u}{hora} \right]$.

La producción actual del proceso final de la empresa es de 200 a 400 rollos de 5 bobinas en sus respectivas cajas, es decir, se produce un máximo de 80 cajas selladas diariamente, donde un operario con una ganancia no superior a \$828.116 (Salario mínimo vigente colombiano) procede a realizar dicha tarea, la máquina de sellado de bobinas de cable tiene un valor de \$108.411.727,57, este valor puede ser recuperado en un tiempo de 12 años, sin contar de que se aumentará la producción final a $132 \left[\frac{u}{hora} \right]$ o $1104 \left[\frac{u}{diarias} \right]$, despachando más cajas en tiempos mínimos y teniendo en cuenta de que solamente un operario dispone a realizar el proceso final en la empresa actualmente.

13 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Implementar el modelo de la metodología en V, proporciono etapas organizadas durante el diseño y validación de la máquina de encajado.
- El análisis de la información recopilada, la selección de la alternativa de solución, y las metodologías FAST y QFD permitieron seleccionar una alternativa óptima, facilitando el diseño mecatrónico de la máquina a partir de la solución más adecuada.
- Los diseños realizado en el software SolidWorks se verificaron por medio de un análisis de elementos finitos para determinar si los materiales seleccionado cumple con los requerimientos de la máquina.
- La selección de una banda transportadora curva modular, brinda la facilidad del transporte de las bobinas de cable por las características de su diseño.
- La selección del cabezal de grabado de cinta adhesiva para cumplir con la tarea del sellado de las cajas de cartón corrugado fue la selección óptima, debido a los altos costos de otros sistemas de sellado.
- La selección de los actuadores neumáticos se cotizó en Festo, esto debido a que la empresa dispone en sus diferentes etapas componentes de Festo, así como también de una línea de flujo de aire comprimido.
- Se selecciono un PLC de Siemens, esto debido a que la empresa dispone en sus diferentes etapas controladores lógicos programables de la marca Siemens, como también de pantallas HMI.
- Para el diseño de la elaboración del programa en el PLC (controlador lógico programable) se realizó por medio de un GRAFCET, esto debido a que facilita la visualización de cada una de las etapas del proceso y garantiza un orden optimo disminuyendo los errores internos.
- Para la validación de la propuesta de automatización se realizó una simulación conectando TIA portal, LabVIEW y SolidWorks, con el fin de

determinar si la propuesta de automatización hecha cumple con los requerimiento para la máquina encajadora de bobinas de cable.

- Se recomienda implementar un sistema de mallas de seguridad con sensores, con el fin de proteger la seguridad de los trabajadores de la empresa.

14 BIBLIOGRAFÍA

- [1]. CPK. (2017). Obtenido de DNC: <http://dncpackaging.com/es/máquinaria-packaging/encajado/>
- [2]. *Automatización en la caja de cartón*. (s.f.). Obtenido de ULMA: <https://www.ulmapackaging.com/máquinas-de-envasado/soluciones-integrales/automatizacion-en-caja-de-carton>
- [3]. *NET 2 Máquina de encajado de mallas*. (s.f.). Obtenido de IPLA Industrial Automation: http://www.ipla.es/cmsupload/catalogo/pdf/Encajadora_de_mallas_NET2_ES_web.es.pdf
- [4]. *Encajadoras Robotizadas*. (s.f.). Obtenido de Duetti packaging: <http://www.duettipackaging.com/es/soluciones/encajado/encajadoras-robotizadas/>
- [5]. *Encajadora por caída*. (s.f.). Obtenido de Duetti packaging: <http://www.duettipackaging.com/es/soluciones/encajado/encajadora-por-caida/>
- [6]. Marco Aurelio Pérez Vargas, J. P. (2005). *Diseño y simulación de una máquina automatizada para el sellado de dos tipos de caja para la industria cosmética*. BOGOTÁ.
- [7]. *AUTÓMATAS PROGRAMABLES*. (s.f.). Obtenido de Universidad de Oviedo: http://isa.uniovi.es/docencia/iea/teoria/plc_resumen.pdf
- [8]. *La automatización y sus aplicaciones en la industria*. (2018). Obtenido de MILENIO: <http://www.milenio.com/opinion/varios-autores/universidad-tecnologica-del-valle-del-mezquital/la-automatizacion-y-sus-aplicaciones-en-la-industria>
- [9]. *APLICACIONES DE LA AUTOMATIZACIÓN*. (2016). Obtenido de <https://canaleslicla.files.wordpress.com/2013/10/capitulo2.pdf>
- [10]. Madrid, D. d. (s.f.). Obtenido de Bandas Transportadoras: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/ingenieria-de-transportes/material-de-clase-1/bandas_transportadoras.pdf
- [11]. Modulares, D. T. (s.f.). *Habasit*. Obtenido de Habasit: <http://www.habasit.com/es/bandas-modulares.htm>
- [12]. Guide, T. B. (s.f.). *Habasit*. Obtenido de Habasit: <http://www.habasit.com/es/correas-dentadas.htm>

- [13]. *El Aluminio*. (2015). Obtenido de Clase Construcción y Estructura: http://wiki.ead.pucv.cl/images/8/8e/Clase_2_construcci%C3%B3n_1_n%C3%A1utica_2015_Aluminio_2.pdf
- [14]. *Ventajas y usos de los perfiles de aluminio*. (2012). Obtenido de Ferretería Florencia: <http://www.ferreteriaflorencia.com/ventajas-de-los-perfiles-de-aluminio>
- [15]. *CLASIFICACIÓN DE LOS ACEROS*. (s.f.). Obtenido de normas SAE: <https://usuarios.fceia.unr.edu.ar/~adruker/Clasificaci%C3%B3n%20de%20aceros%20M%20at%20y%20Pro.pdf>
- [16]. Hermida, É. (2011). *Polímeros*. Autónoma de Buenos Aires.
- [17]. Tornillo. (2018). Obtenido de Definición.DE: <https://definicion.de/tornillo/>
- [18]. Tornillo. (22 de 08 de 2018). Obtenido de Wikipedia: https://es.wikipedia.org/wiki/Tornillo#Tipos_de_tornillos
- [19]. Tipos de soldadura. (2018). Obtenido de TIPOSDE.EU: <https://tiposde.eu/tipos-de-soldadura/>
- [20]. *Cintas adhesivas: Tipos y Aplicaciones*. (2018). Obtenido de trayma: https://www.trayma.es/tipos-de-cinta-adhesiva/#Cinta_de_una_cara
- [21]. *Adhesivo Hot Melt*. (31 de Julio de 2012). Obtenido de Tecnología de los Plásticos: <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2012/07/adhesivos-hot-melt.html>
- [22]. F. Torres, C. (s.f.). *Sensores y detectores*. Obtenido de https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/18433/1/Tema%202_Sensores%20y%20Detectores.pdf
- [23]. *Sensores de proximidad*. (s.f.). Obtenido de Autonics: <http://dominion.com.mx/descargas/sensores-de-proximidad.pdf>
- [24]. *Sensores capacitivos*. (2018). Obtenido de TURCK: <http://pdb2.turck.de/mx/DE/groups/000000120001ef6600010023>
- [25]. *PLC (Controlador Lógico Programable)*. (2018). Obtenido de Logicbus: <http://www.logicbus.com.mx/plc.php>
- [26]. Villajulca, J. C. (8 de septiembre de 2012). *Estructura de un PLC: Unidad de procesamiento y fuente*. Obtenido de Instrumentación y control:

- <https://instrumentacionycontrol.net/estructura-de-un-plc-unidad-de-procesamiento-y-fuente/>
- [27]. Villajulca, J. C. (12 de septiembre de 2012). *Estructura de un PLC: MÓDULOS O INTERFACES DE ENTRADA Y SALIDA*. Obtenido de Instrumentación y control: <https://instrumentacionycontrol.net/estructura-de-un-plc-modulos-o-interfaces-de-entrada-y-salida-es/>
- [28]. Villajulca, J. C. (17 de septiembre de 2012). *Programación de PLC: Las memorias internas*. Obtenido de Instrumentación y control: <https://instrumentacionycontrol.net/programacion-de-plcs-las-memorias-internas/>
- [29]. Valencia, N. (26 de 11 de 2014). Tipos de programación para autómatas. Obtenido de Drouiz: <https://www.drouiz.com/blog/2014/11/26/tipos-de-programacion-para-plc/>
- [30]. *ACTUADORES NEUMÁTICOS*. (s.f.). Obtenido de J.Garrigós: http://platea.pntic.mec.es/~jgarrigo/1bch/archivos/3eva/7_actuadores_neumaticos.pdf
- [31]. ¿Qué son los actuadores electrónicos? (2018). Obtenido de 330ohms: <https://blog.330ohms.com/2013/10/14/que-son-los-actuadores-electronicos/>
- [32]. Paúl Marcelo Manzano, F. J. (2013). *Diseño y construcción de una máquina selladora y codificadora automática de alimentación manual para la empresa DAS LEBEN*. SANGOLQUI.
- [33]. AUTOR. (2019). Julián Felipe Moncada Castro. Bucaramanga.
- [34]. PACKAGING. (s.f.). *Máquina Selladora para Cajas YK-05*. Obtenido de PACKAGING: <http://www.packagingmachinery.com.es/carton-sealer.html>
- [35]. circunferencia, L. d. (s.f.). *Longitud de un arco de circunferencia*. Obtenido de Matemática: <https://miprofe.com/longitud-de-un-arco-de-circunferencia/>
- [36]. FESTO. (2019). *Técnicas de vacío*. Obtenido de FESTO: https://www.festo.com/cms/es-co_co/9814.htm
- [37]. FESTO. (s.f.). *Técnicas de vacío*. Obtenido de FESTO: https://www.festo.com/cat/es-co_co/products
- [38]. transmisión, G. S. (s.f.). HepcoMotion. Obtenido de HepcoMotion: <https://www.hepcotion.com/es/contacto/>

- [39]. Life, 3. S. (2017). Instructions and Parts List 3M. Obtenido de 3M: [file:///Users/juliancastro/Downloads/multimedia%20\(1\).pdf](file:///Users/juliancastro/Downloads/multimedia%20(1).pdf)
- [40]. NORD. (2015). Reductor de sinfín monobloque. Obtenido de NORD: https://www.nord.com/cms/es/product_catalogue/geared_motors/worm_gear_red_motors/pdp_worm_geared_motors_1513.jsp
- [41]. NORD. (2015). Reductores de sinfín SI UNIVERSAL. Obtenido de NORD: https://www.nord.com/cms/es/product_catalogue/geared_motors/worm_gear_red_motors/pdp_worm_geared_motors_1544.jsp
- [42]. OEM. (2019). Motor monofásico de inducción. Obtenido de OEM: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/220v-50hz-single-phase-ac-induction-gear-motor-60670170214.html>
- [43]. Condiciones de utilización, a. y. (diciembre de 2016). FESTO. Obtenido de FESTO: https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/334159/Techinfo_es.pdf
- [44]. FESTO. (s.f.). Actuadores neumáticos. Obtenido de FESTO: https://www.festo.com/cat/es-co_co/products
- [45]. diferencia, S. S.-1. (s.f.). SIEMENS. Obtenido de SIEMENS: https://w5.siemens.com/spain/web/es/industry/automatizacion/sce_educacion/Documentacion-Didactica/Documents/SIMATIC%20S71200R.pdf
- [46]. Vistronica. (2016). Sensores de proximidad. Obtenido de <https://www.vistronica.com/proximidad-y-distancia/>

ANEXO A

Planos actuadores neumáticos

La clasificación de los sensores y actuadores neumáticos de la máquina encajadora de bobinas de cable se pueden observar a continuación:

- A. Cilindro neumático soporte sistema total armado de cajas de cartón corrugado.
- B. Cilindro neumático selección de las cajas de cartón corrugado.
- C. Cilindro neumático soporte succión de las cajas de cartón corrugado.
- D. Cilindro neumático traslado de bobinas de cable de la cinta transportadora a su respectiva caja.
- E. Cilindro neumático para el soporte paso de bobinas de cable.
- F. Cilindro neumático 1 dobles de los pliegues de la caja de cartón corrugado.
- G. Cilindro neumático 2 dobles de los pliegues de la caja de cartón corrugado.

Para la clasificación de las ventosas se observa la siguiente figura:

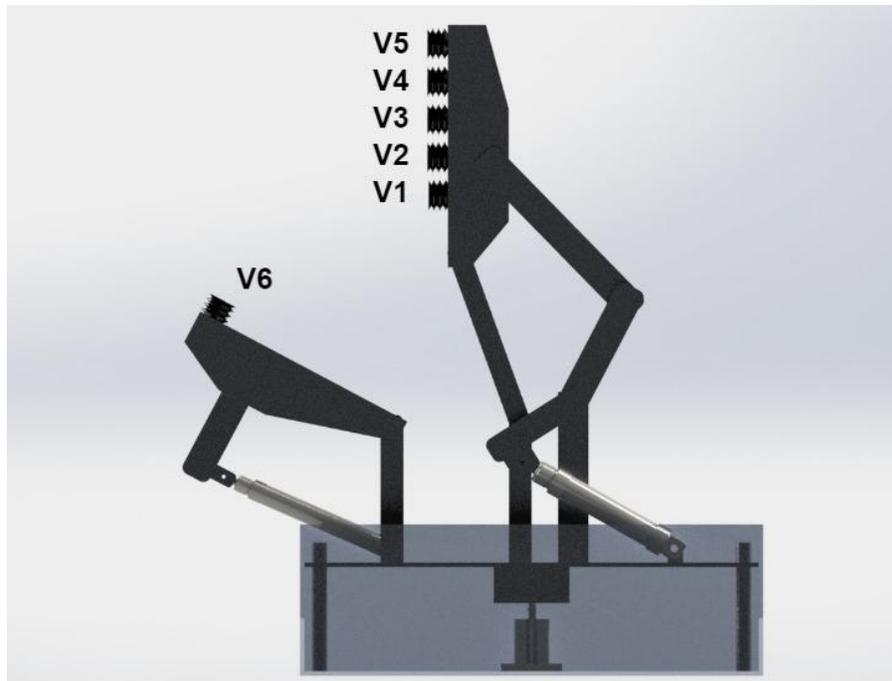
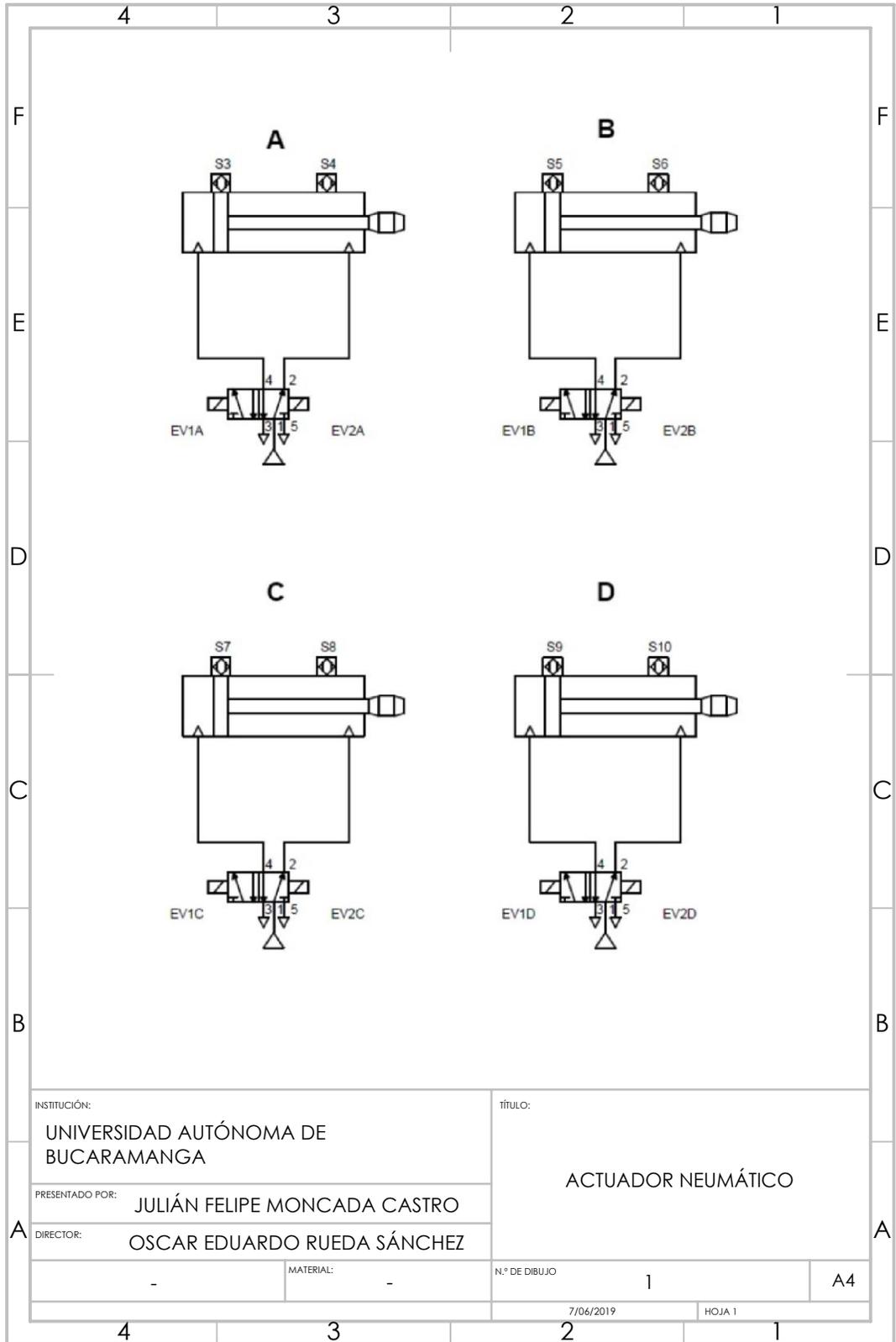
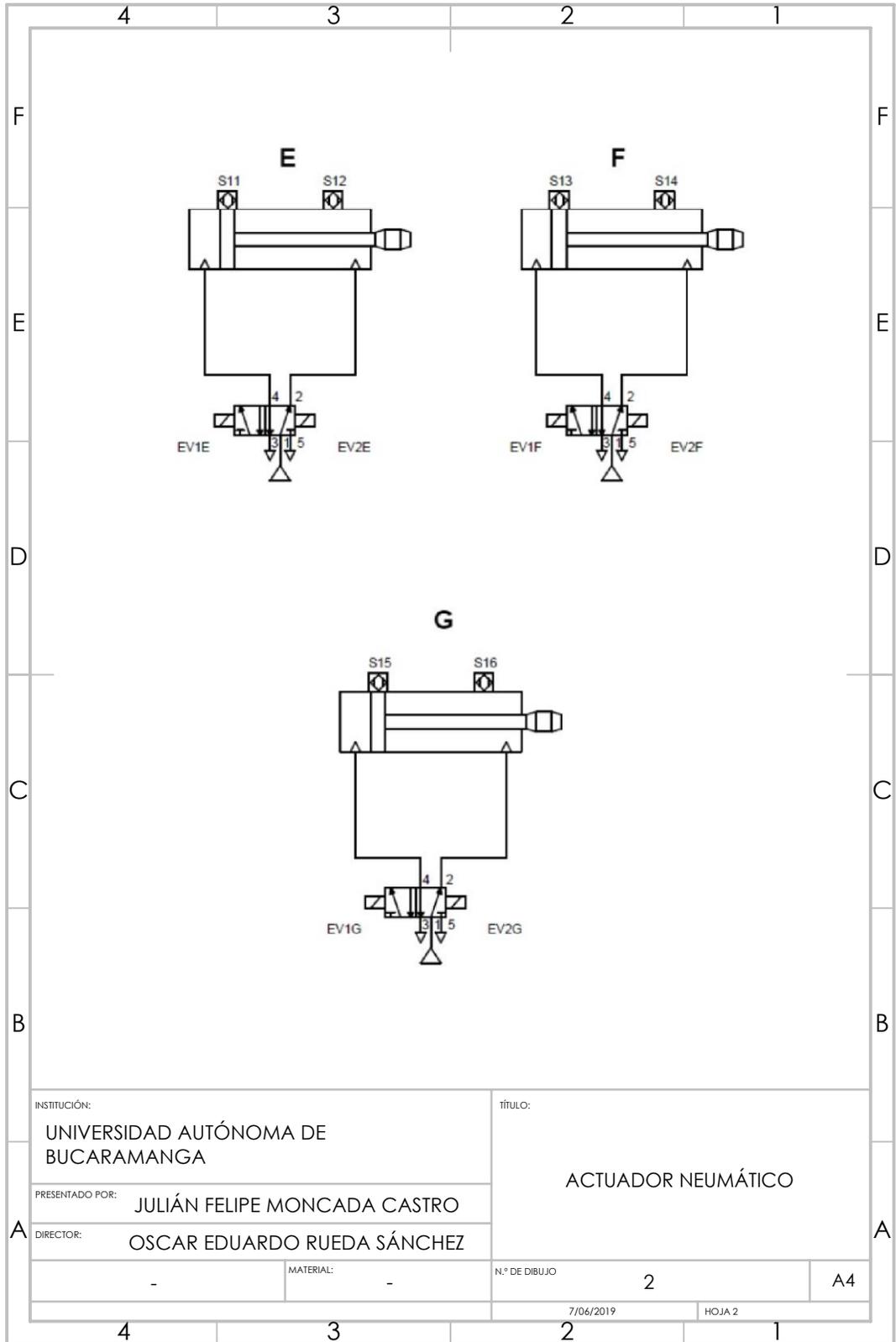


Figura 150. Clasificación de ventosas, representación hecha en SolidWorks [33].





INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

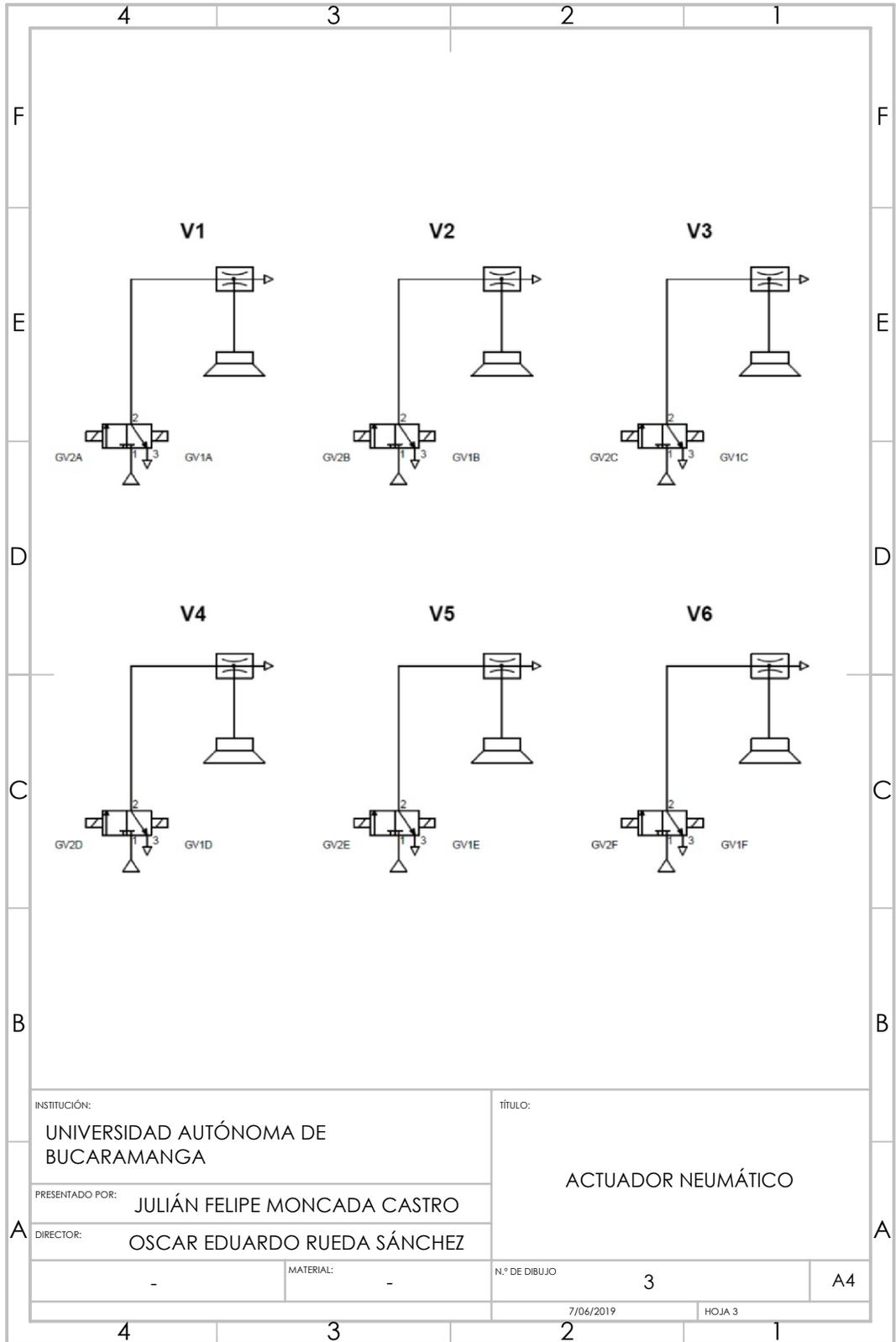
tÍTULO:
ACTUADOR NEUMÁTICO

N.º DE DIBUJO **2**

MATERIAL: -

7/06/2019

HOJA 2



ANEXO B

Planos actuadores eléctricos

La clasificación de los actuadores eléctricos de la máquina encajadora de bobinas de cable se pueden observar a continuación:

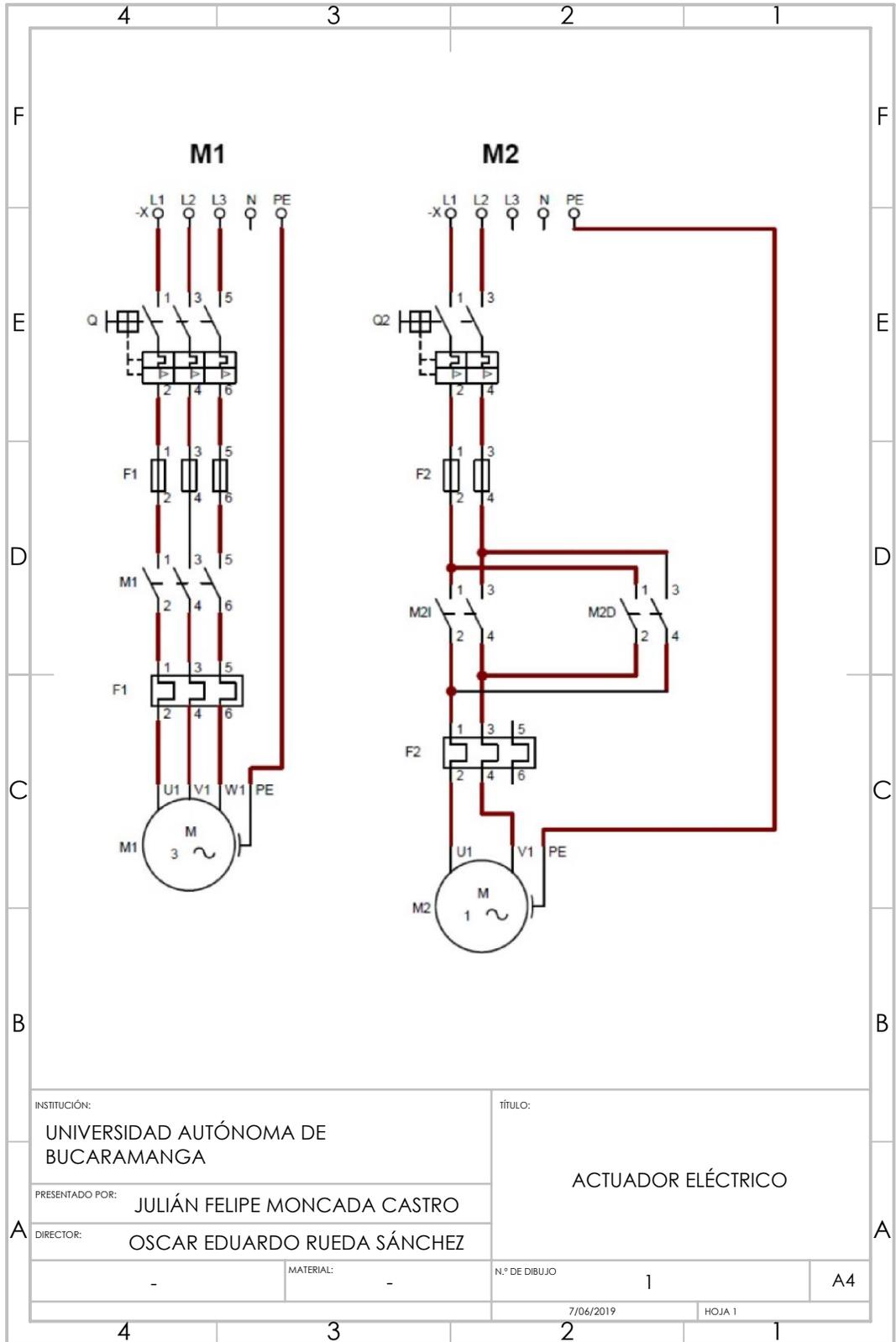
M1. Motor banda transportadora curva.

M2. Motor sistema lineal.

M3. Motor sistema de traslado de cajas de cartón corrugado.

M4. Motor inferior sistema de sellado de cajas de cartón corrugado.

M5. Motor superior sistema de sellado de cajas de cartón corrugado.



INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

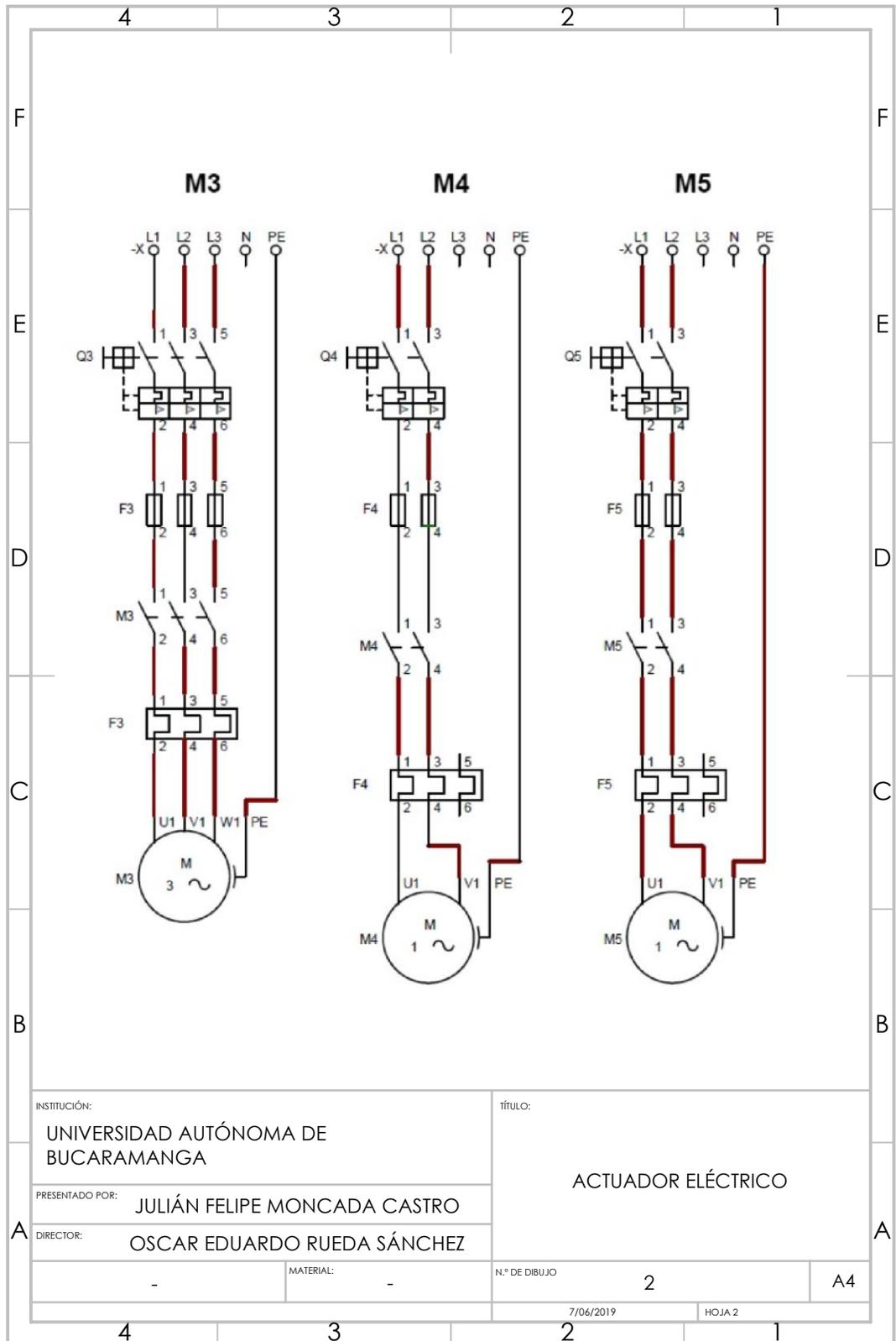
DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

tÍTULO:
ACTUADOR ELÉCTRICO

MATERIAL: -

N.º DE DIBUJO: **1**

HOJA 1



INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

tÍTULO:
ACTUADOR ELÉCTRICO

MATERIAL: -

N.º DE DIBUJO: **2**

HOJA 2

ANEXO C

Planos PLC (Controlador Lógico Programable) e interfaz HMI

La clasificación de los actuadores neumáticos y eléctricos se pueden observar en los ANEXOS A y ANEXOS B, para los finales de carrera y sensores capacitivos se observan en las siguientes figuras, cabe mencionar que la propuesta de automatización se elaboró utilizando la ayuda de un GRAFCET:

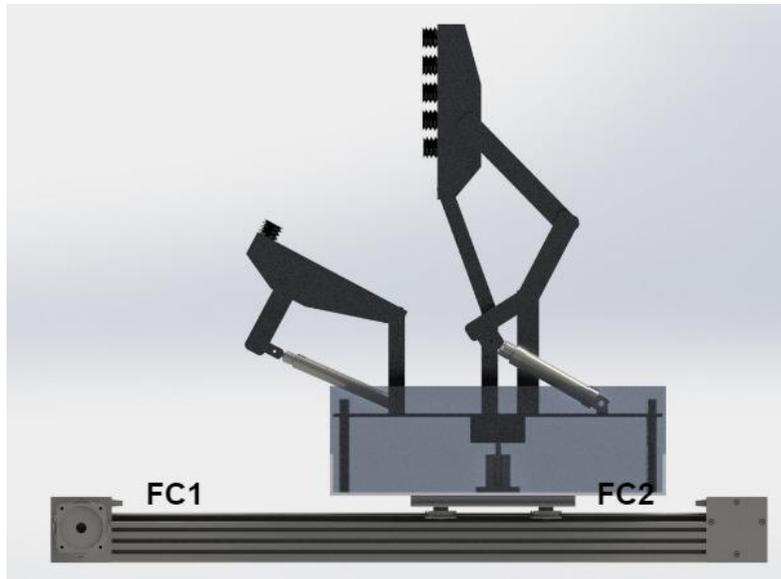


Figura 151. Clasificación de finales de carrera, representación hecha en SolidWorks [33].

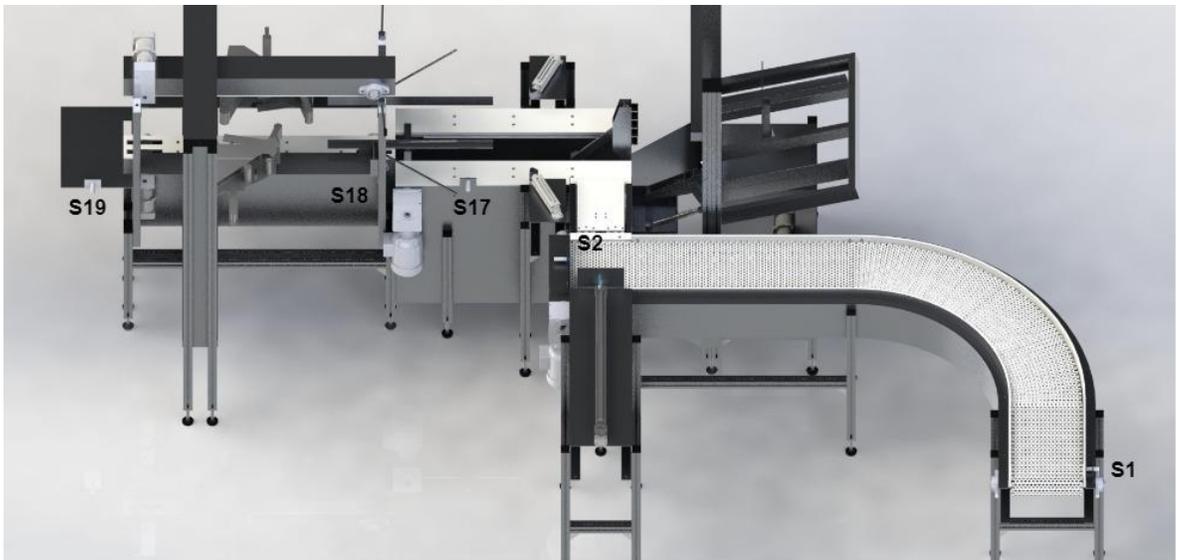


Figura 152. Cilindro neumático dobles de los pliegues de la caja de cartón, vista frontal-superior representación hecha en SolidWorks [33].

TAG TABLE		
Dirección	Nombre	Descripción
%I0.0	S1	Sensor banda transportadora inicial
%I0.1	S2	Sensor banda transportadora final
%I0.2	FC1	Final de carrera "Inicial" sistema lineal
%I0.3	FC2	Final de carrera "Final" sistema lineal
%I0.4	S3	Sensor inicial cilindro neumático 1 posicionamiento estructura succión
%I0.5	S4	Sensor final cilindro neumático 1 posicionamiento estructura succión
%I0.6	S5	Sensor inicial cilindro neumático 2 sistema succión 1
%I0.7	S6	Sensor final cilindro neumático 2 sistema succión 1
%I1.0	S7	Sensor inicial cilindro neumático 3 sistema succión 2
%I1.1	S8	Sensor final cilindro neumático 3 sistema succión 2
%I1.2	S9	Sensor inicial cilindro neumático 4 posicionamiento de bobinas a la caja
%I1.3	S10	Sensor final cilindro neumático 4 posicionamiento de bobinas a la caja
%I1.4	S11	Sensor inicial cilindro neumático 5 soporte de paso de bobinas de cable
%I1.5	S12	Sensor final cilindro neumático 5 soporte de paso de bobinas de cable
%I8.0	S13	Sensor inicial cilindro neumático 6 cierre de pliegues
%I8.1	S14	Sensor final cilindro neumático 6 cierre de pliegues
%I8.2	S15	Sensor inicial cilindro neumático 7 cierre de pliegues
%I8.3	S16	Sensor final cilindro neumático 7 cierre de pliegues
%I8.4	S17	Sensor activación cilindro neumático 6 y 7
%I8.5	S18	Sensor activación correas dentadas
%I8.6	S19	Sensor final sellado
%I8.7	M	Marcha del sistema
%I9.0	PER	Paro de emergencia
%I9.1	PFC	Por fuera del ciclo
%Q0.0	M1	Motor cinta transportadora
%Q0.1	M2I	Motor sistema lineal izquierda

%Q0.2	M2D	Motor sistema lineal derecha
%Q0.3	M3	Motor traslado de caja a etapa de sellado
%Q0.4	M4	Motor etapa de sellado inferior
%Q0.5	M5	Motor etapa de sellado superior
%Q0.6	EV1A	Electroválvula biestable cilindro neumático 1
%Q0.7	EV2A	Electroválvula biestable cilindro neumático 1
%Q1.0	EV1B	Electroválvula biestable cilindro neumático 2
%Q1.1	EV2B	Electroválvula biestable cilindro neumático 2
%Q8.0	EV1C	Electroválvula biestable cilindro neumático 3
%Q8.1	EV2C	Electroválvula biestable cilindro neumático 3
%Q8.2	EV1D	Electroválvula biestable cilindro neumático 4
%Q8.3	EV2D	Electroválvula biestable cilindro neumático 4
%Q8.4	EV1E	Electroválvula biestable cilindro neumático 5
%Q8.5	EV2E	Electroválvula biestable cilindro neumático 5
%Q8.6	EV1F	Electroválvula biestable cilindro neumático 6
%Q8.7	EV2F	Electroválvula biestable cilindro neumático 6
%Q9.0	EV1G	Electroválvula biestable cilindro neumático 7
%Q9.1	EV2G	Electroválvula biestable cilindro neumático 7
%Q9.2	L1	Lampara verde
%Q9.3	L2	Lampara roja
%Q9.4	GV1A	Generador de vacío ventosa 1
%Q9.5	GV2A	Expulsión de vacío ventosa 1
%Q9.6	GV1B	Generador de vacío ventosa 2
%Q9.7	GV2B	Expulsión de vacío ventosa 2
%Q12.0	GV1C	Generador de vacío ventosa 3
%Q12.1	GV2C	Expulsión de vacío ventosa 3
%Q12.2	GV1D	Generador de vacío ventosa 4
%Q12.3	GV2D	Expulsión de vacío ventosa 4
%Q12.4	GV1E	Generador de vacío ventosa 5
%Q12.5	GV2E	Expulsión de vacío ventosa 5
%Q12.6	GV1F	Generador de vacío ventosa 6
%Q12.7	GV2F	Expulsión de vacío ventosa 6
%M0.0	ET0	Etapa KOP
%M0.1	ET1	Etapa KOP
%M0.2	ET2	Etapa KOP
%M0.3	ET3	Etapa KOP
%M0.4	ET4	Etapa KOP
%M0.5	ET5	Etapa KOP
%M0.6	ET6	Etapa KOP
%M0.7	ET7	Etapa KOP
%M1.0	ET8	Etapa KOP
%M1.1	ET9	Etapa KOP
%M1.2	ET10	Etapa KOP

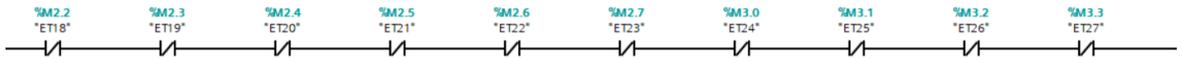
%M1.3	ET11	Etapa KOP
%M1.4	ET12	Etapa KOP
%M1.5	ET13	Etapa KOP
%M1.6	ET14	Etapa KOP
%M1.7	ET15	Etapa KOP
%M2.0	ET16	Etapa KOP
%M2.1	ET17	Etapa KOP
%M2.2	ET18	Etapa KOP
%M2.3	ET19	Etapa KOP
%M2.4	ET20	Etapa KOP
%M2.5	ET21	Etapa KOP
%M2.6	ET22	Etapa KOP
%M2.7	ET23	Etapa KOP
%M3.0	ET24	Etapa KOP
%M3.1	ET25	Etapa KOP
%M3.2	ET26	Etapa KOP
%M3.3	ET27	Etapa KOP
%M3.4	ET28	Etapa KOP
%M3.5	ET29	Etapa KOP
%M3.6	ET30	Etapa KOP
%M3.7	ET31	Etapa KOP
%M4.0	ET32	Etapa KOP
%M4.1	ET33	Etapa KOP
%M4.2	ET34	Etapa KOP
%M4.3	ET35	Etapa KOP
%M4.4	ET36	Etapa KOP
%M4.5	ET37	Etapa KOP
%M4.6	ET38	Etapa KOP
%M4.7	ET39	Etapa KOP
%M5.0	ET40	Etapa KOP
%M5.1	ET41	Etapa KOP
%M5.2	ET42	Etapa KOP
%M5.3	ET43	Etapa KOP
%M5.4	ET44	Etapa KOP
%M5.5	ET45	Etapa KOP
%M5.6	ET46	Etapa KOP
%M5.7	ET47	Etapa KOP
%M6.0	ET48	Etapa KOP
%M6.1	ET49	Etapa KOP
%M6.2	ET50	Etapa KOP
%M6.3	ET51	Etapa KOP
%M6.4	ET52	Etapa KOP
%M6.5	ET53	Etapa KOP

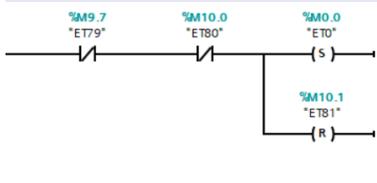
%M6.6	ET54	Etapa KOP
%M6.7	ET55	Etapa KOP
%M7.0	ET56	Etapa KOP
%M7.1	ET57	Etapa KOP
%M7.2	ET58	Etapa KOP
%M7.3	ET59	Etapa KOP
%M7.4	ET60	Etapa KOP
%M7.5	ET61	Etapa KOP
%M7.6	ET62	Etapa KOP
%M7.7	ET63	Etapa KOP
%M8.0	ET64	Etapa KOP
%M8.1	ET65	Etapa KOP
%M8.2	ET66	Etapa KOP
%M8.3	ET67	Etapa KOP
%M8.4	ET68	Etapa KOP
%M8.5	ET69	Etapa KOP
%M8.6	ET70	Etapa KOP
%M8.7	ET71	Etapa KOP
%M9.0	ET72	Etapa KOP
%M9.1	ET73	Etapa KOP
%M9.2	ET74	Etapa KOP
%M9.3	ET75	Etapa KOP
%M9.4	ET76	Etapa KOP
%M9.5	ET77	Etapa KOP
%M9.6	ET78	Etapa KOP
%M9.7	ET79	Etapa KOP
%M10.0	ET80	Etapa KOP
%M10.1	ET81	Etapa KOP
%M100.0	T1	Temporizador
%M100.1	T2	Temporizador
%M100.2	T3	Temporizador
%M100.3	T4	Temporizador
%M100.4	T5	Temporizador
%M100.5	T6	Temporizador
%M100.6	T7	Temporizador
%M100.7	T8	Temporizador
%M101.0	T9	Temporizador

Tabla 55. Tag Table, tabla de entradas, salidas y etapas de la propuesta de automatización [33].

▼ Segmento 1: PRIMER INICIO

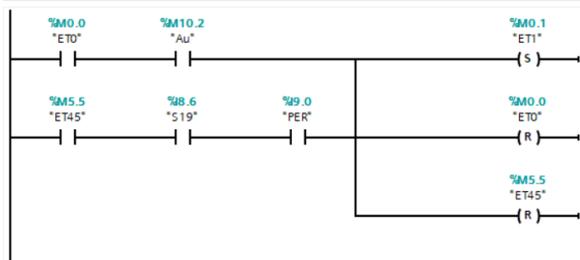
Comentario





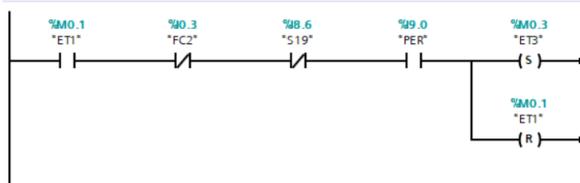
Segmento 2: PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



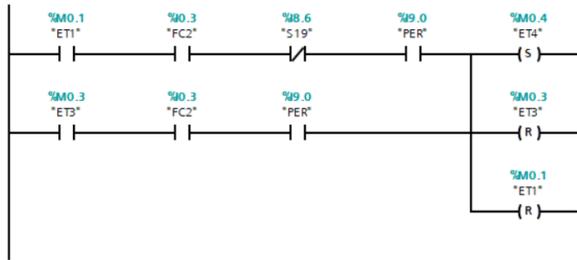
Segmento 3: PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



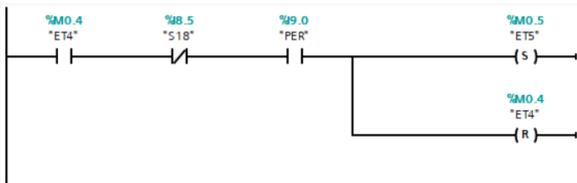
▼ **Segmento 4:** PROCESO AUTOMÁTICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



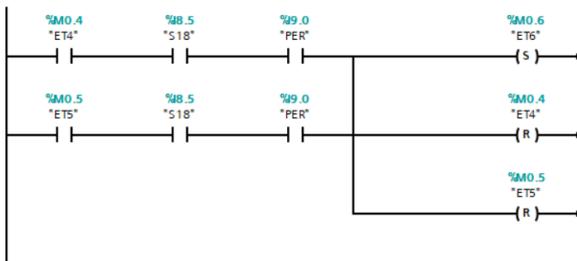
▼ **Segmento 5:** PROCESO AUTOMÁTICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



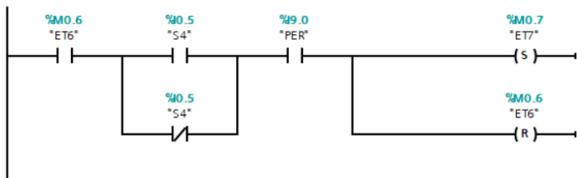
▼ **Segmento 6:** PROCESO AUTOMÁTICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



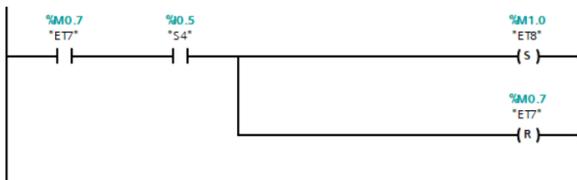
▼ **Segmento 7:** PROCESO AUTOMÁTICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



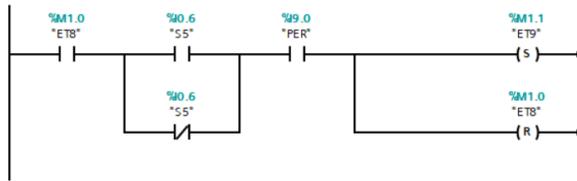
▼ **Segmento 8:** PROCESO AUTOMÁTICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



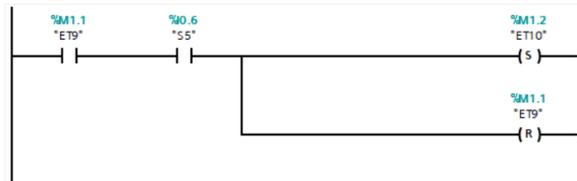
▼ **Segmento 9:** PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



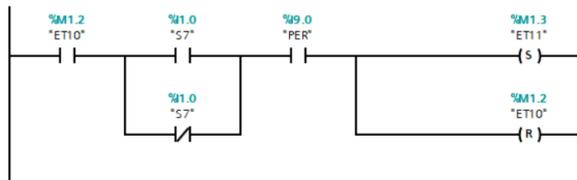
▼ **Segmento 10:** PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



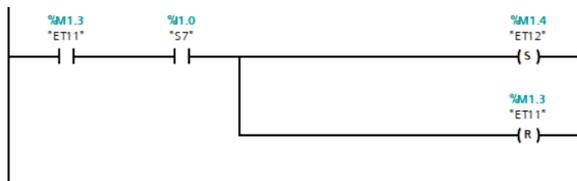
▼ **Segmento 11:** PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



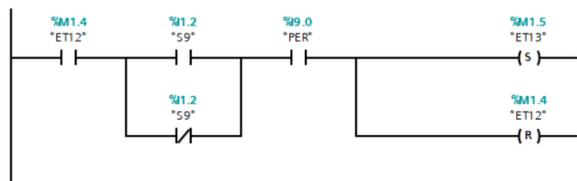
▼ **Segmento 12:** PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



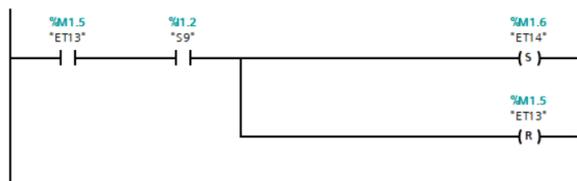
▼ **Segmento 13:** PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



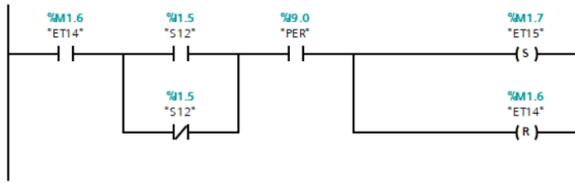
▼ **Segmento 14:** PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



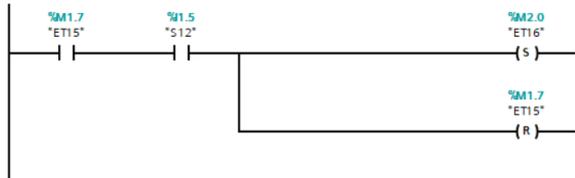
▼ **Segmento 15:** PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



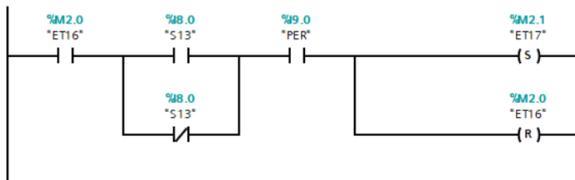
▼ **Segmento 16:** PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



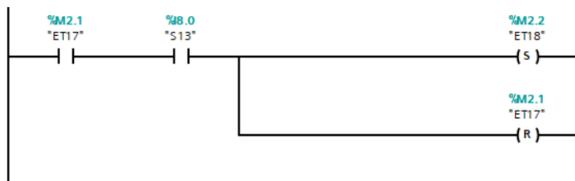
▼ **Segmento 17:** PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



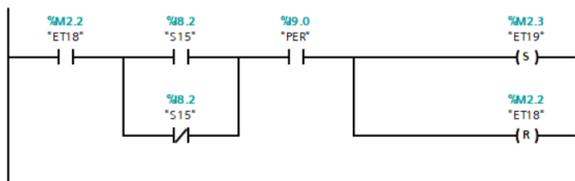
▼ **Segmento 18:** PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



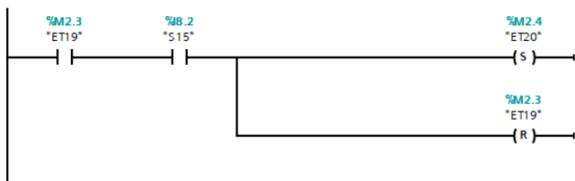
▼ **Segmento 19:** PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



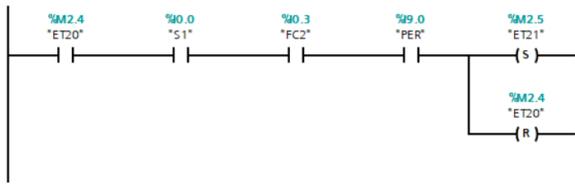
▼ **Segmento 20:** PROCESO AUTOMATICO (POSICIONAMIENTO DE ACTUADORES)

Comentario



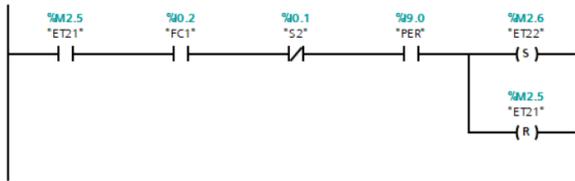
▼ Segmento 21: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



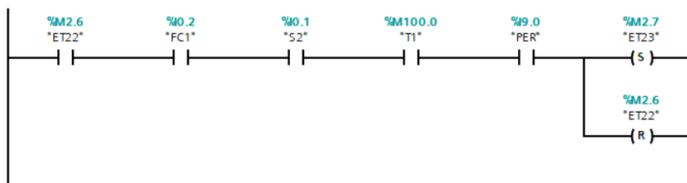
▼ Segmento 22: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



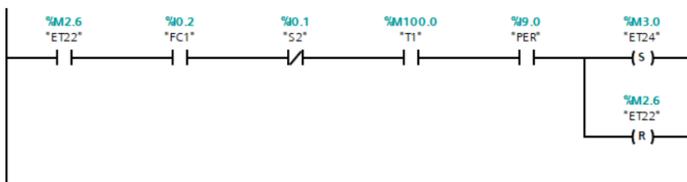
▼ Segmento 23: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



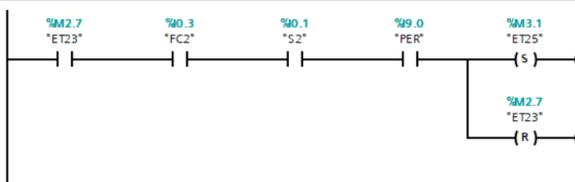
▼ Segmento 24: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



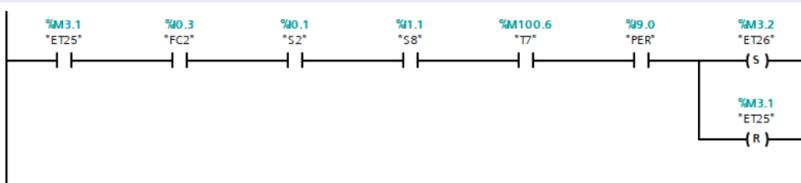
▼ Segmento 25: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



▼ Segmento 26: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



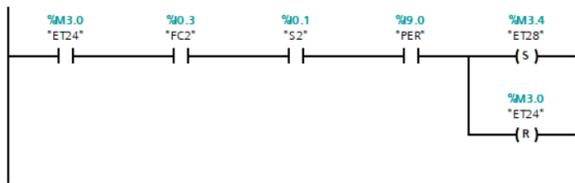
▼ Segmento 27: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



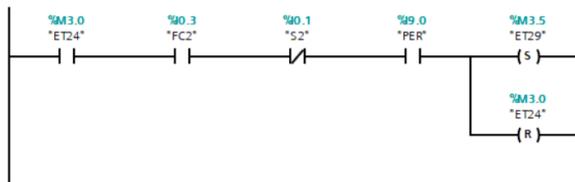
▼ Segmento 28: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



▼ Segmento 29: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



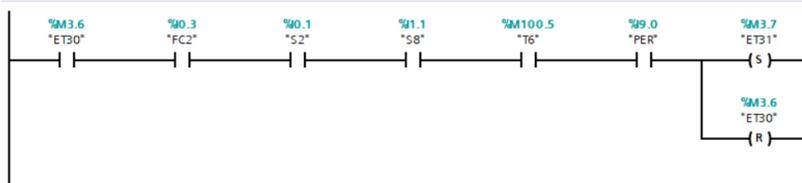
▼ Segmento 30: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



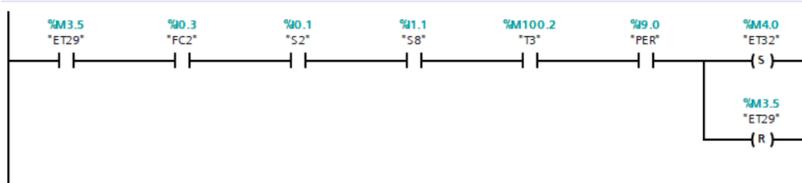
▼ Segmento 31: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



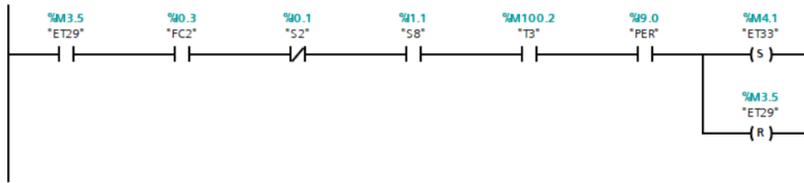
▼ Segmento 32: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



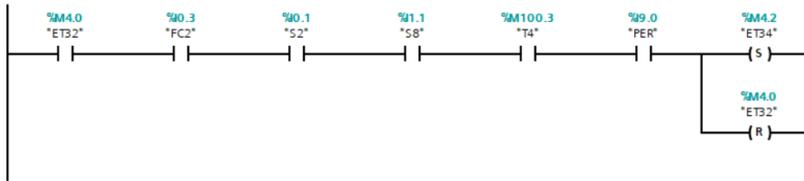
▼ Segmento 33: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



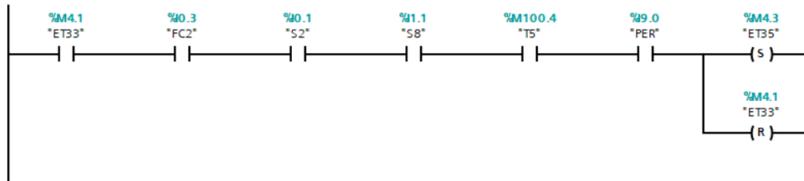
▼ Segmento 34: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



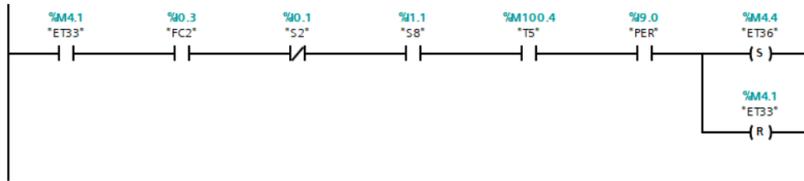
▼ Segmento 35: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



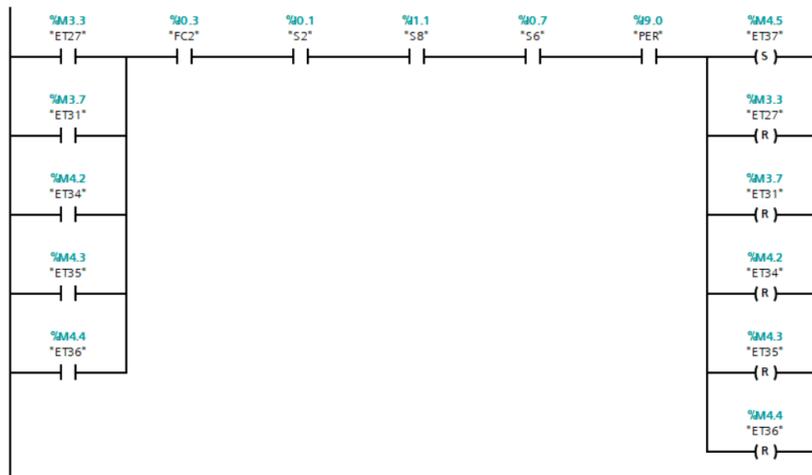
▼ Segmento 36: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



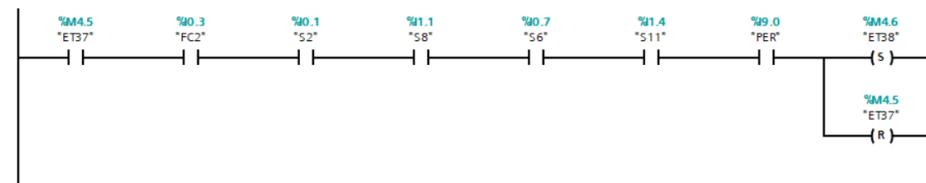
Segmento 37: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



Segmento 38: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



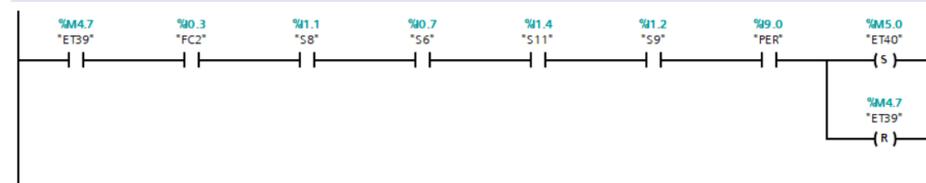
Segmento 39: PROCESO AUTOMATICO

Comentario



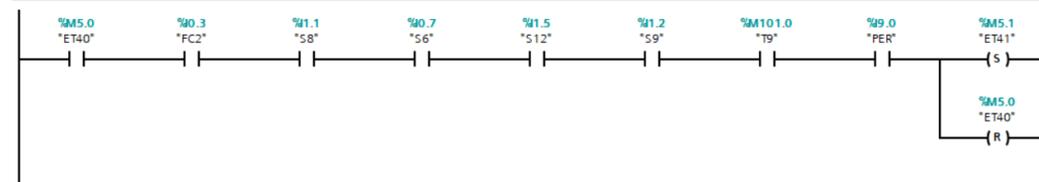
Segmento 40: PROCESO AUTOMATICO

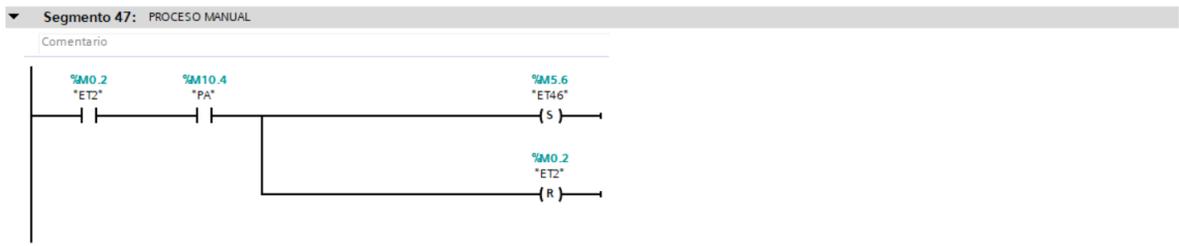
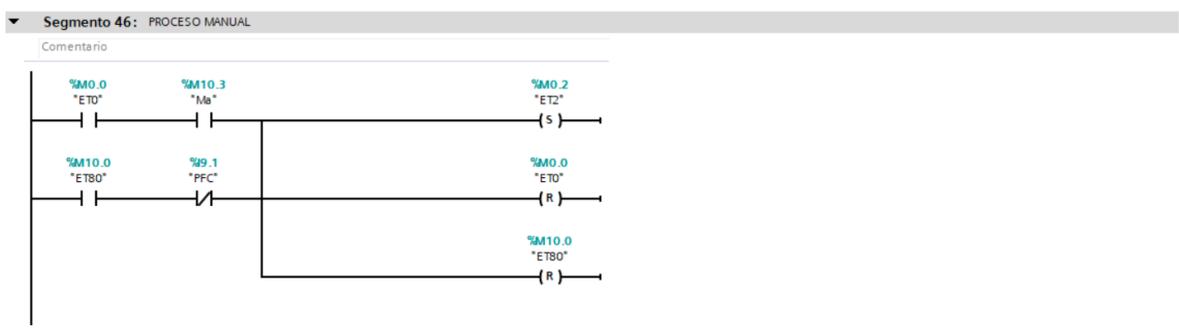
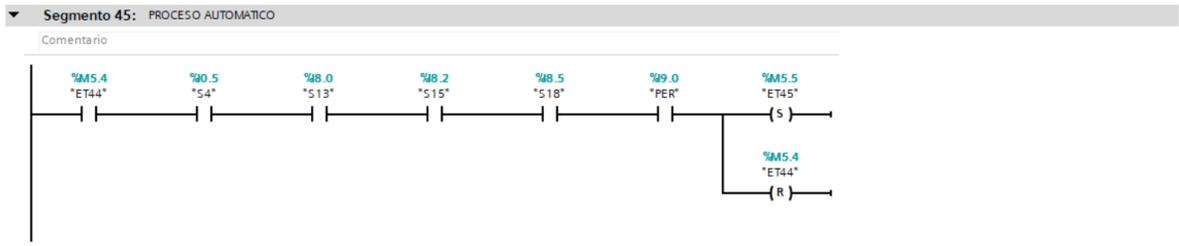
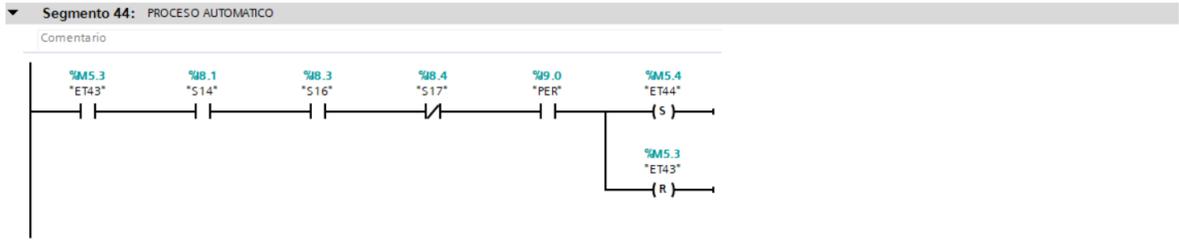
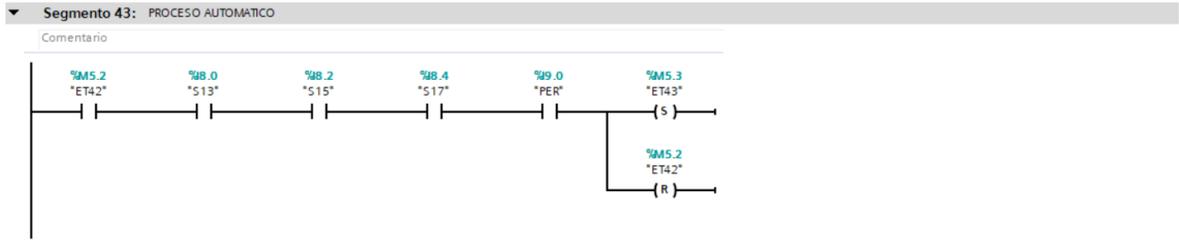
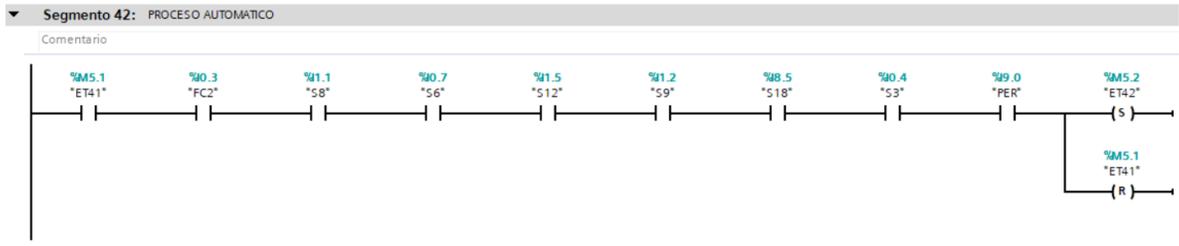
Comentario



Segmento 41: PROCESO AUTOMATICO

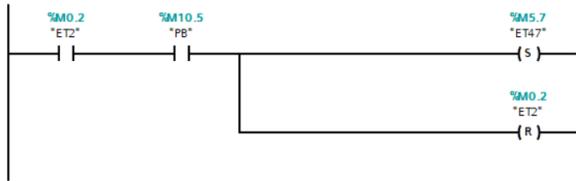
Comentario





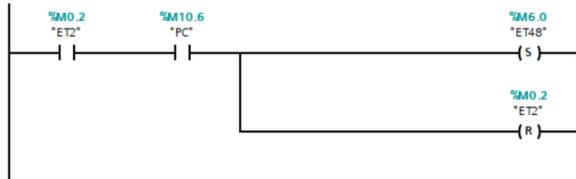
▼ Segmento 48: PROCESO MANUAL

Comentario



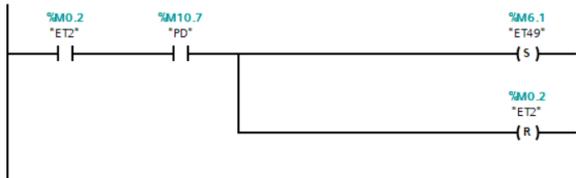
▼ Segmento 49: PROCESO MANUAL

Comentario



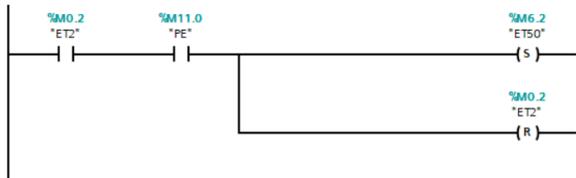
▼ Segmento 50: PROCESO MANUAL

Comentario



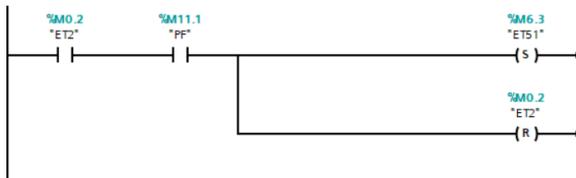
▼ Segmento 51: PROCESO MANUAL

Comentario



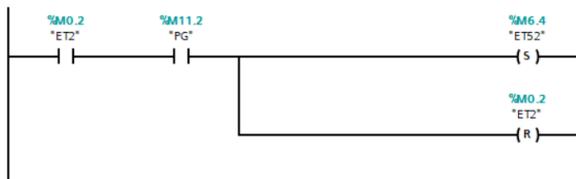
▼ Segmento 52: PROCESO MANUAL

Comentario



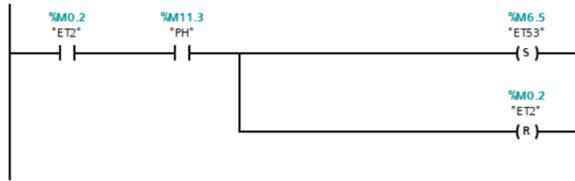
▼ Segmento 53: PROCESO MANUAL

Comentario



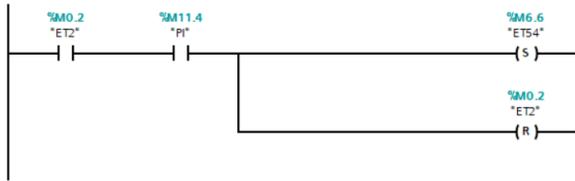
▼ Segmento 54: PROCESO MANUAL

Comentario



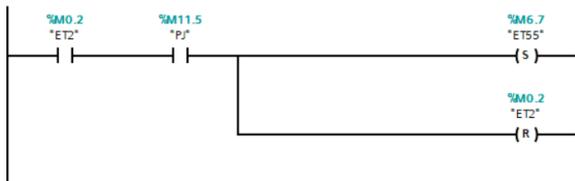
▼ Segmento 55: PROCESO MANUAL

Comentario



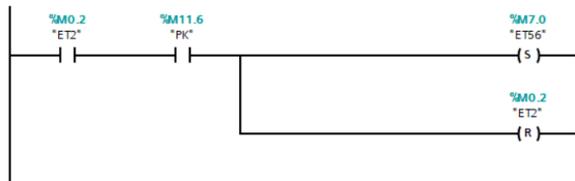
▼ Segmento 56: PROCESO MANUAL

Comentario



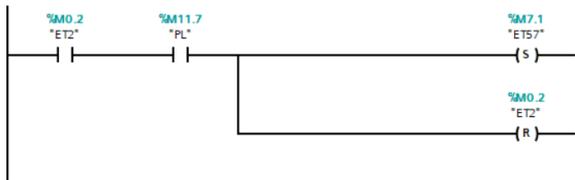
▼ Segmento 57: PROCESO MANUAL

Comentario



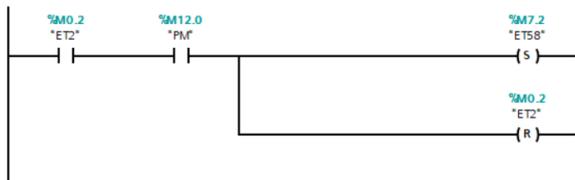
▼ Segmento 58: PROCESO MANUAL

Comentario



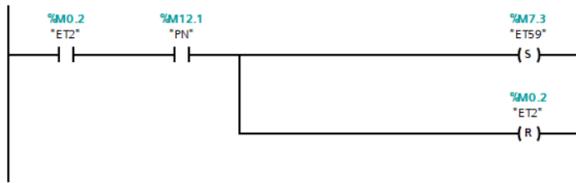
▼ Segmento 59: PROCESO MANUAL

Comentario



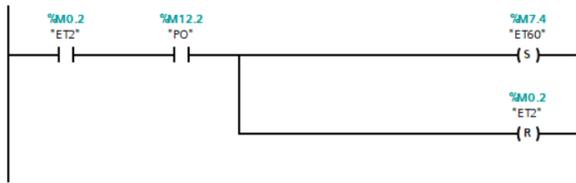
▼ Segmento 60: PROCESO MANUAL

Comentario



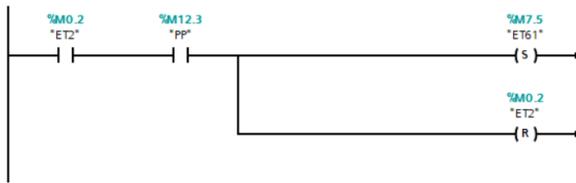
▼ Segmento 61: PROCESO MANUAL

Comentario



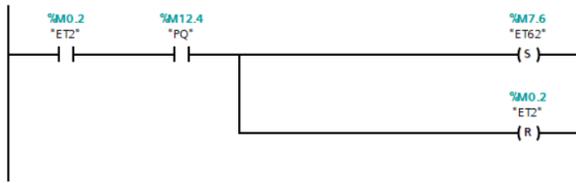
▼ Segmento 62: PROCESO MANUAL

Comentario



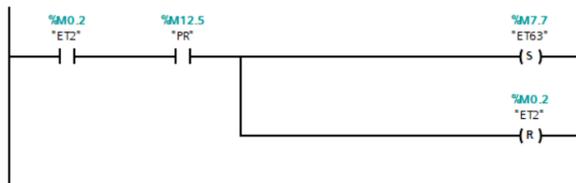
▼ Segmento 63: PROCESO MANUAL

Comentario



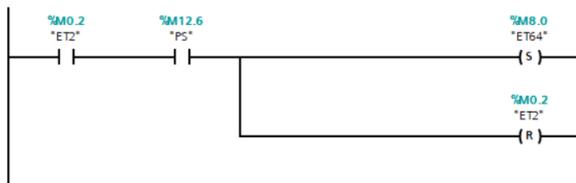
▼ Segmento 64: PROCESO MANUAL

Comentario



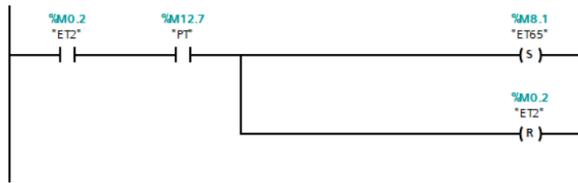
▼ Segmento 65: PROCESO MANUAL

Comentario



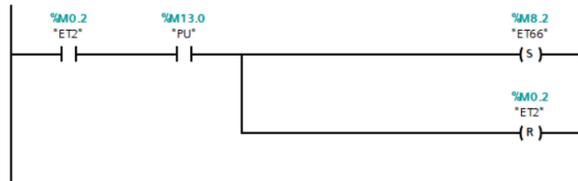
▼ Segmento 66: PROCESO MANUAL

Comentario



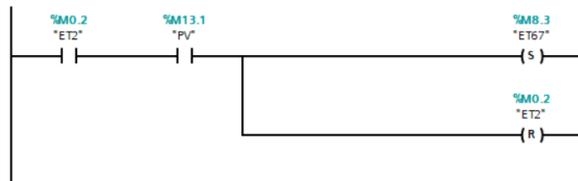
▼ Segmento 67: PROCESO MANUAL

Comentario



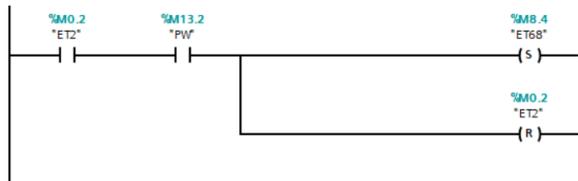
▼ Segmento 68: PROCESO MANUAL

Comentario



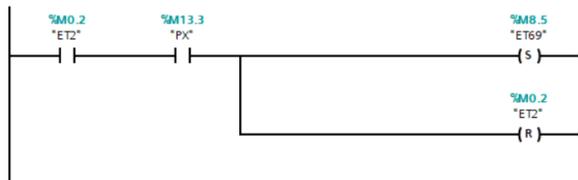
▼ Segmento 69: PROCESO MANUAL

Comentario



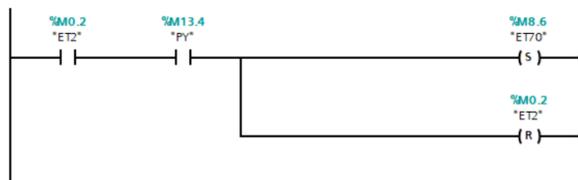
▼ Segmento 70: PROCESO MANUAL

Comentario



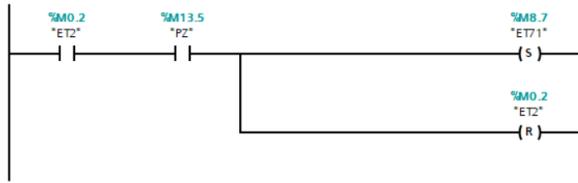
▼ Segmento 71: PROCESO MANUAL

Comentario



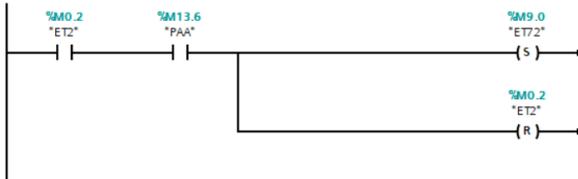
▼ Segmento 72: PROCESO MANUAL

Comentario



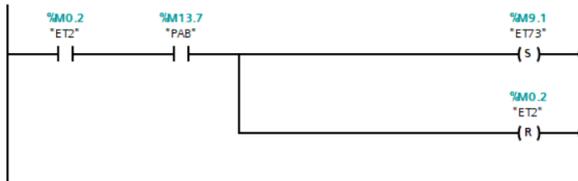
▼ Segmento 73: PROCESO MANUAL

Comentario



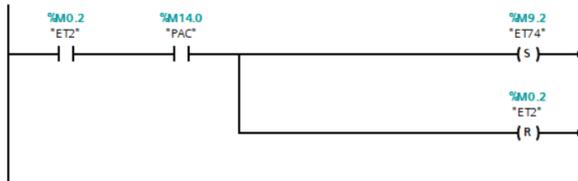
▼ Segmento 74: PROCESO MANUAL

Comentario



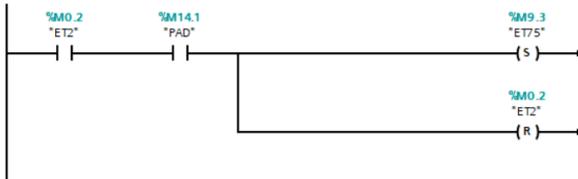
▼ Segmento 75: PROCESO MANUAL

Comentario



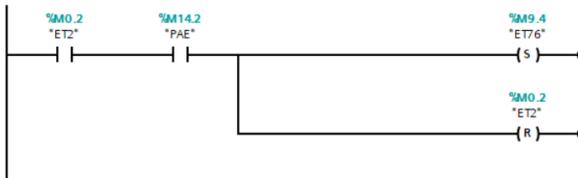
▼ Segmento 76: PROCESO MANUAL

Comentario



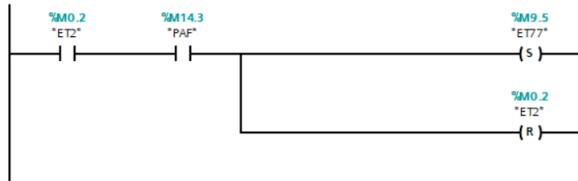
▼ Segmento 77: PROCESO MANUAL

Comentario



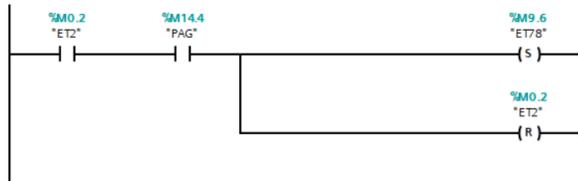
▼ Segmento 78: PROCESO MANUAL

Comentario



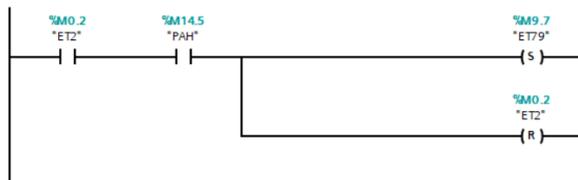
▼ Segmento 79: PROCESO MANUAL

Comentario



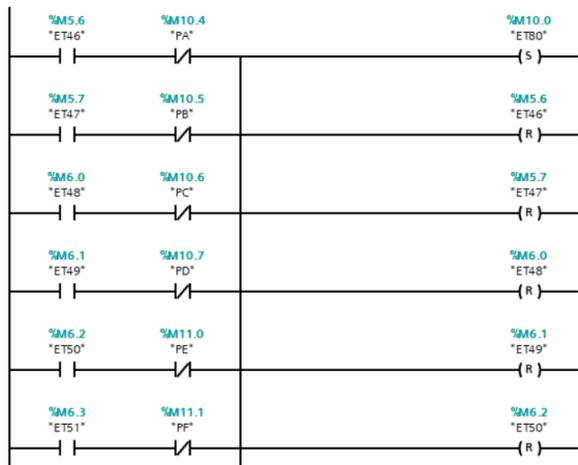
▼ Segmento 80: PROCESO MANUAL

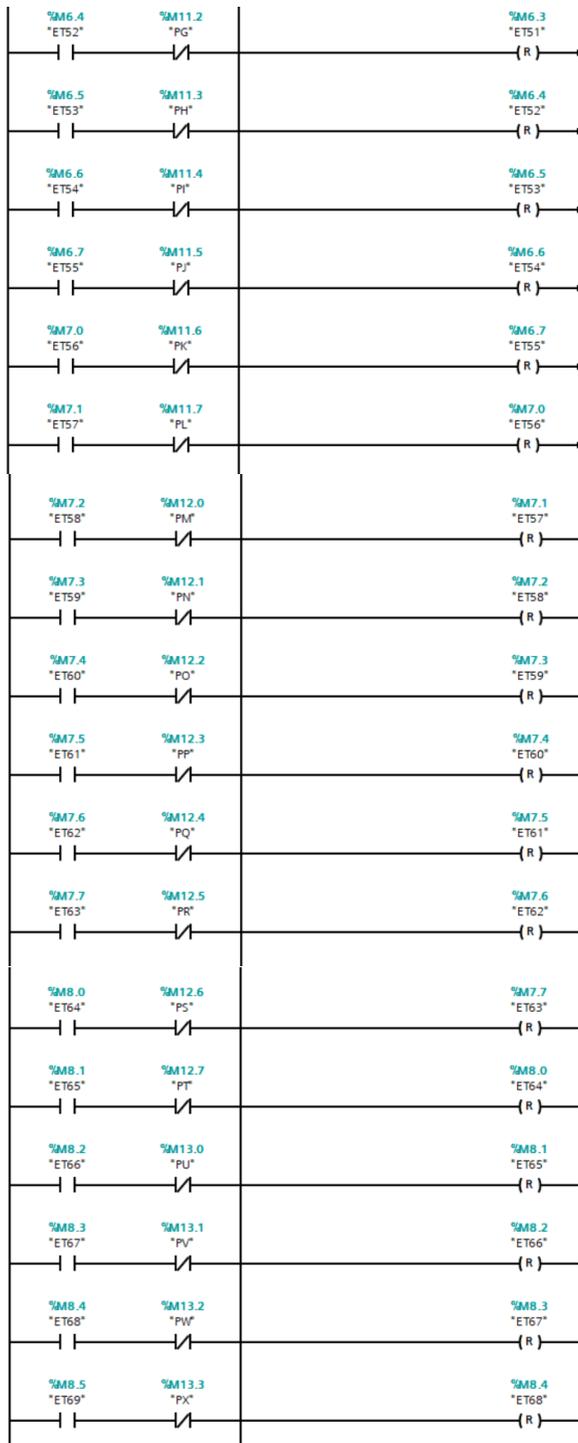
Comentario

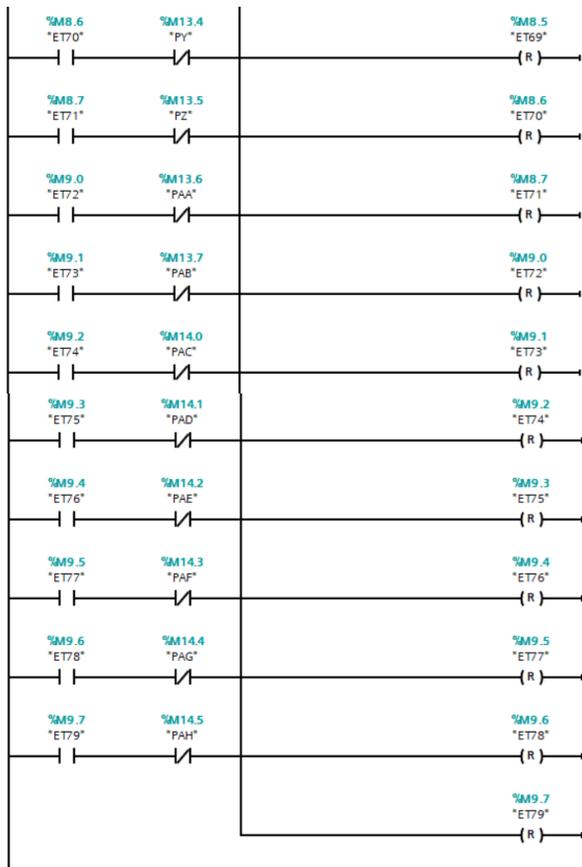


▼ Segmento 81: PROCESO MANUAL

Comentario

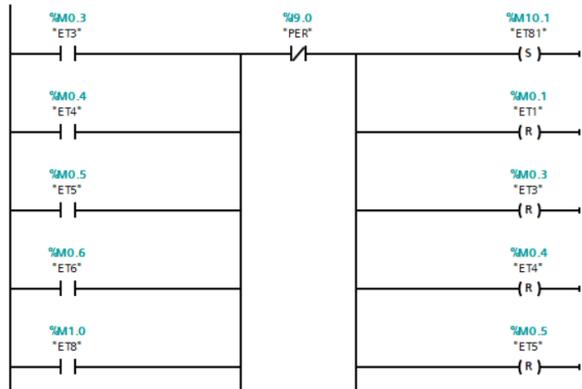


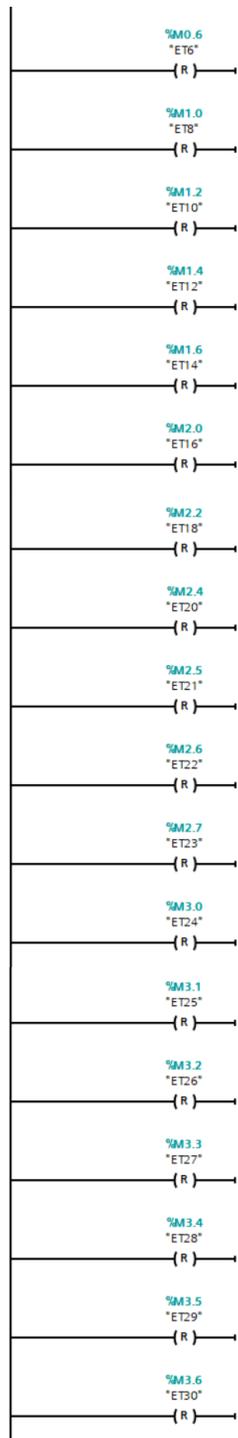
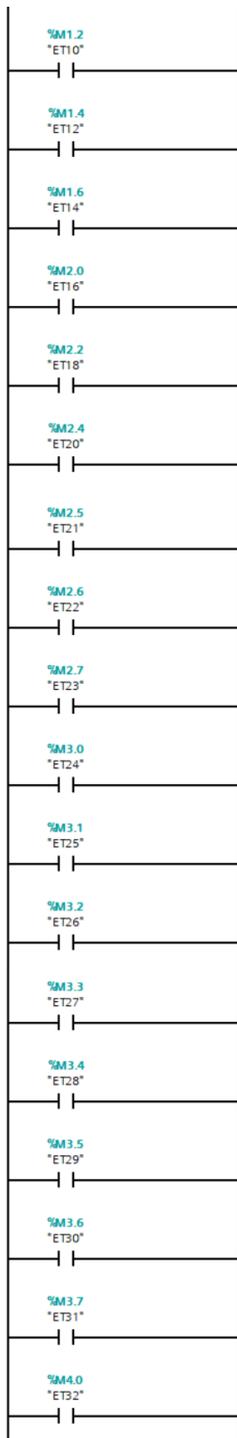


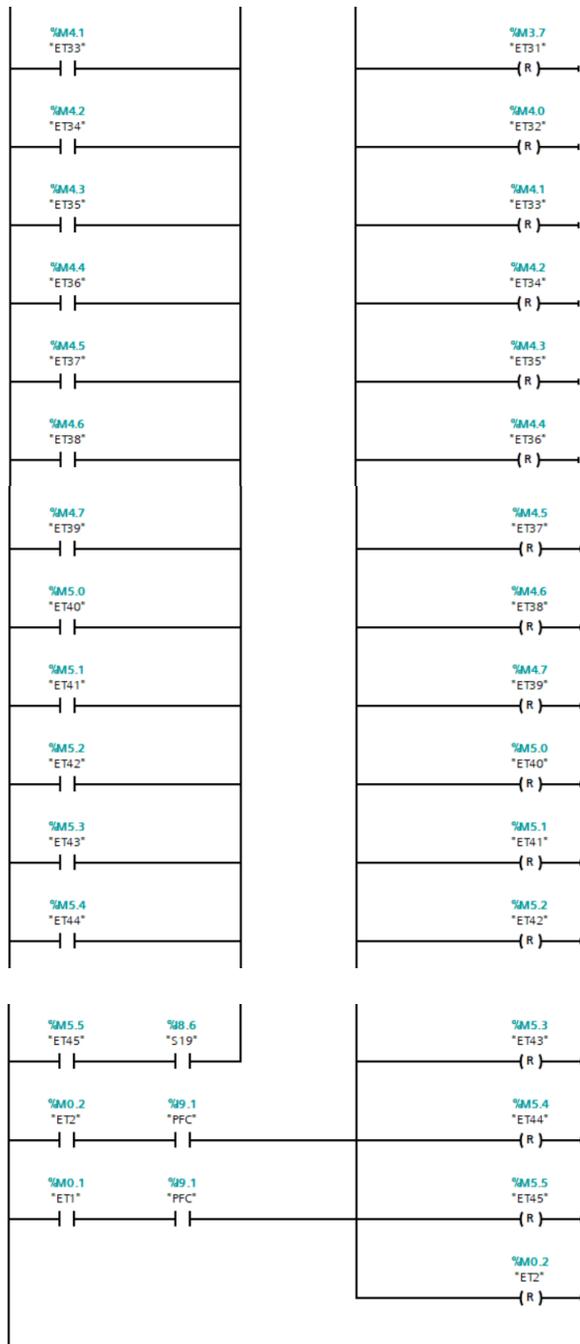


▼ Segmento 82: ET80 (PARO DE EMERGENCIA PER) Y (FUERA DEL CICLOS)

Comentario

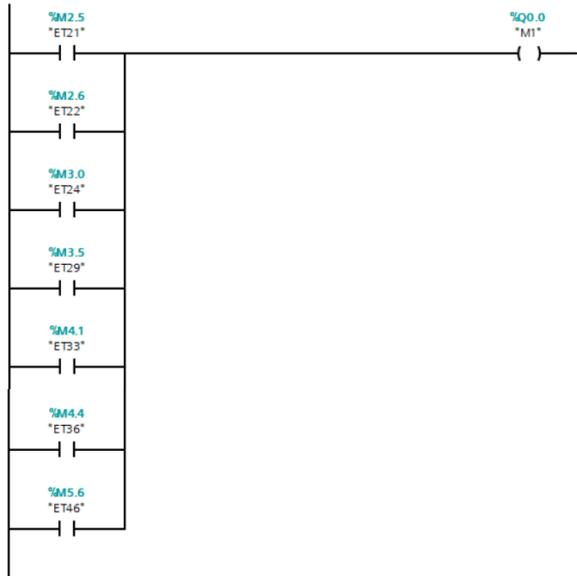






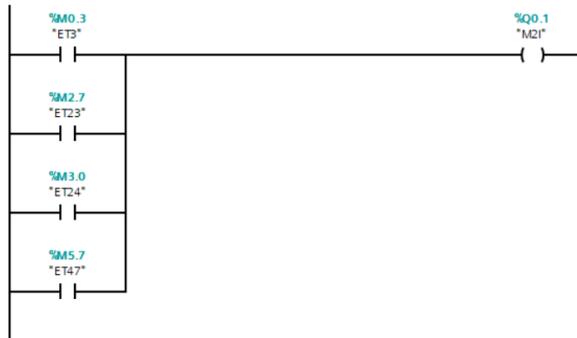
▼ Segmento 83: ACTIVACION SALIDAS (M1)

Comentario



▼ Segmento 84: ACTIVACION SALIDAS (M2)

Comentario



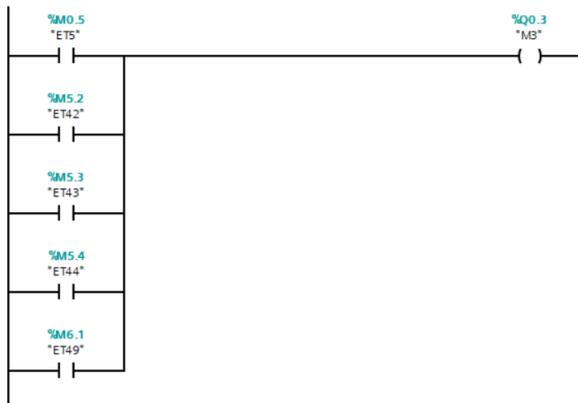
▼ Segmento 85: ACTIVACION SALIDAS (M2D)

Comentario



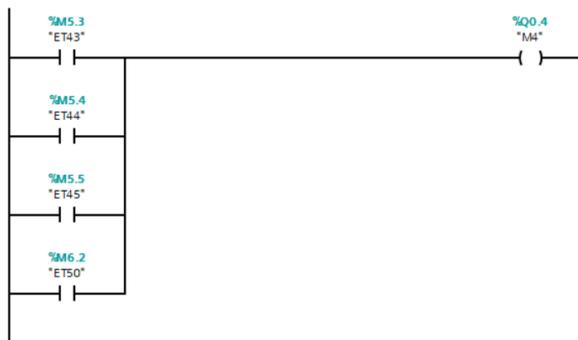
▼ Segmento 86: ACTIVACION SALIDAS (M3)

Comentario



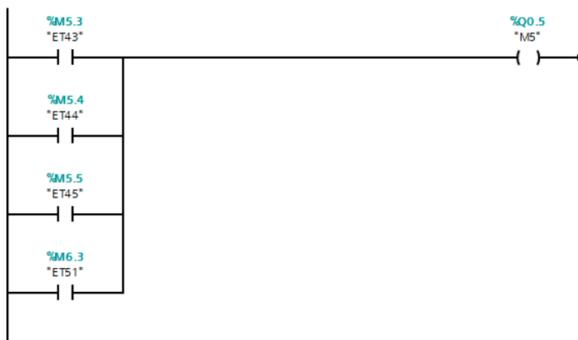
▼ Segmento 87: ACTIVACION SALIDAS (M4)

Comentario



▼ Segmento 88: ACTIVACION SALIDAS (M5)

Comentario



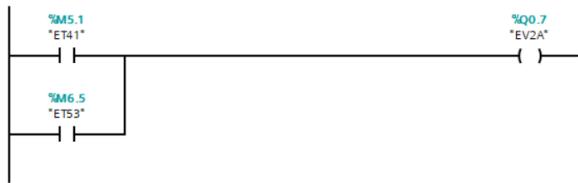
▼ Segmento 89: ACTIVACION SALIDAS (EV1A)

Comentario



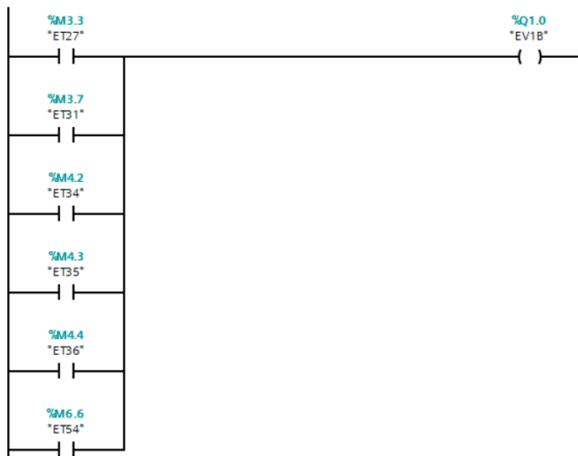
▼ **Segmento 90:** ACTIVACION SALIDAS (EV2A)

Comentario



▼ **Segmento 91:** ACTIVACION SALIDAS (EV1B)

Comentario



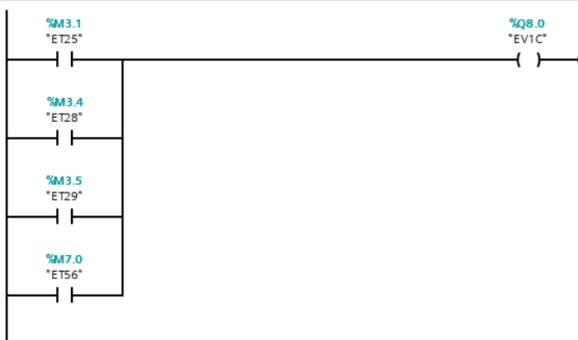
▼ **Segmento 92:** ACTIVACION SALIDAS (EV2B)

Comentario



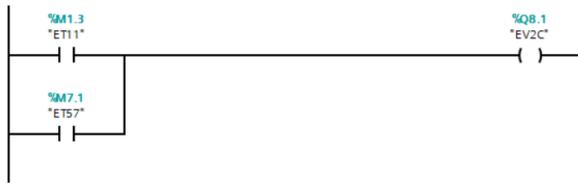
▼ **Segmento 93:** ACTIVACION SALIDAS (EV1C)

Comentario



▼ **Segmento 94:** ACTIVACION SALIDAS (EV2C)

Comentario



▼ **Segmento 95:** ACTIVACION SALIDAS (EV1D)

Comentario



▼ **Segmento 96:** ACTIVACION SALIDAS (EV2D)

Comentario



▼ **Segmento 97:** ACTIVACION SALIDAS (EV1E)

Comentario



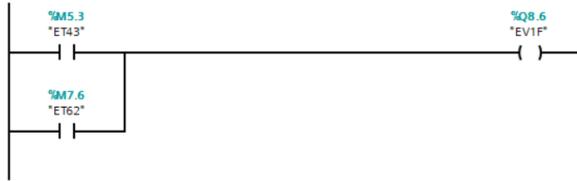
▼ **Segmento 98:** ACTIVACION SALIDAS (EV2E)

Comentario



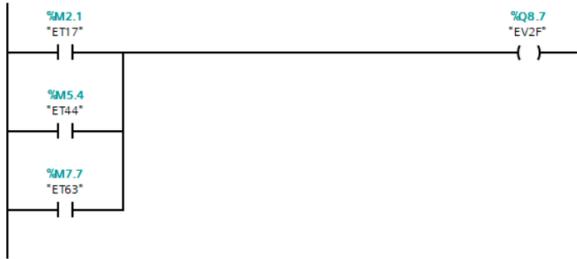
▼ **Segmento 99:** ACTIVACION SALIDAS (EV1F)

Comentario



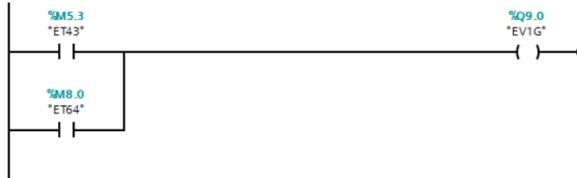
▼ **Segmento 100:** ACTIVACION SALIDAS (EV2F)

Comentario



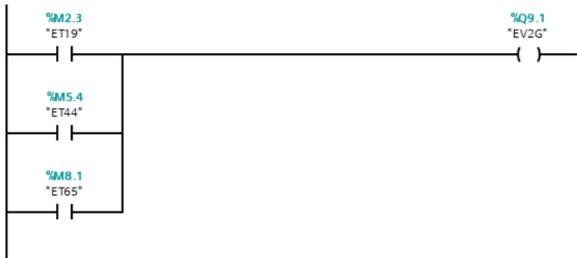
▼ **Segmento 101:** ACTIVACION SALIDAS (EV1G)

Comentario



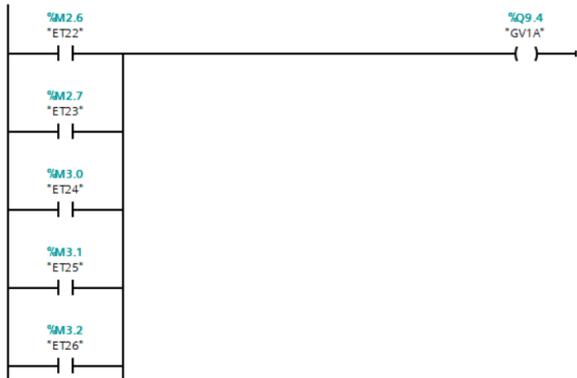
▼ **Segmento 102:** ACTIVACION SALIDAS (EV2G)

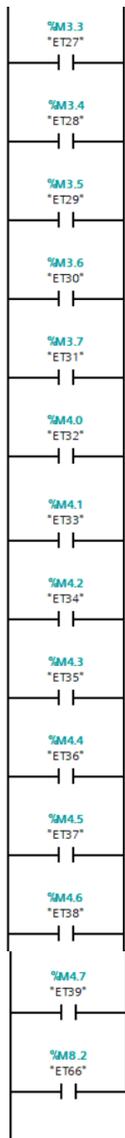
Comentario



▼ **Segmento 103:** ACTIVACION SALIDAS (GV1A)

Comentario





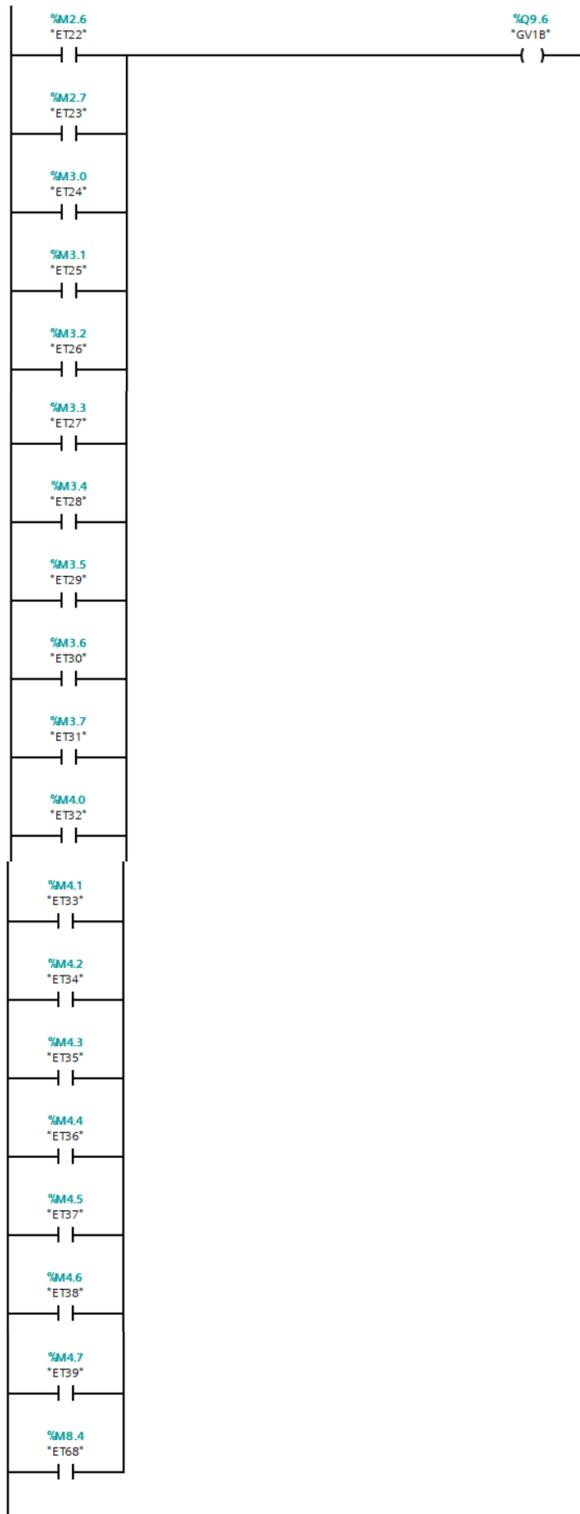
▼ Segmento 104: ACTIVACION SALIDAS (GV2A)

Comentario



Segmento 105: ACTIVACION SALIDAS (GV1B)

Comentario



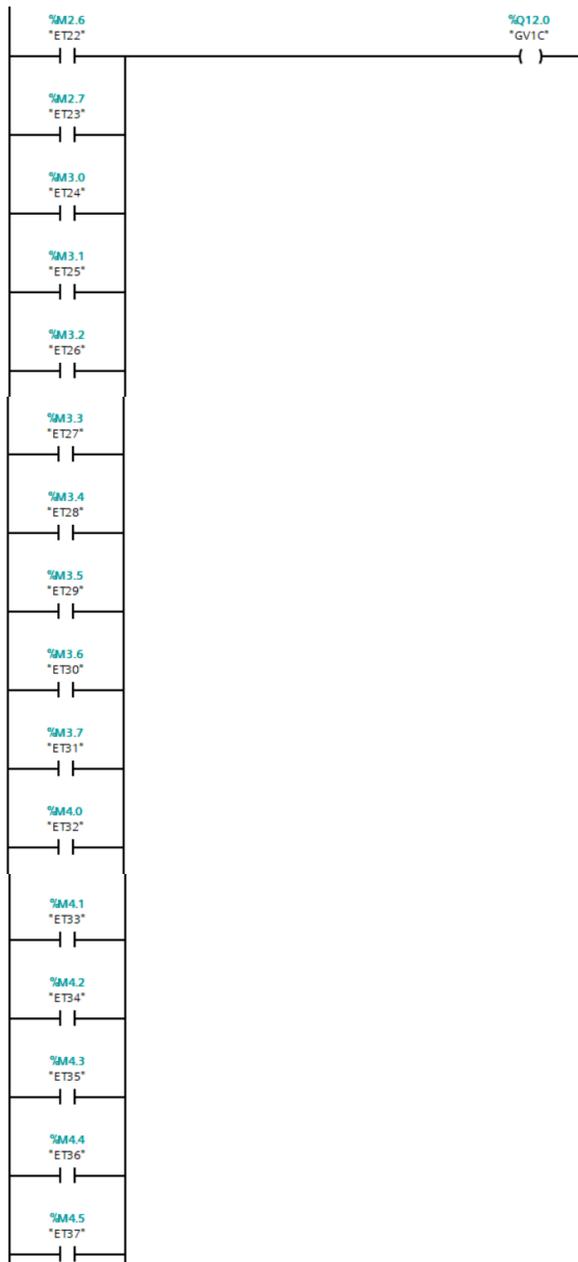
▼ Segmento 106: ACTIVACION SALIDAS (GV2B)

Comentario



▼ Segmento 107: ACTIVACION SALIDAS (GV1C)

Comentario





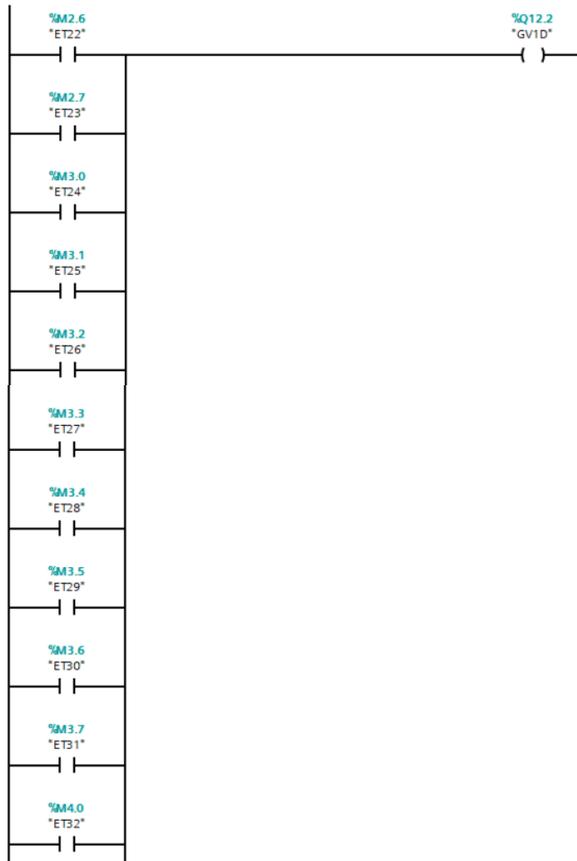
▼ **Segmento 108:** ACTIVACION SALIDAS (GV2C)

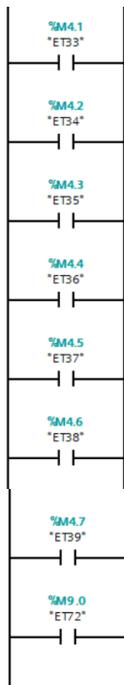
Comentario



▼ **Segmento 109:** ACTIVACION SALIDAS (GV1D)

Comentario





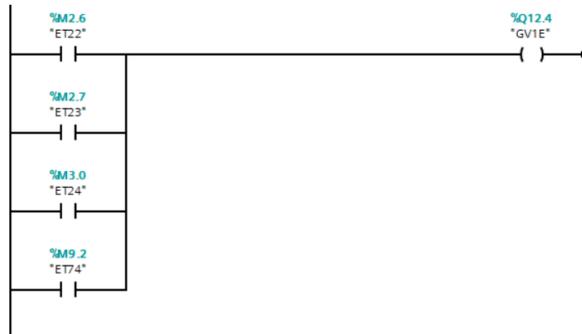
▼ **Segmento 110:** ACTIVACION SALIDAS (GV2D)

Comentario



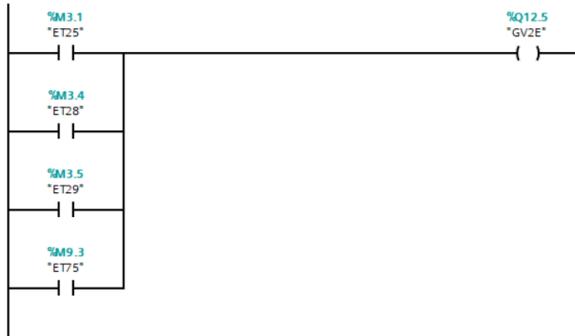
▼ **Segmento 111:** ACTIVACION SALIDAS (GV1E)

Comentario



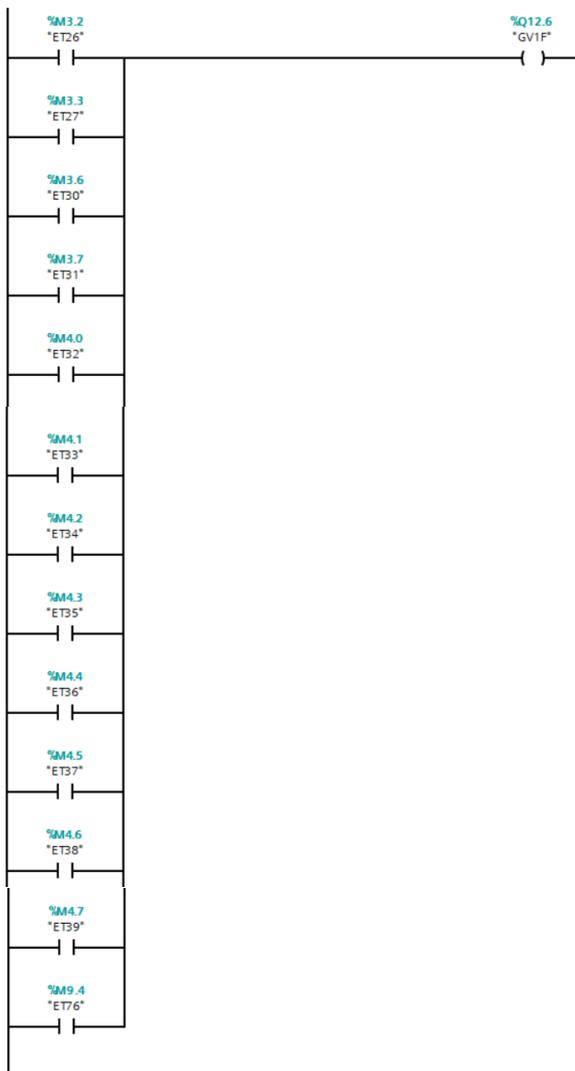
▼ Segmento 112: ACTIVACION SALIDAS (GV2E)

Comentario



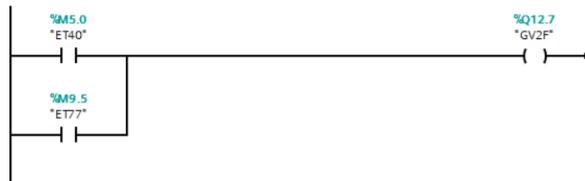
▼ Segmento 113: ACTIVACION SALIDAS (GV1F)

Comentario



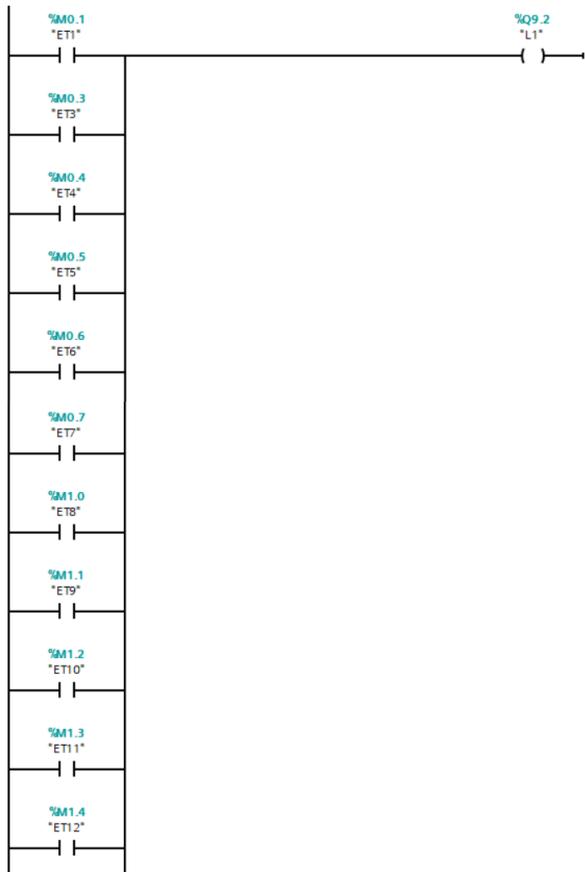
▼ **Segmento 114:** ACTIVACION SALIDAS (GV2F)

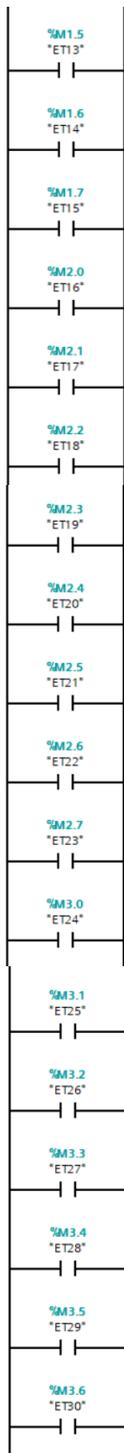
Comentario

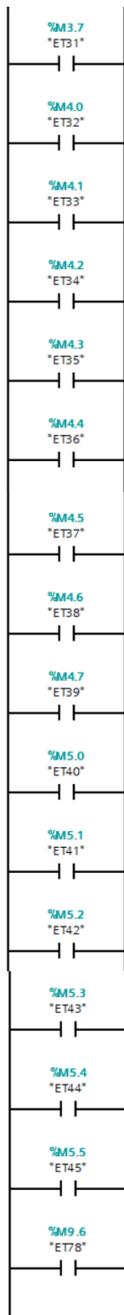


▼ **Segmento 115:** ACTIVACION SALIDAS (L1)

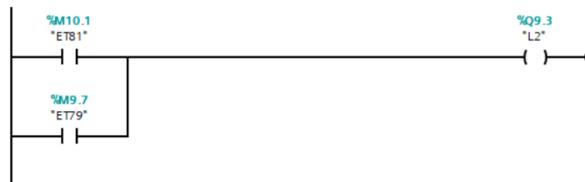
Comentario





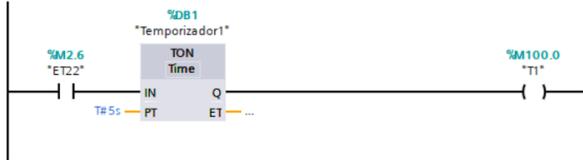


▼ Segmento 116: ACTIVACION SALIDAS (L2)
Comentario



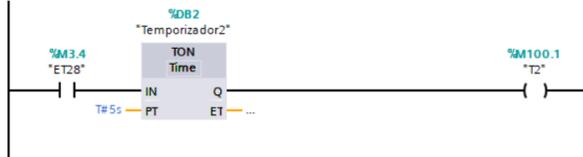
▼ Segmento 117: TEMPORIZADOR 1

Comentario



▼ Segmento 118: TEMPORIZADOR 2

Comentario



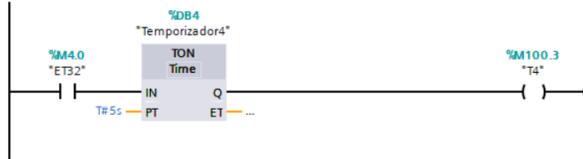
▼ Segmento 119: TEMPORIZADOR 3

Comentario



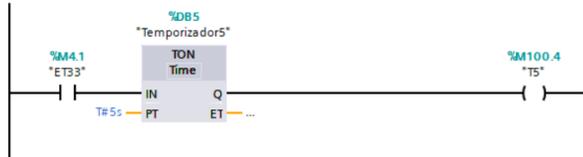
▼ Segmento 120: TEMPORIZADOR 4

Comentario



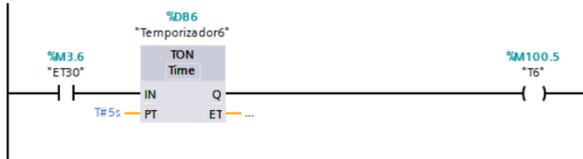
▼ Segmento 121: TEMPORIZADOR 5

Comentario



▼ Segmento 122: TEMPORIZADOR 6

Comentario



▼ Segmento 123: TEMPORIZADOR 7

Comentario





Figura 153. Programa en KOP [33].

Para la visualización del proceso, se realizó por medio de una pantalla HMI, donde se puede observar tanto el proceso automático en tiempo real activando la visualización de cada una de las etapas cambiando de color, como también el proceso manual manipulando cada uno de los actuadores neumático y eléctricos directamente desde la pantalla, a continuación, se observa los planos de la elaboración de la interfaz HMI:



Figura 155. Interfaz inicial, HMI [33].

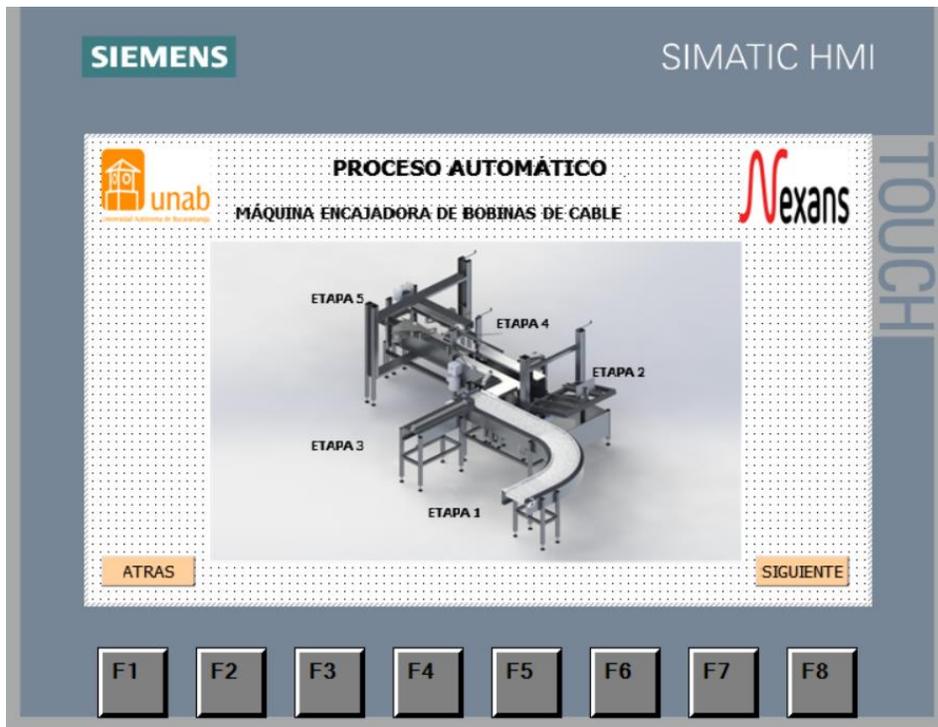


Figura 156. Interfaz proceso automático, HMI [33].



Figura 157. Interfaz proceso automático etapa 1, HMI [33].

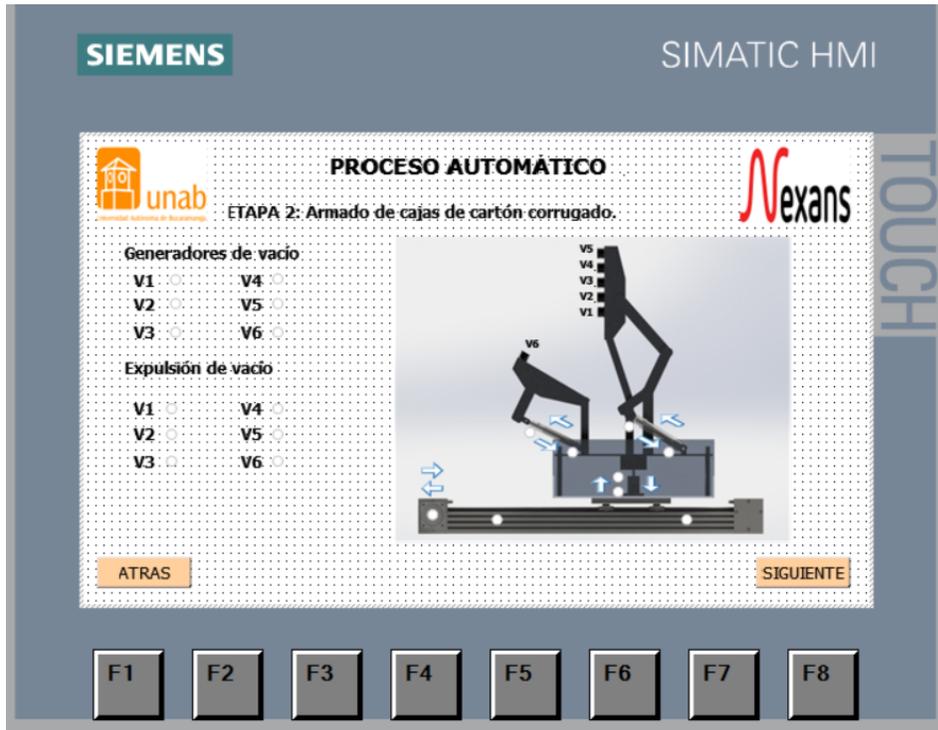


Figura 158. Interfaz proceso automático etapa 2, HMI [33].

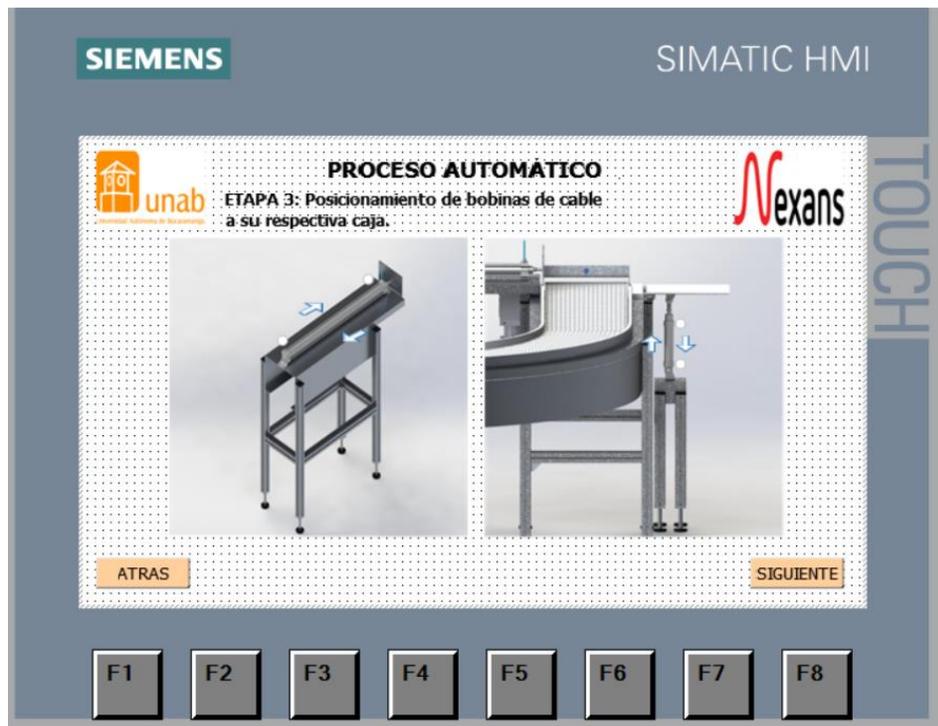


Figura 159. Interfaz proceso automático etapa 3, HMI [33].

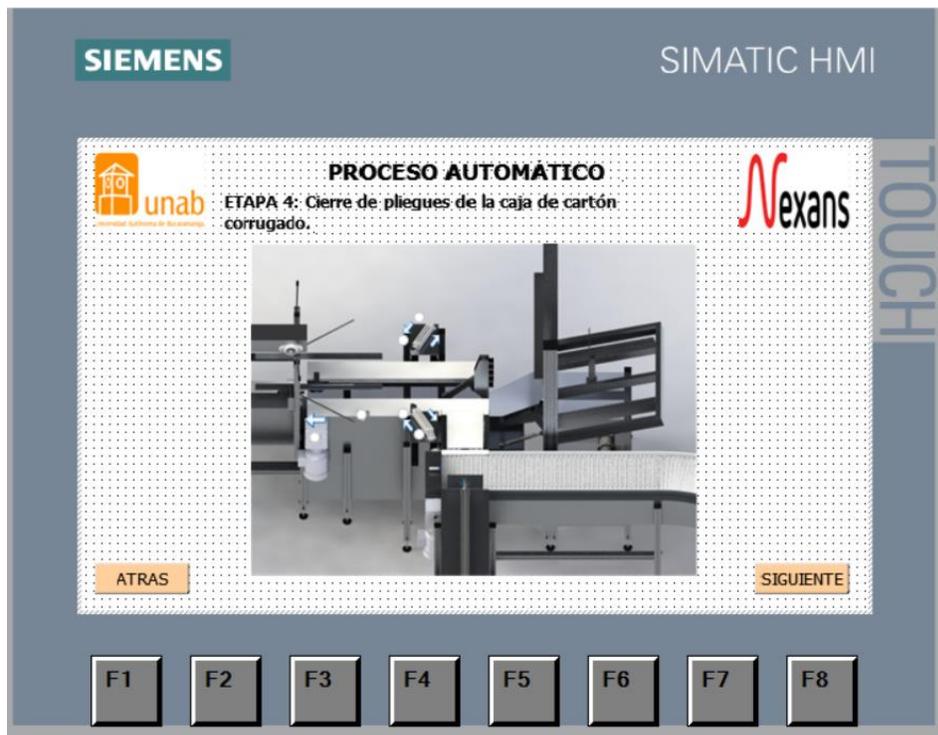


Figura 160. Interfaz proceso automático etapa 4, HMI [33].

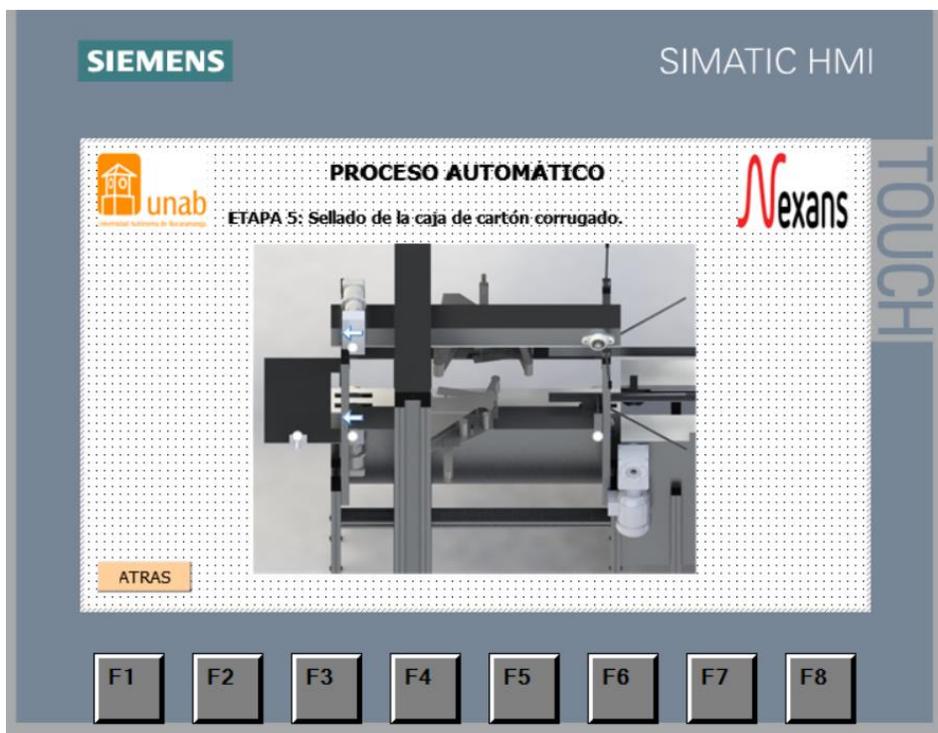


Figura 161. Interfaz proceso automático etapa 5, HMI [33].

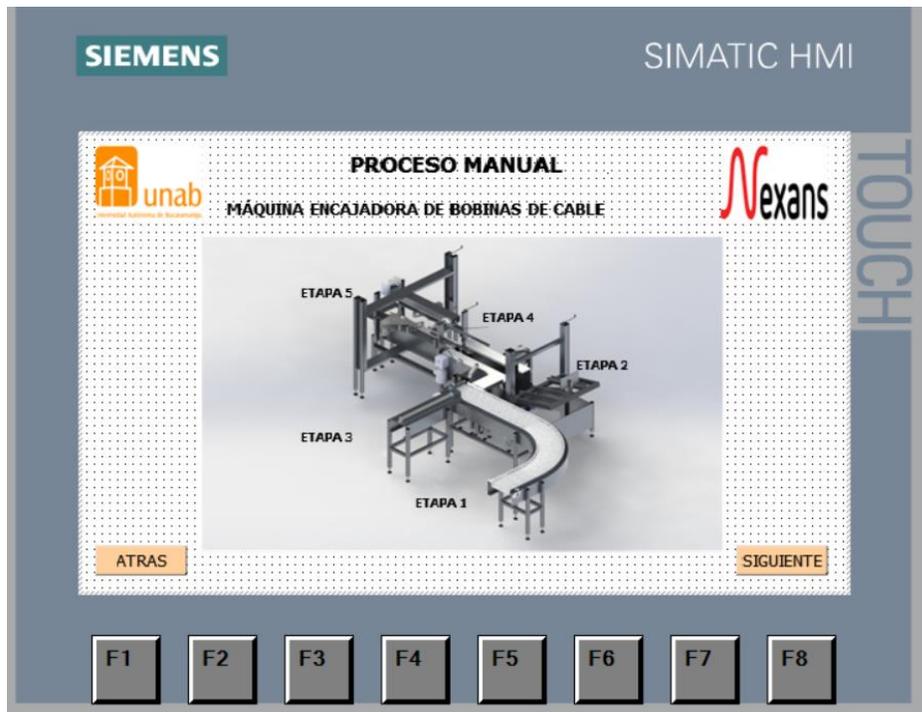


Figura 162. Interfaz proceso manual, HMI [33].



Figura 163. Interfaz proceso manual etapa 1, HMI [33].

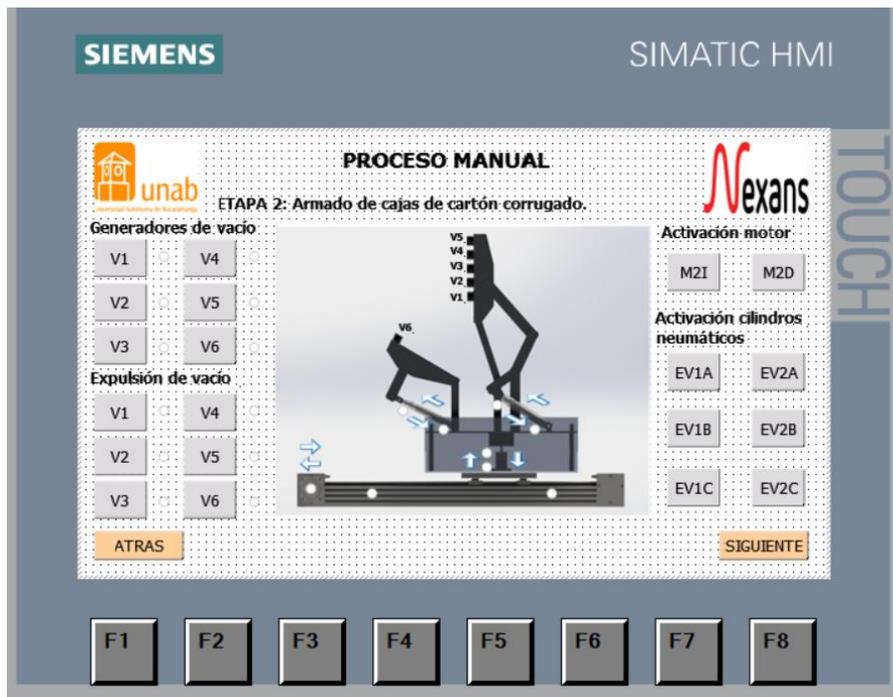


Figura 164. Interfaz proceso manual etapa 2, HMI [33].



Figura 165. Interfaz proceso manual etapa 3, HMI [33].



Figura 166. Interfaz proceso manual etapa 4, HMI [33].

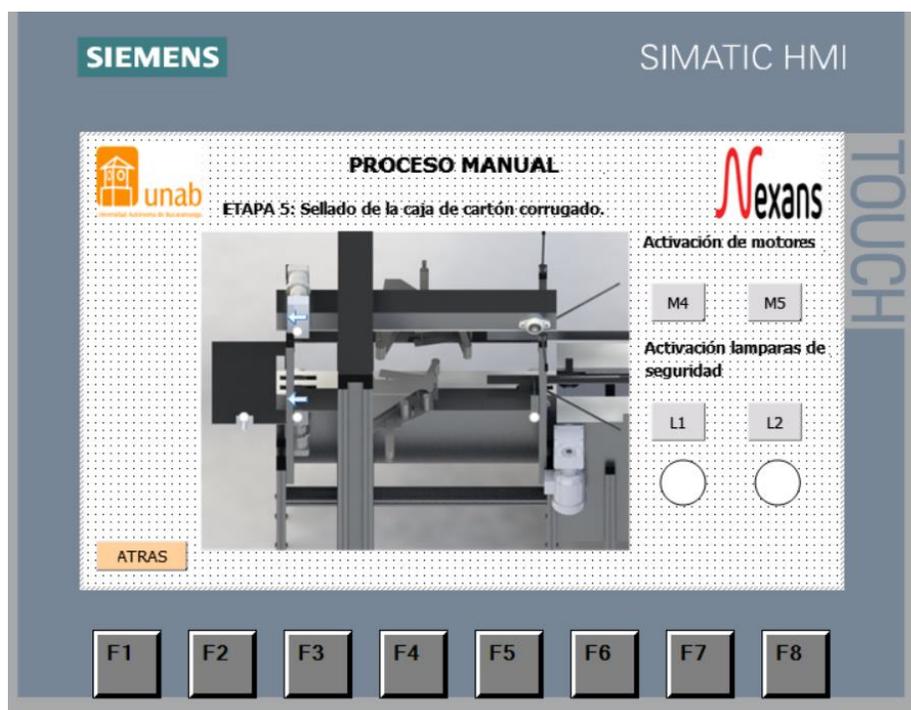
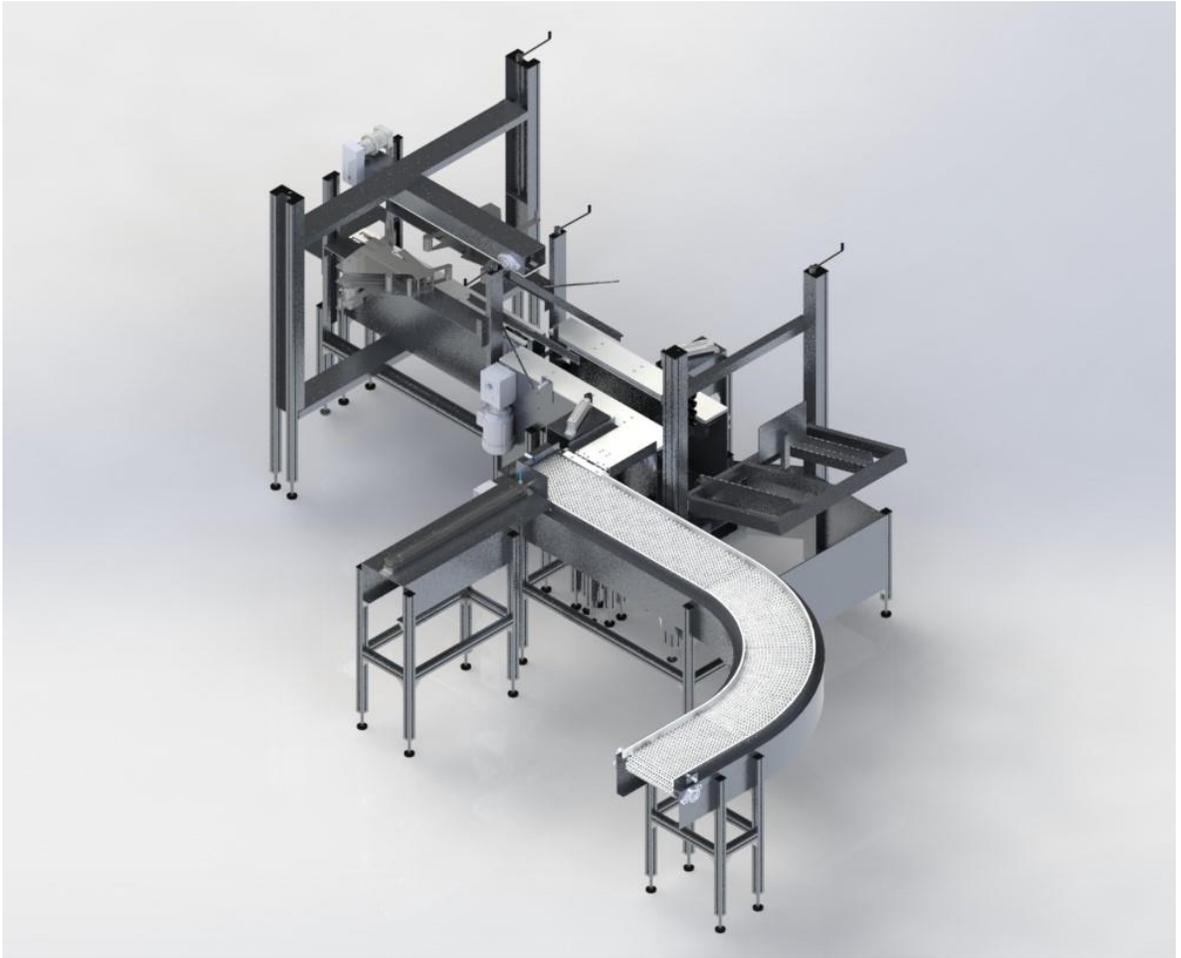


Figura 167. Interfaz proceso manual etapa 5, HMI [33].

ANEXO D

Manual de mantenimiento e instrucciones

MANUAL DE MANTENIMIENTO E INSTRUCCIONES



DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENCAJADO DE BOBINAS DE CABLE FREETOX C10 Y ALAMBRES (A10 Y A12) POR ROLLOS DE 100 [m] Y 50 [m] PARA LA EMPRESA NEXANS

CONTENIDO

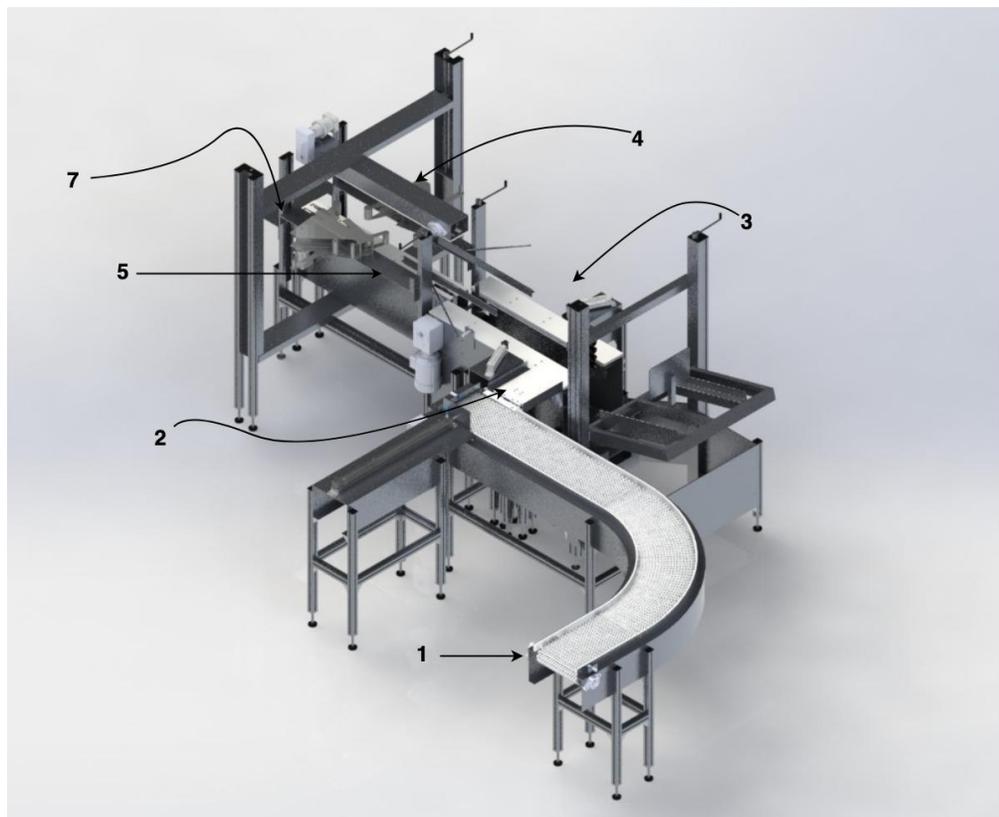
INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD IMPORTANTES	308
PARTES DE LA MÁQUINA ENCAJADORA DE BOBINAS DE CABLE.....	309
INSTRUCCIONES PARA PUESTA EN MARCHA.....	310
INSTRUCCIONES Y PRECAUCIONES PREVIAS A LA PUESTA EN MARCHA:	310
SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO.....	311
INSTRUCCIONES DE LA UTILIZACIÓN DE LA INTERFAZ HMI	311
RUTINAS DE MANTENIMIENTO.....	318

INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD IMPORTANTES

1. Lea todas las instrucciones que se le brinda en este manual para un manejo adecuado de la máquina.
2. Utilice la máquina solamente para su uso previsto en este manual. Este tipo de máquina está diseñada para el armado y sellado de cajas para bobinas de cable.
3. El mantenimiento, reparación o ajuste, ya sea neumático o eléctrico deberá ser realizado por el personal de servicio calificado encargado en el área a fin.
4. Se debe mantener la zona donde se instalará la máquina libre de cualquier objeto que pueda incomodar al operario encargado de la supervisión de la línea final de producción.
5. Teniendo en cuenta de que el diseño de la máquina no cuenta con mallas de protección, el operario encargado deberá tener cuidado a la hora de que la máquina este en su proceso de marcha.
6. Se deben tener en cuentas las conexiones ya sea neumática o eléctrica, ya que esta máquina dispone de motores eléctricos AC monofásicos y trifásicos, como también cilindros neumáticos y generadores de vacío, por tal motivo se deben leer las instrucciones de cada uno de estos elementos para su operación y mantenimiento previo.
7. Se debe tener en cuenta la previa inicialización de los actuadores, ya que si no se ejerce la inicialización establecida se pueden proporcionar fallas en cualquier etapa durante la puesta en marcha de la máquina.

8. No se deben modificar las condiciones de la operación de la máquina a menos de que el jefe encargado de la supervisión de la línea final de producción lo exija.
9. No se debe modificar la propuesta de automatización previamente diseñada, ya que podría alterar el funcionamiento natural de la máquina, a menos de que el jefe encargado del área a fin lo exija.

PARTES DE LA MÁQUINA ENCAJADORA DE BOBINAS DE CABLE



La máquina encajadora está compuesta por subconjuntos descritos como se muestra a continuación:

7. Banda transportadora curva.
8. Soporte paso de bobinas de cable.
9. Sistema armado y traslado de cajas de cartón corrugado.
10. Sistema sellado de cajas de cartón corrugado.
11. Soporte cabezal de grabación de cinta adhesiva.
12. Soporte de cajas final.

INSTRUCCIONES PARA PUESTA EN MARCHA

INSTRUCCIONES Y PRECAUCIONES PREVIAS A LA PUESTA EN MARCHA:

Se debe tener en cuenta las conexiones que se disponen para la puesta en marcha de la máquina, es decir las conexiones de los motores monofásico y trifásicos, como también las conexiones de los actuadores neumáticos, esto con el fin del buen funcionamiento para una vida útil adecuada de los elementos.

- El uso incorrecto de los enchufes para las conexiones eléctricas puede dar lugar a un riesgo por una descarga eléctrica.
- El exceder la presión de operación de los actuadores neumáticos puede dañar sus componentes internos o alterar la vida útil del actuador.

La máquina cuenta con una cuerda corta de fuente de alimentación tanto eléctrica como neumática, esto con el fin de reducir los riesgos causados por enredos, si se requiere una cuerda más larga se deberá tener un previo cuidado.

SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO

La banda transportadora es accionada cuando detecta por medio de un sensor capacitivo la presencia de las bobinas de cable apiladas, simultáneamente a la detección del sensor el sistema lineal de succión procede a desplazarse hasta que el final de carrera lo detecta, los generadores de vacío se activan proporcionando la sujeción entre la ventosa y la caja de cartón corrugado, cuando la sujeción se ejerce por completo el sistema lineal vuelve a su posición inicial activando el final de carrera inicial, las electroválvulas proceden a activarse dando el movimiento de los cilindros neumáticos realizando el armado efectivo de la caja, las bobinas de cable activan el sensor capacitivo final de la banda transportadora deteniéndola por completo, el soporte que une la banda transportadora con la estructura de armado de la caja se posiciona para que el cilindro neumático se active ingresando las bobinas de cable apiladas en su respectiva caja, cuando las bobinas de cable estén adecuadamente en su respectiva caja, el cilindro neumático vuelve a su posición inicial y se activa el motor de las correas dentadas para trasladar la caja al sistema de sellado, durante el traslado un sensor capacitivo se activa proporcionando la activación de los cilindros neumáticos finales con el fin de doblar los pliegues laterales finales de la caja, los dos motores del sistema de sellado se activan recibiendo la caja para cumplir con la tarea de sellado y situarla en el soporte final.

INSTRUCCIONES DE LA UTILIZACIÓN DE LA INTERFAZ HMI

Se debe tener en cuenta que se dispone de 2 pulsadores uno encargado de iniciar el proceso y el otro encargado de salir del ciclo del proceso y un paro de emergencia (NC) físicos, también se dispone de dos lámparas de señalización roja y verde, cuando se oprime el pulsador verde el programa diseñado en PLC (controlador lógico programable) recibe la señal de inicio y se observa en la pantalla HMI que opción se desea tomar para seguir con el proceso, entre esas están (MANUAL) o (AUTOMÁTICO) como se muestra a continuación:



Seguidamente se observan los procesos tanto manual como automático de la máquina encajadora de bobinas de cable en la pantalla HMI de Siemens.

PROCESO AUTOMÁTICO









PROCESO MANUAL









Se debe tener en cuenta que, en el proceso manual, la pantalla HMI tiene botones de entrada de señal, esto con el fin de observar el comportamiento de toda la máquina siendo manipulado directamente desde la pantalla.

RUTINAS DE MANTENIMIENTO

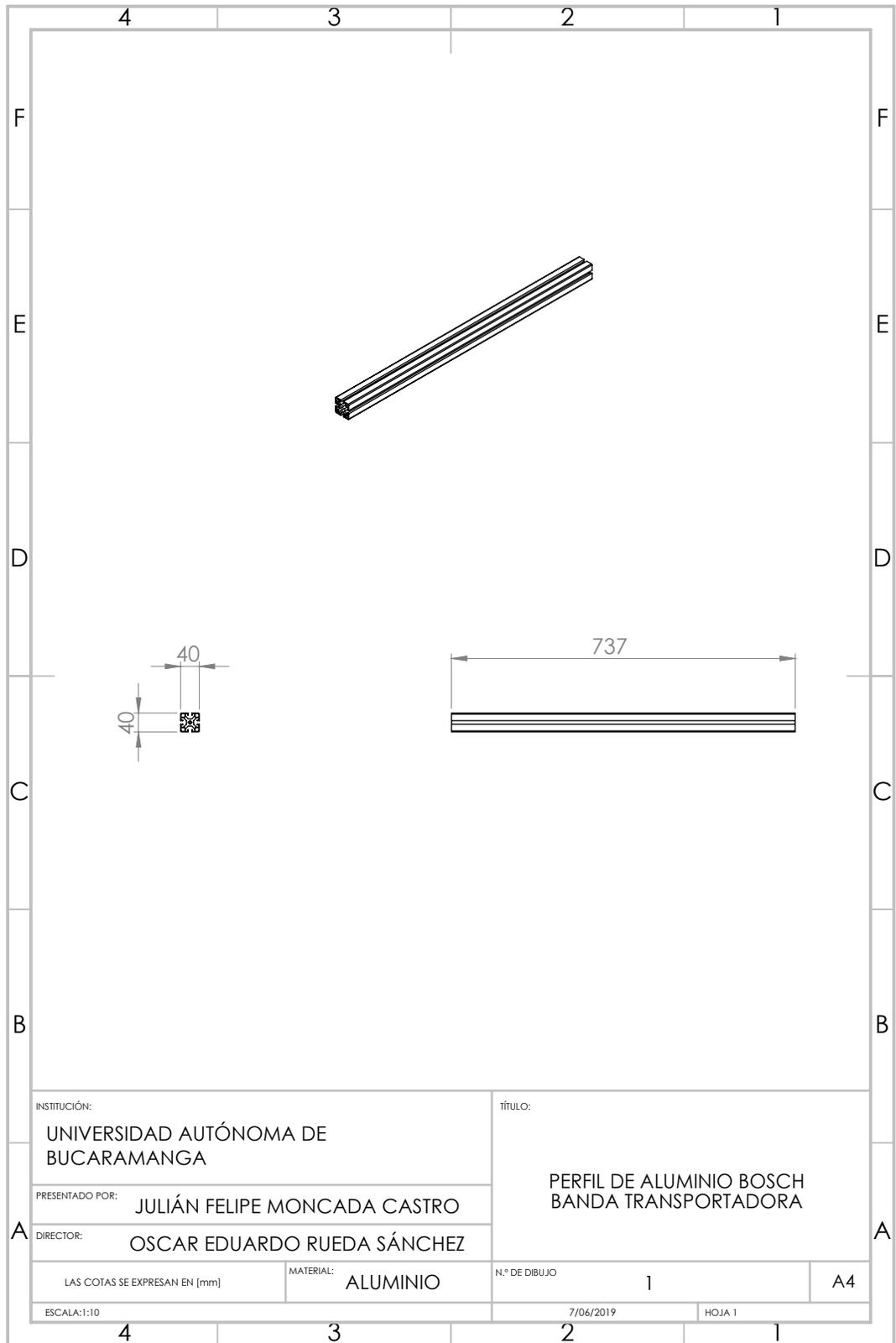
Nota: Se debe tener en cuenta todas las indicaciones de mantenimiento para una vida útil adecuada de todos los elementos de la máquina.

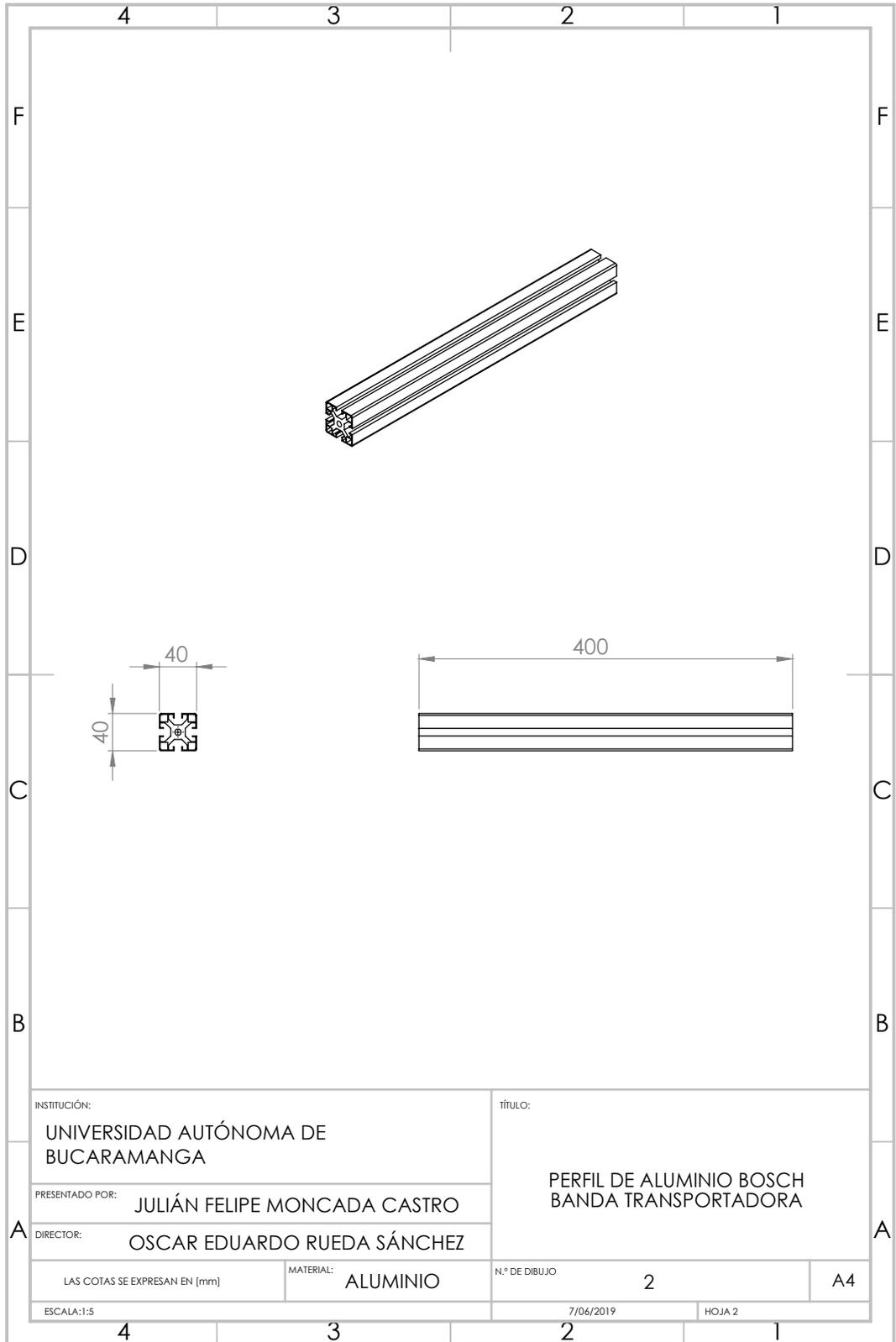
1. Revisar las electroválvulas y los generadores de vacío ya sea cada 6 meses o 1 año, con el objetivo de evaluar el comportamiento de su estado, revisar de igual manera el manual de cada uno de los elementos.

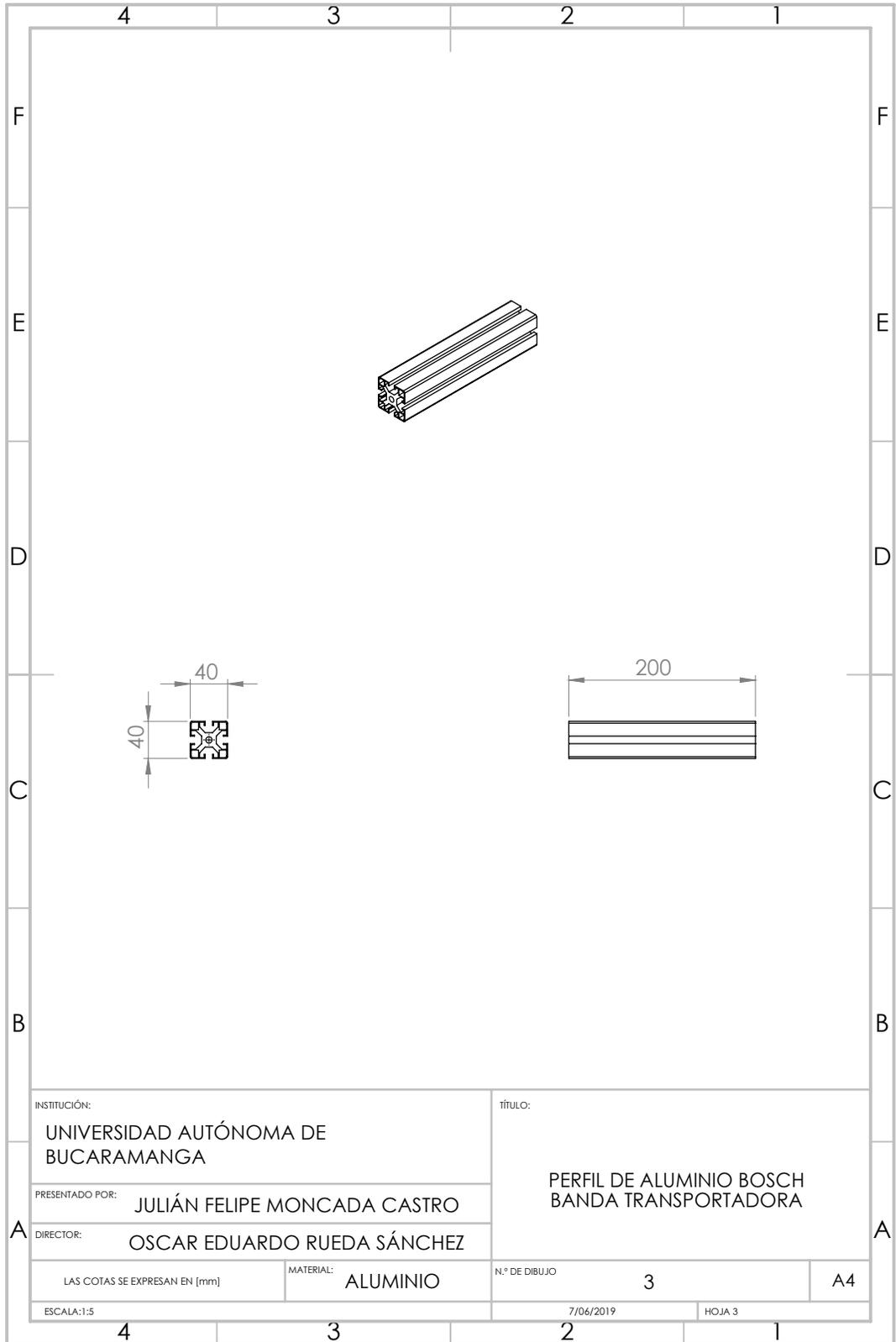
2. Revisar la calibración de la presión del aire comprimido, ya que los actuadores neumáticos que componen la máquina disponen de una presión máxima de hasta 10 [bar], pero la presión para el buen funcionamiento de la máquina es de 6 [bar].
3. Revisar los actuadores eléctricos, ya sea su conexión y lubricación, con el objetivo de mantener una vida útil adecuada.
4. Revisar periódicamente todos los sensores que dispone la máquina, limpiándolos adecuadamente para prevenir señales de entrada erróneas.
5. Revisar periódicamente el funcionamiento de los rodamientos, con el fin de prevenir daños a futuro de la máquina.

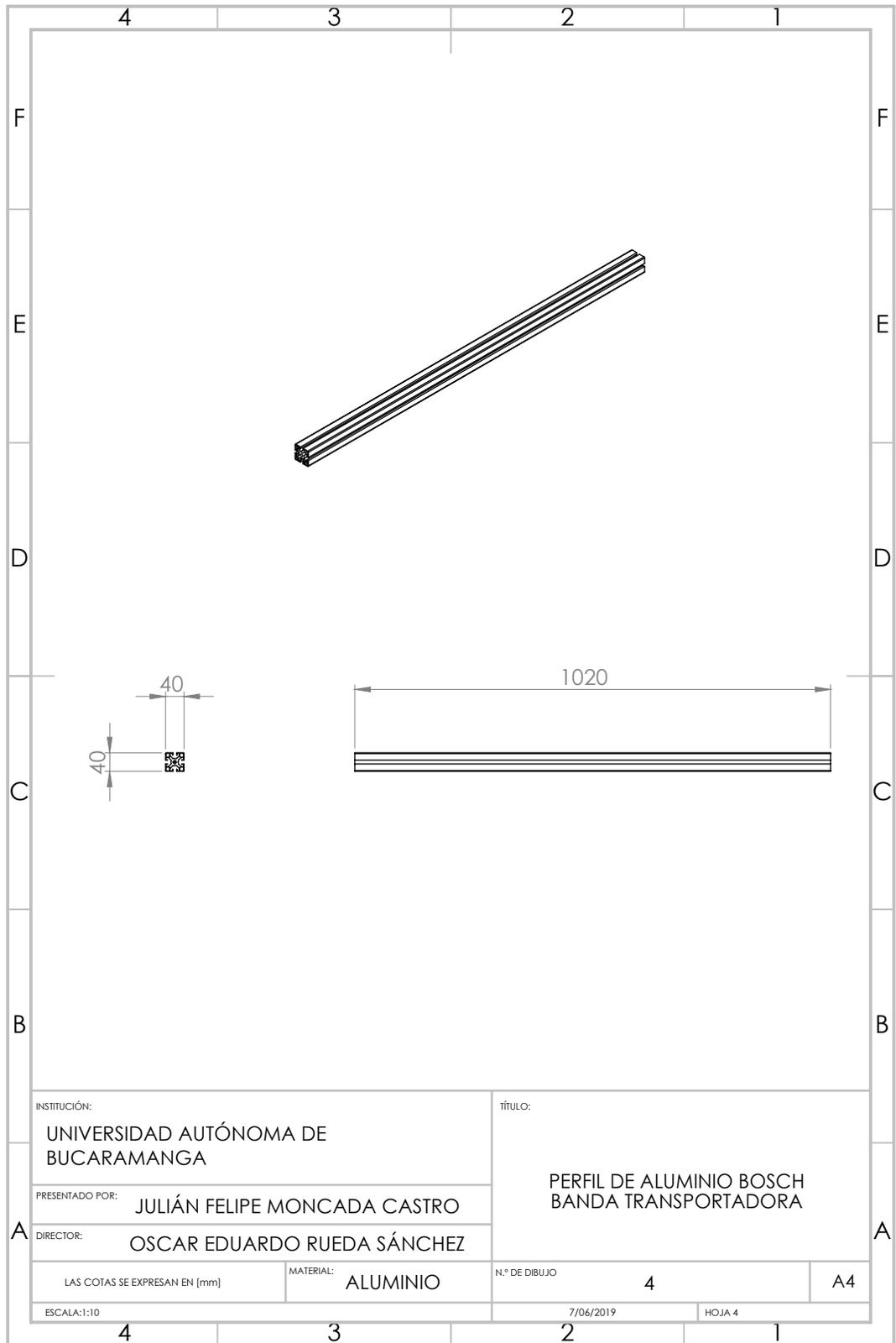
ANEXO E

Planos mecánicos









INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE
BUCARAMANGA

PRESENTADO POR: JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR: OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

tÍTULO:
PERFIL DE ALUMINIO BOSCH
BANDA TRANSPORTADORA

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: ALUMINIO

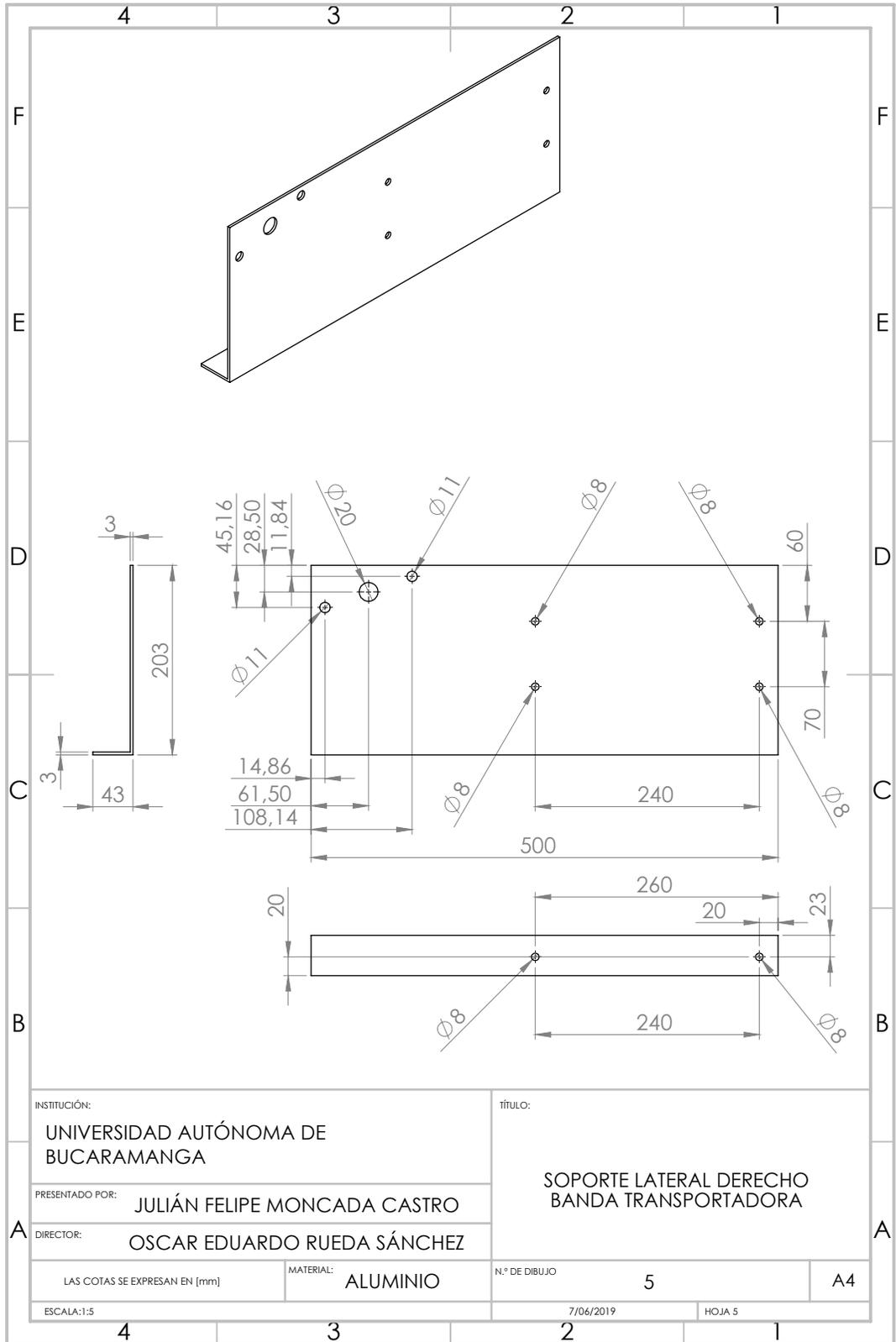
N.º DE DIBUJO 4

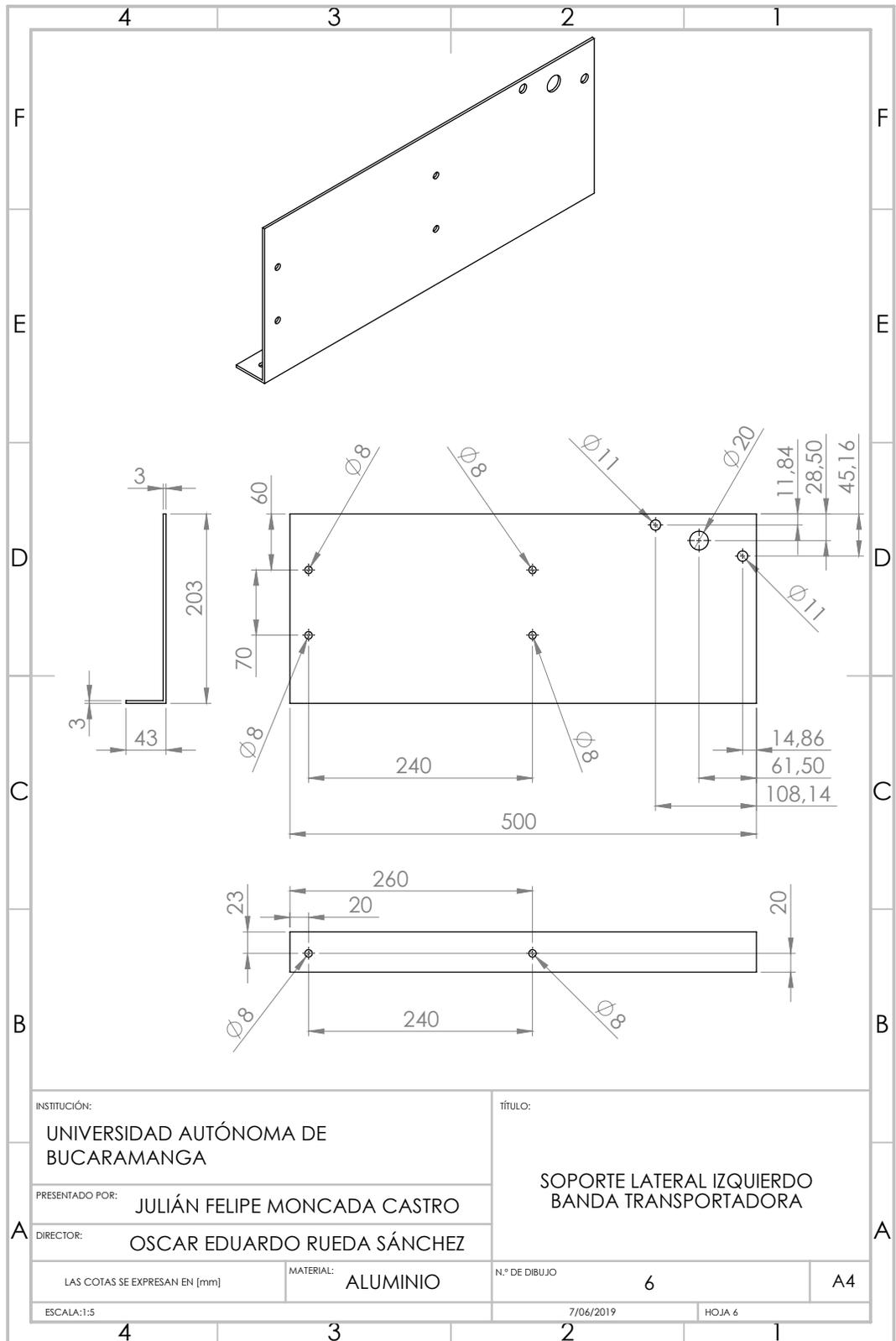
A4

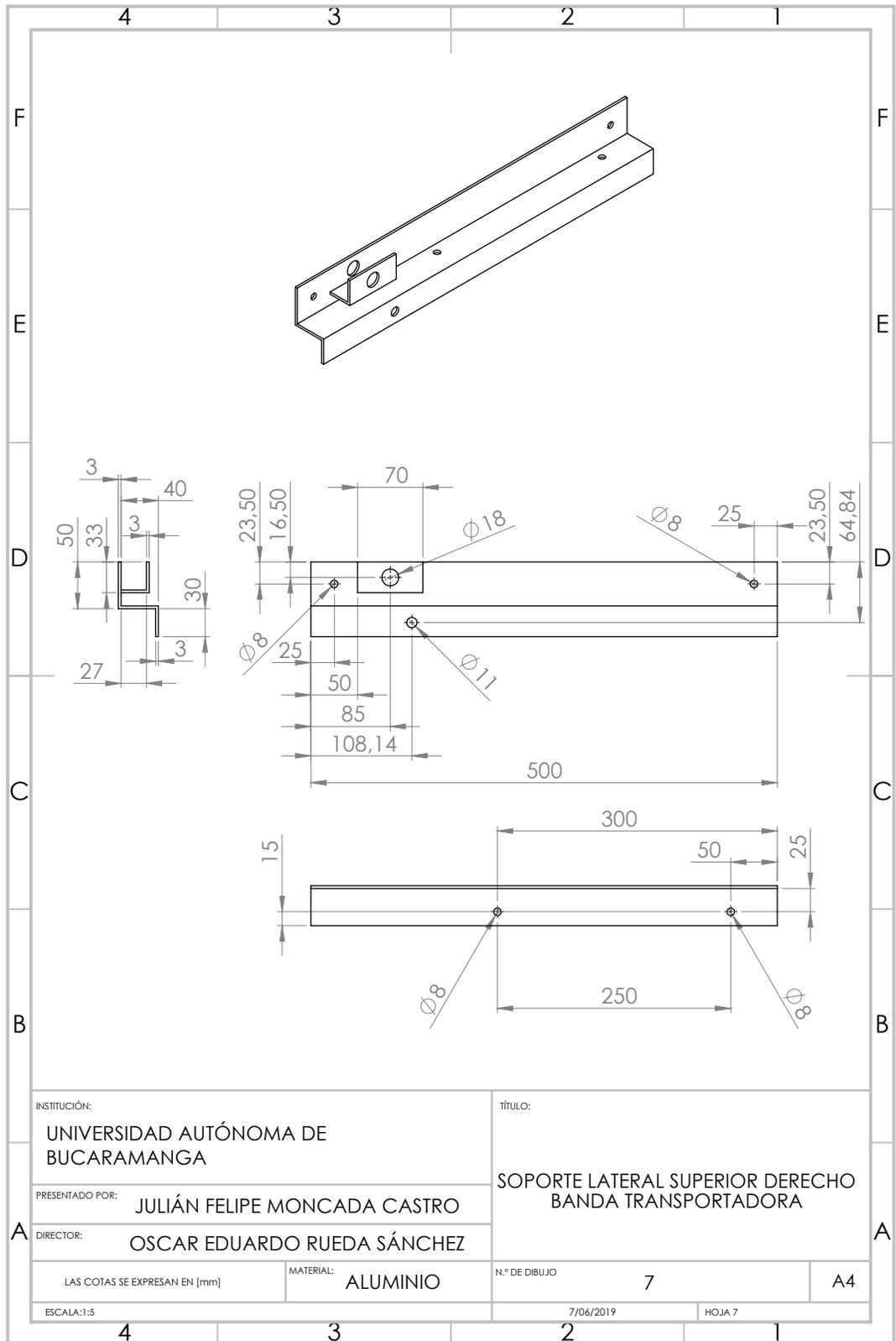
ESCALA:1:10

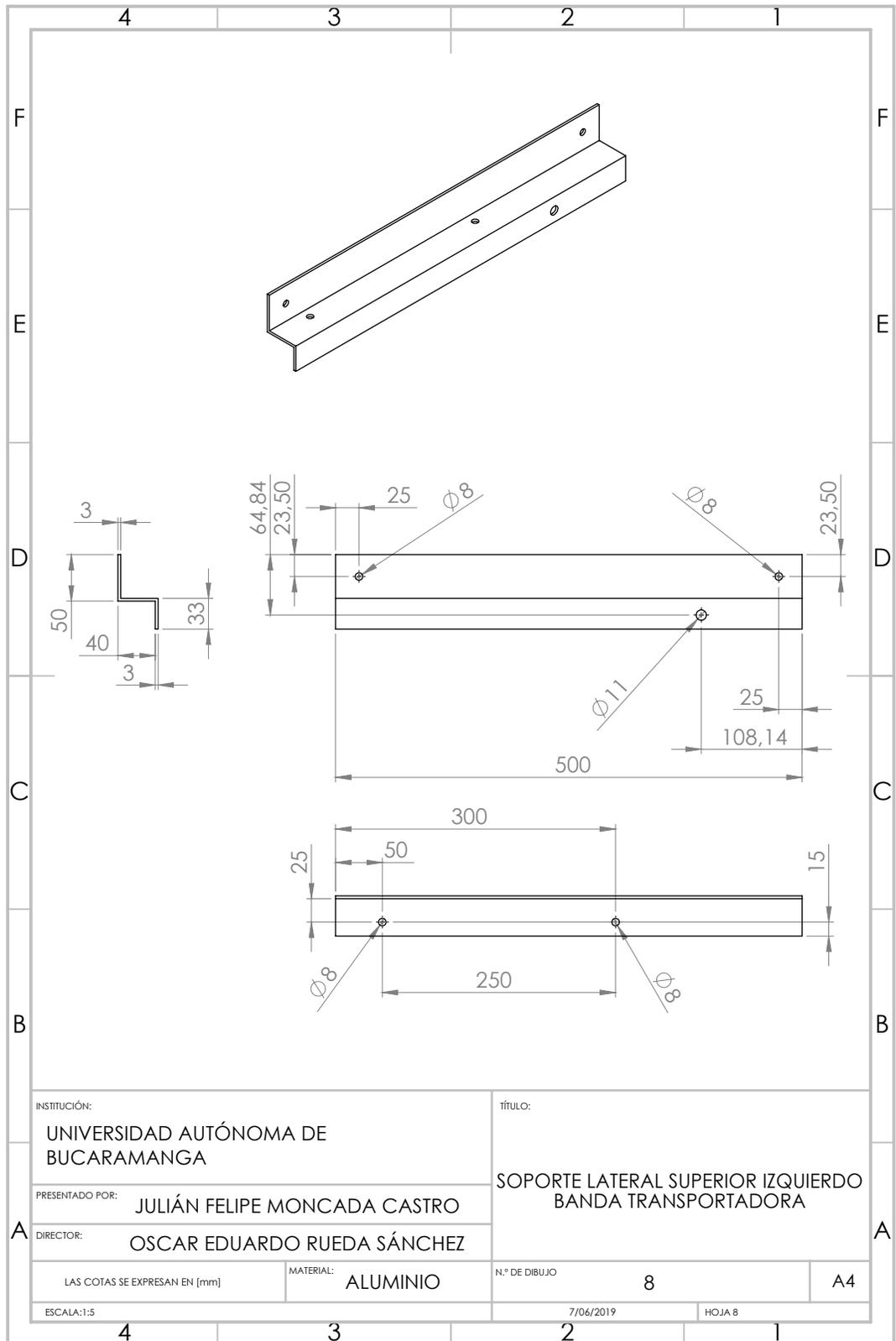
7/06/2019

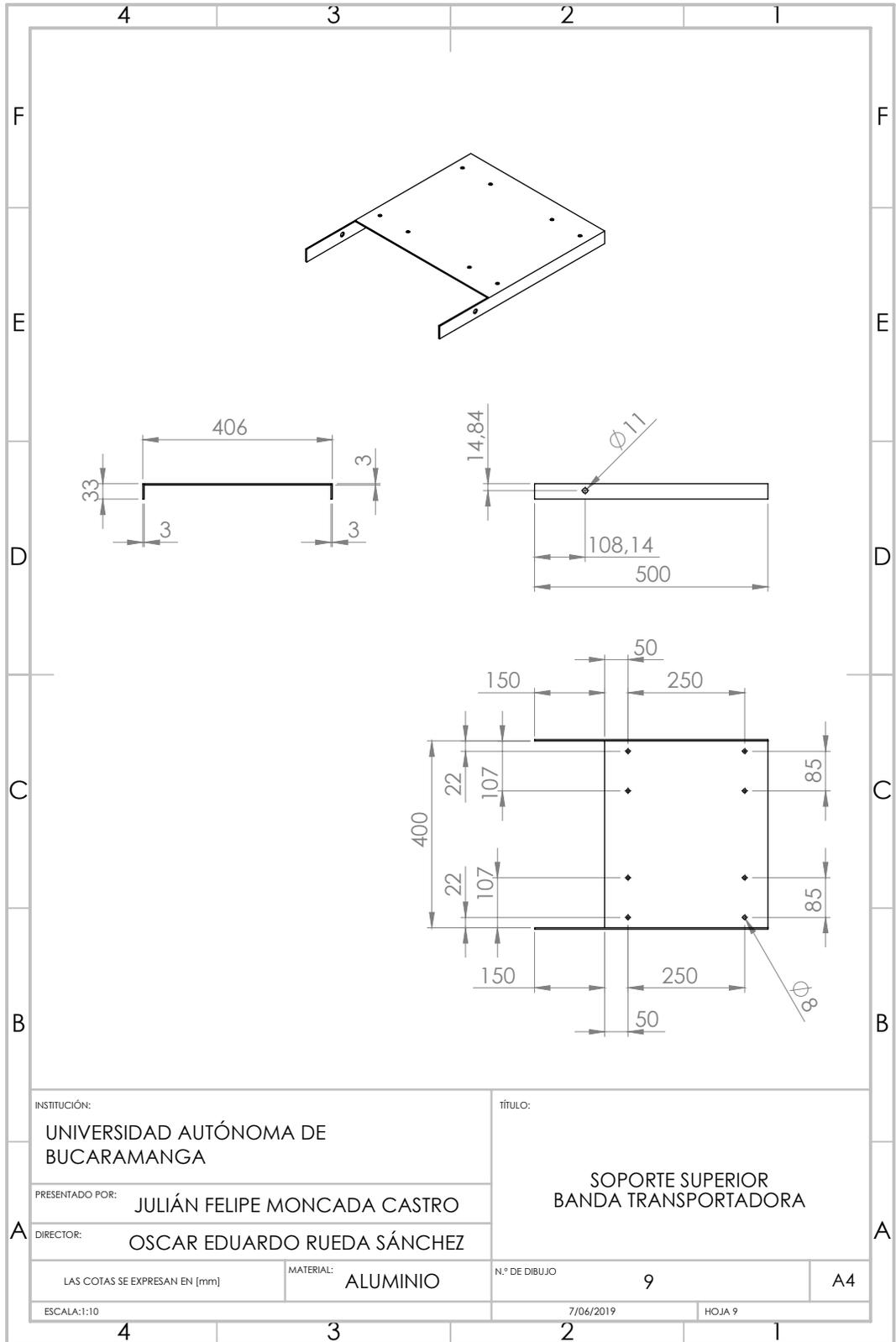
HOJA 4

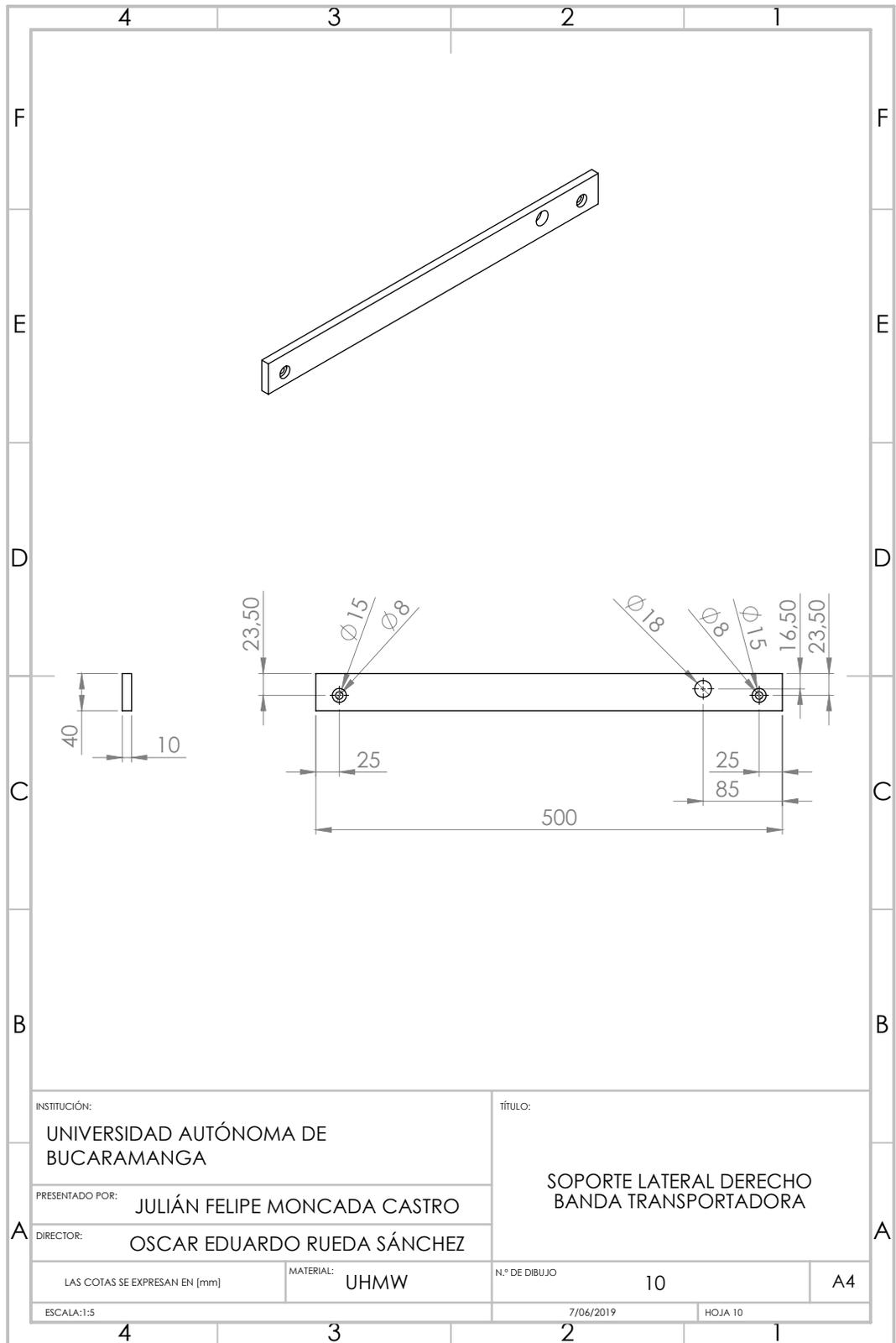












INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

ESCALA:1:5

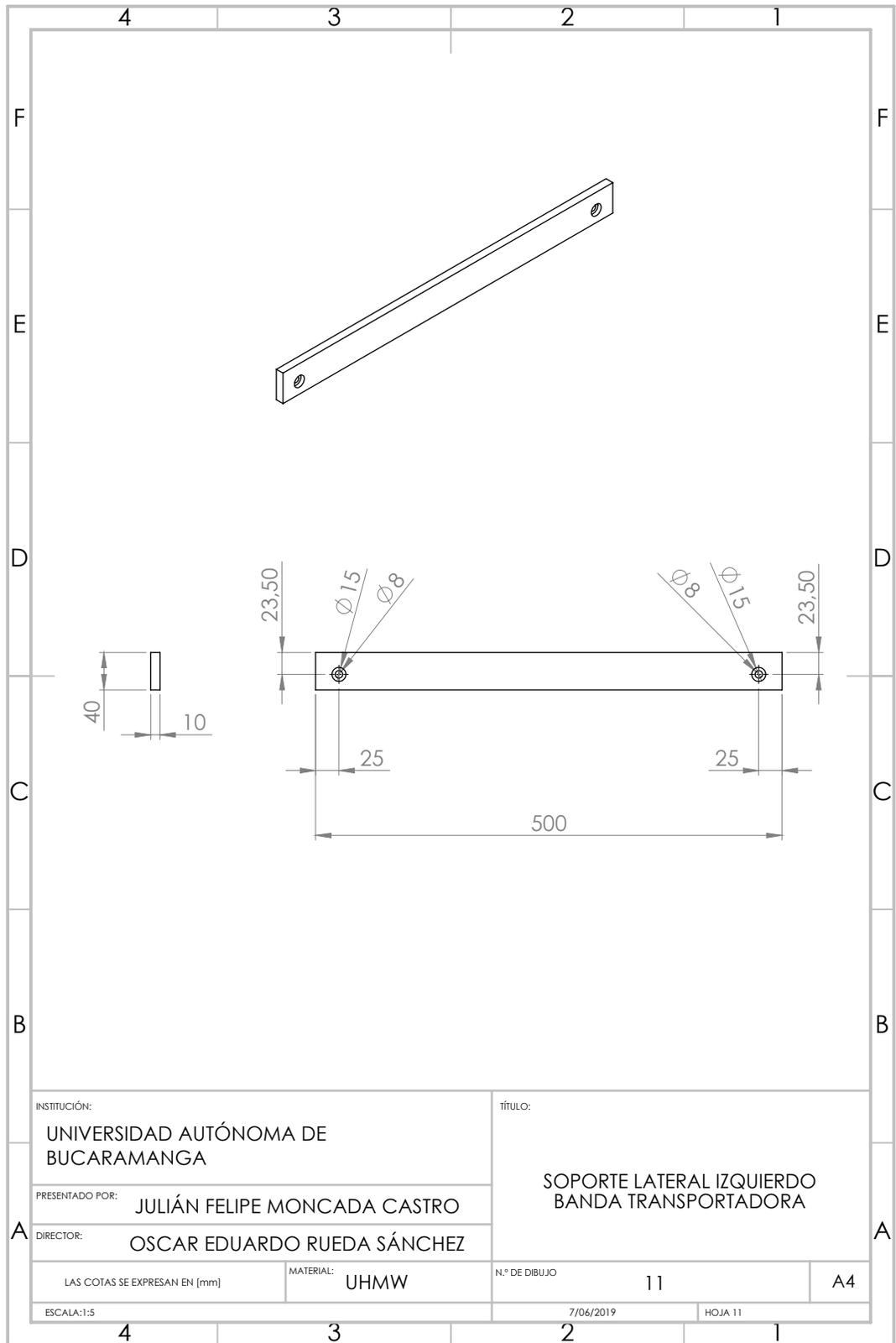
tÍTULO:
SOPORTE LATERAL DERECHO BANDA TRANSPORTADORA

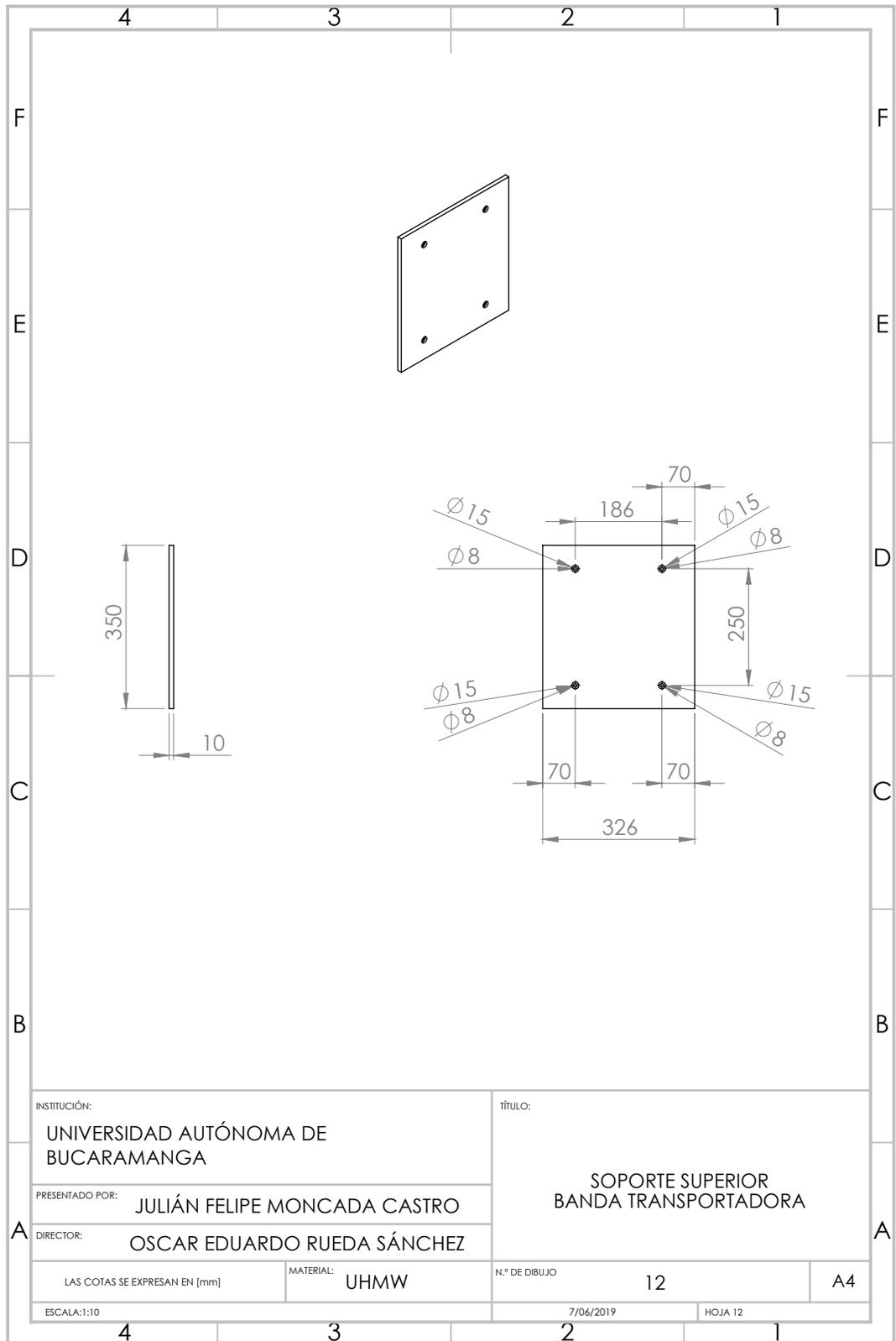
MATERIAL: **UHMW**

N.º DE DIBUJO: **10**

7/06/2019

HOJA 10





INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

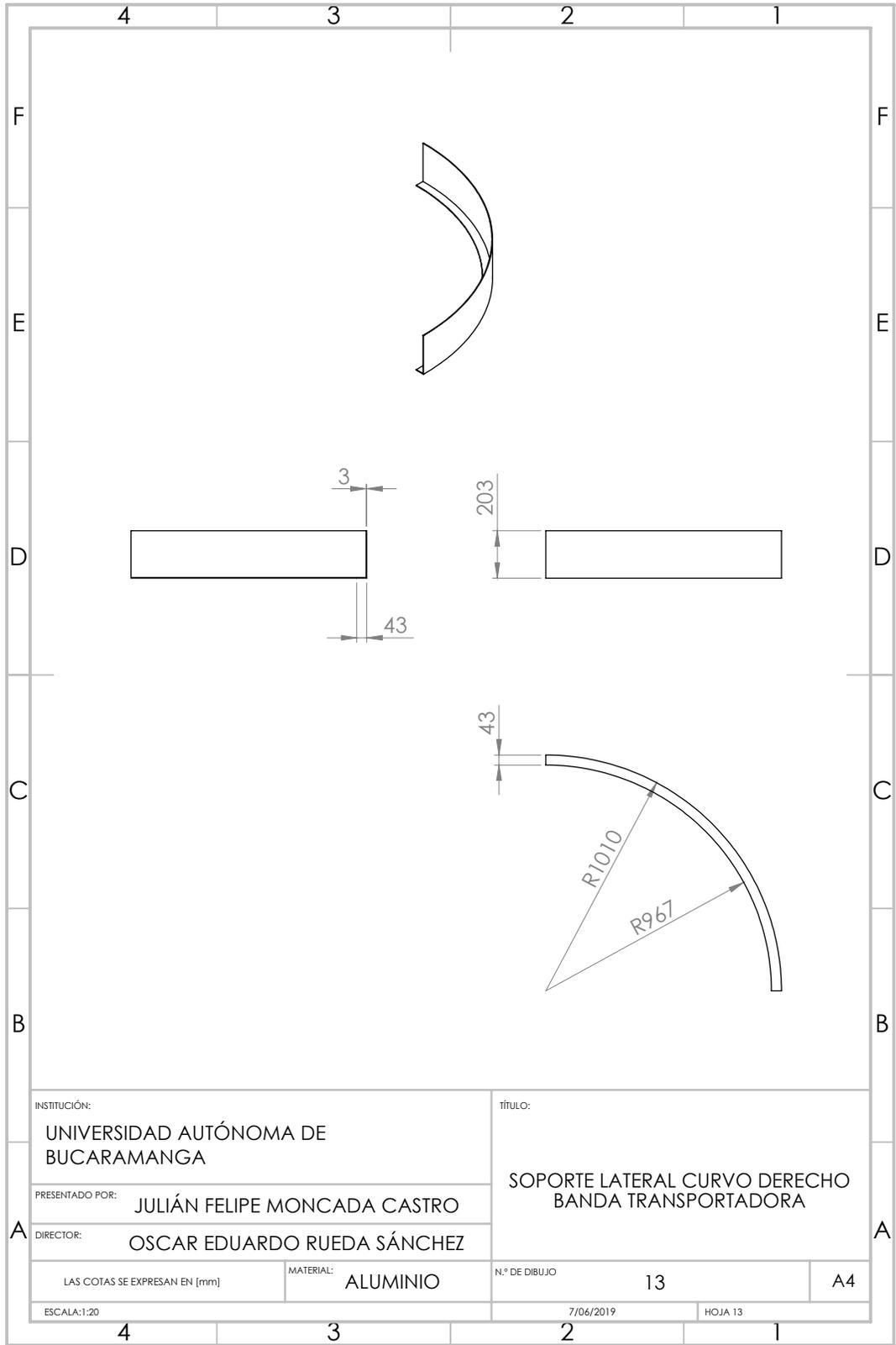
PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

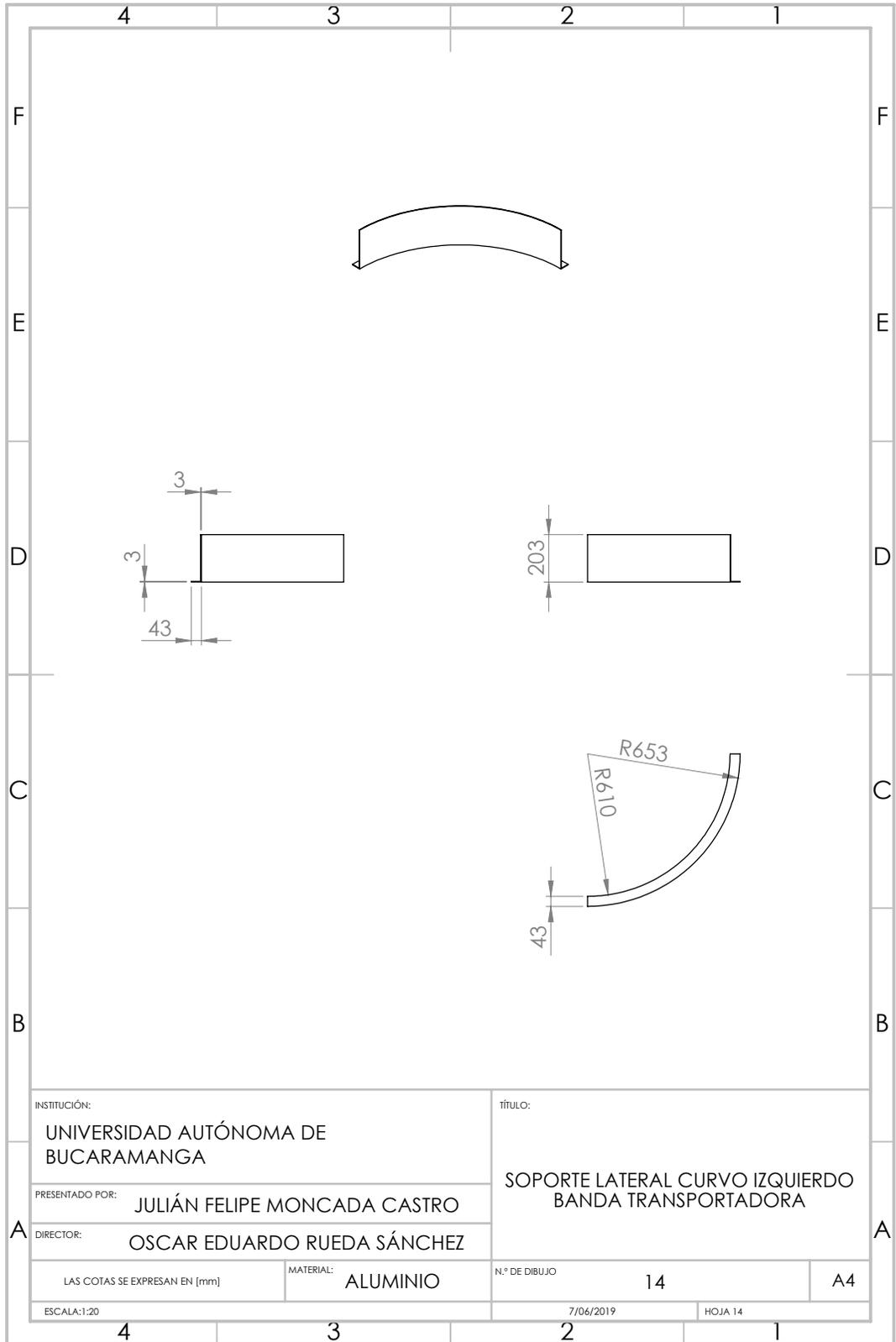
DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

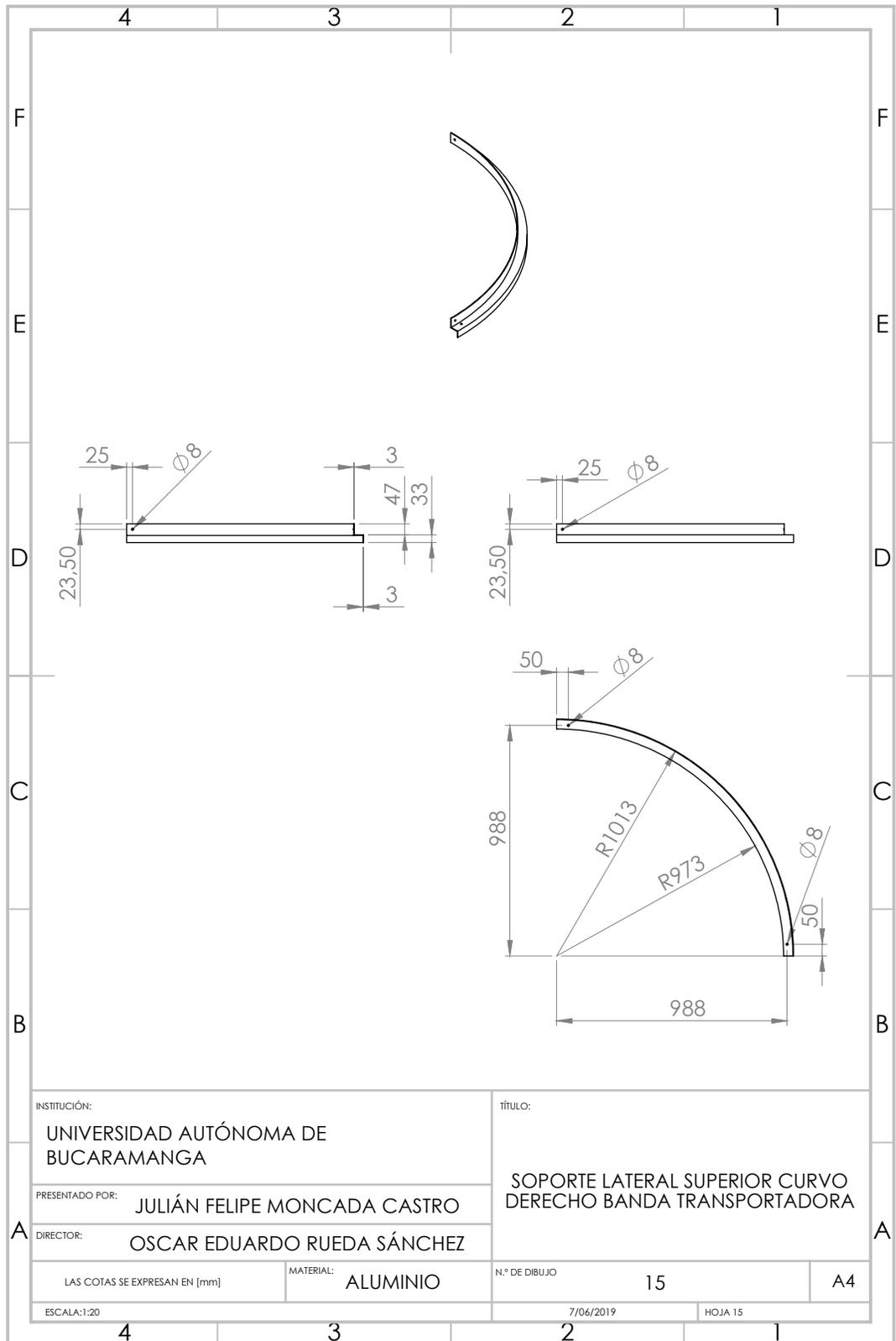
tÍTULO:
SOPORTE SUPERIOR BANDA TRANSPORTADORA

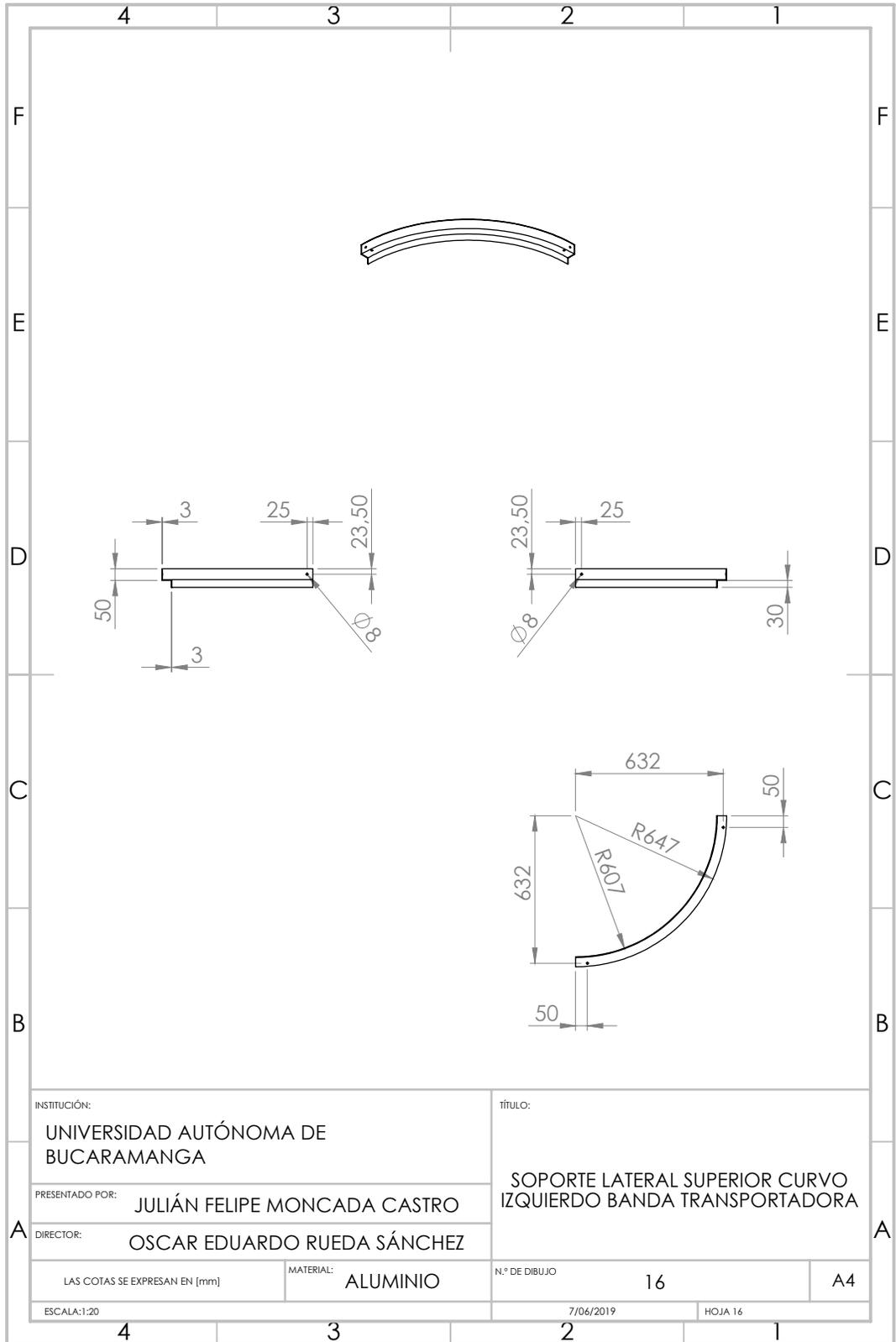
LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm] MATERIAL: **UHMW** N.º DE DIBUJO: **12** **A4**

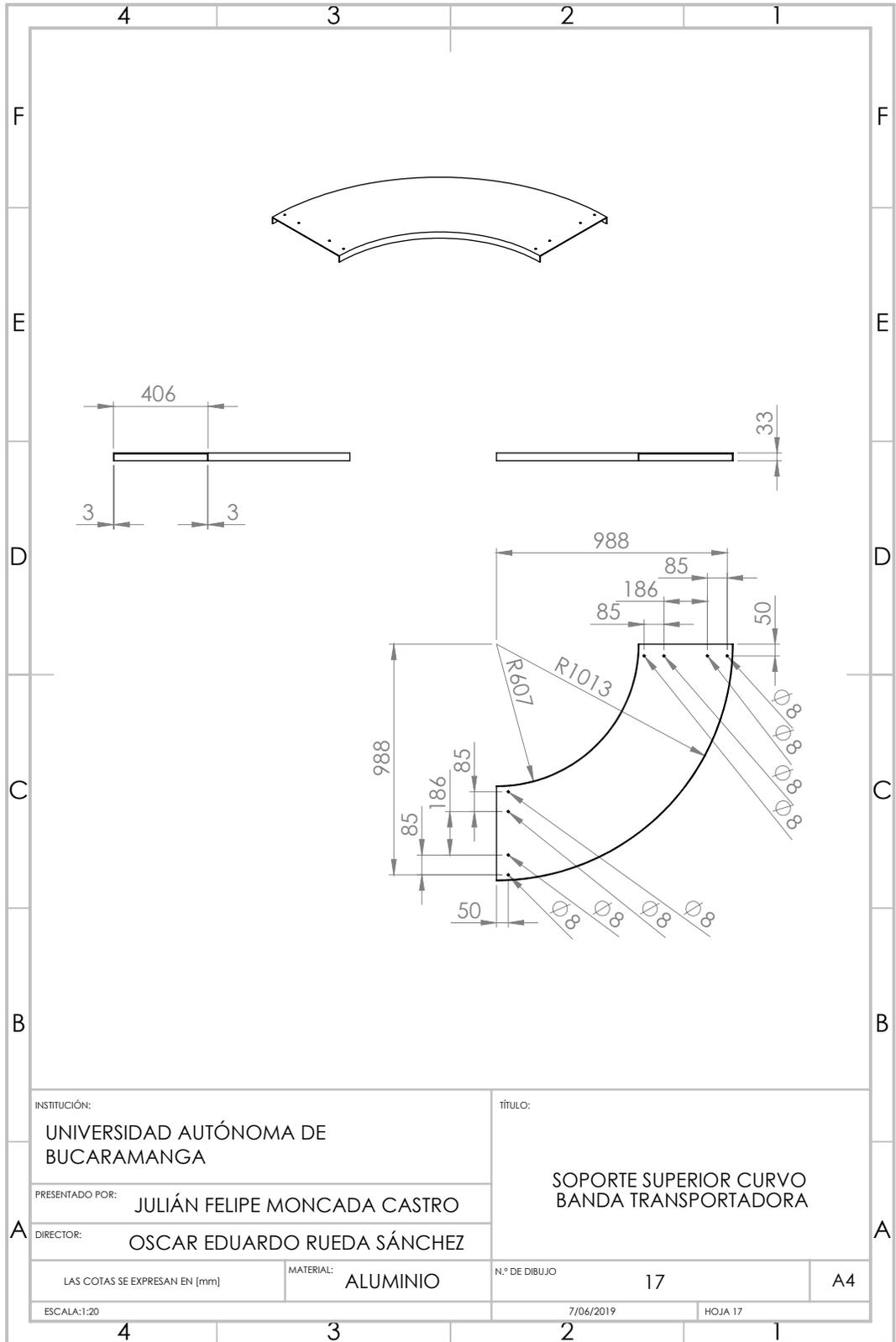
ESCALA:1:10 7/06/2019 HOJA 12











INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

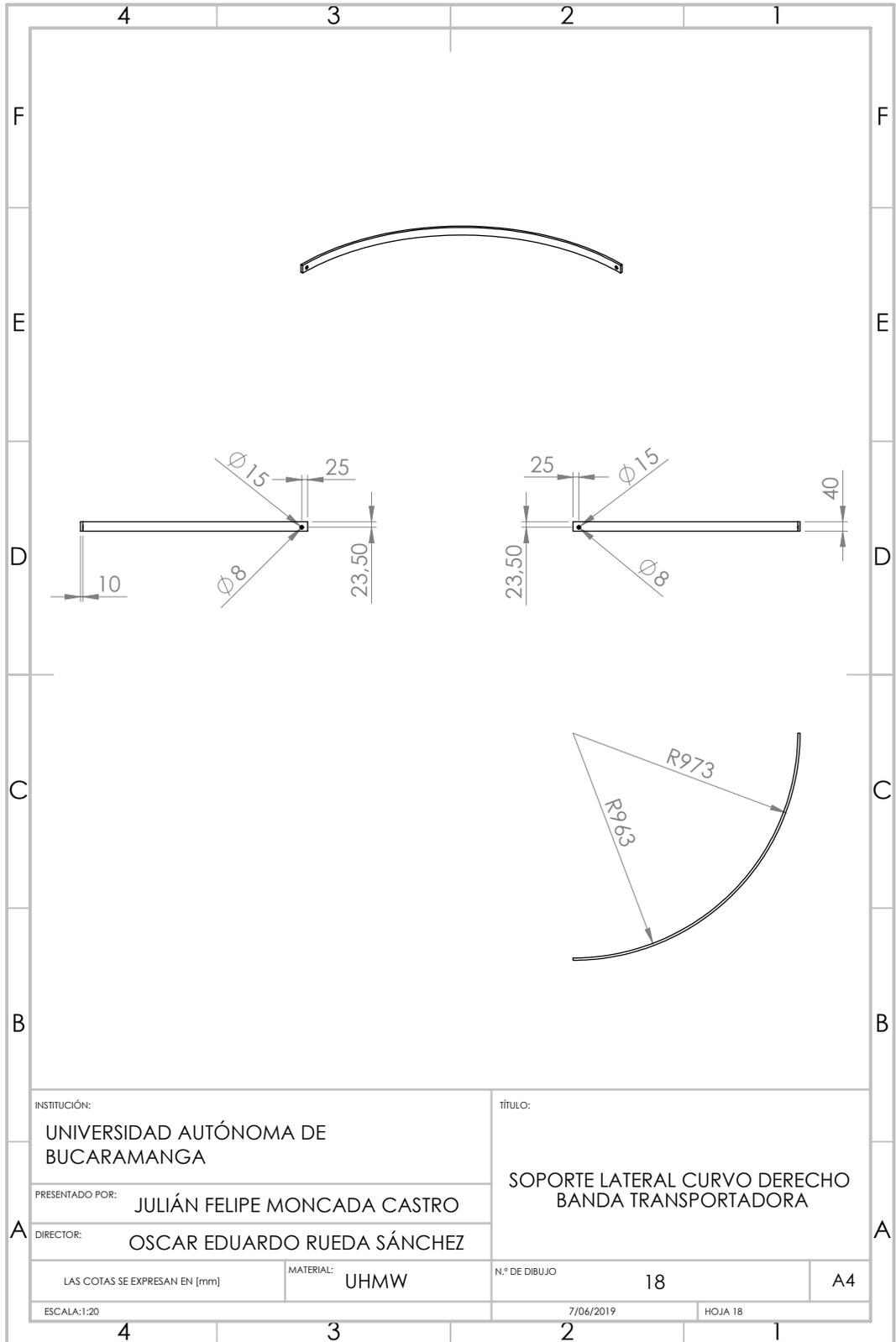
PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

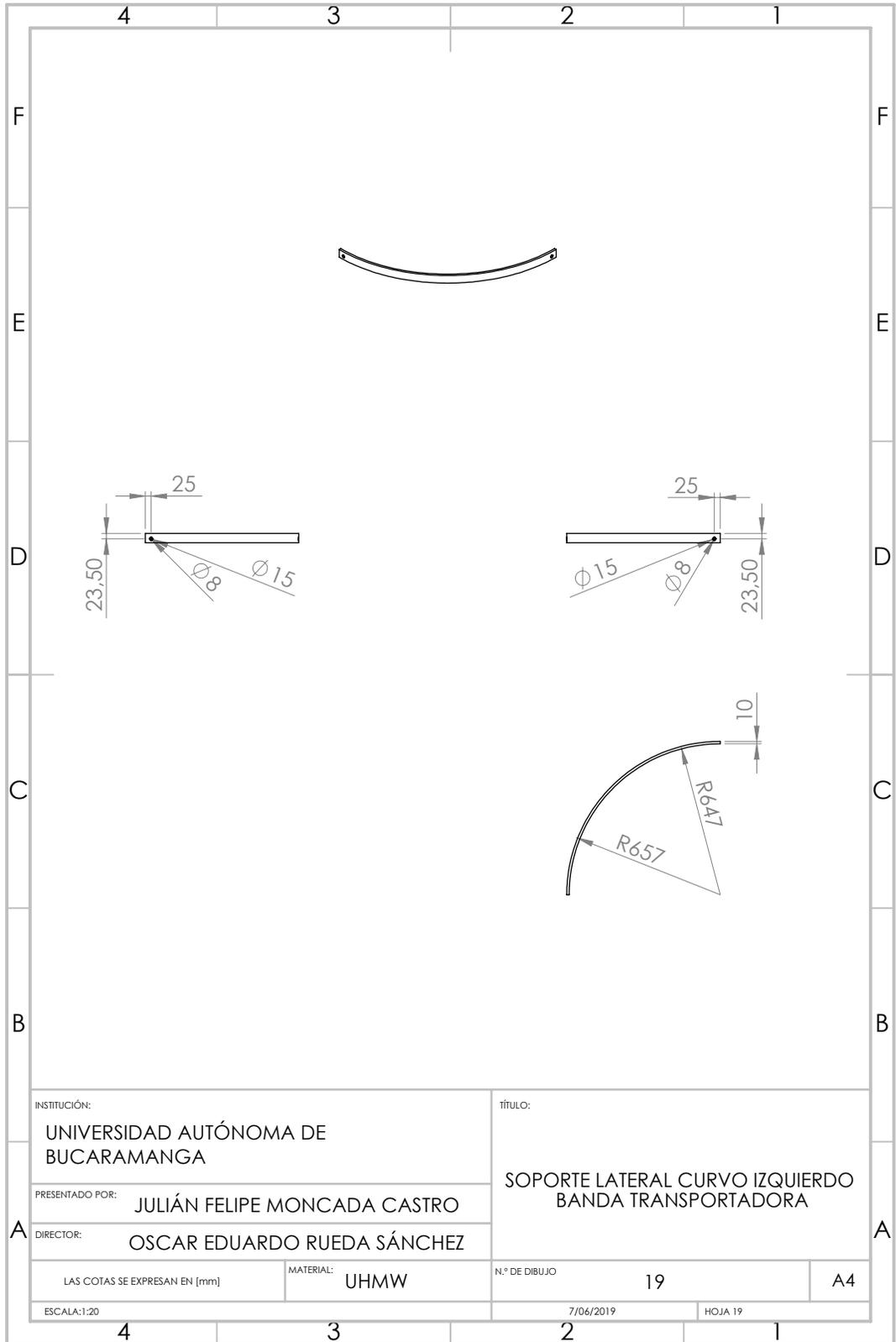
DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

tÍTULO:
**SOPORTE SUPERIOR CURVO
 BANDA TRANSPORTADORA**

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm] MATERIAL: **ALUMINIO** N.º DE DIBUJO **17** A4

ESCALA:1:20 7/06/2019 HOJA 17





INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR: JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR: OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

tÍTULO:
SOPORTE LATERAL CURVO IZQUIERDO BANDA TRANSPORTADORA

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: UHMW

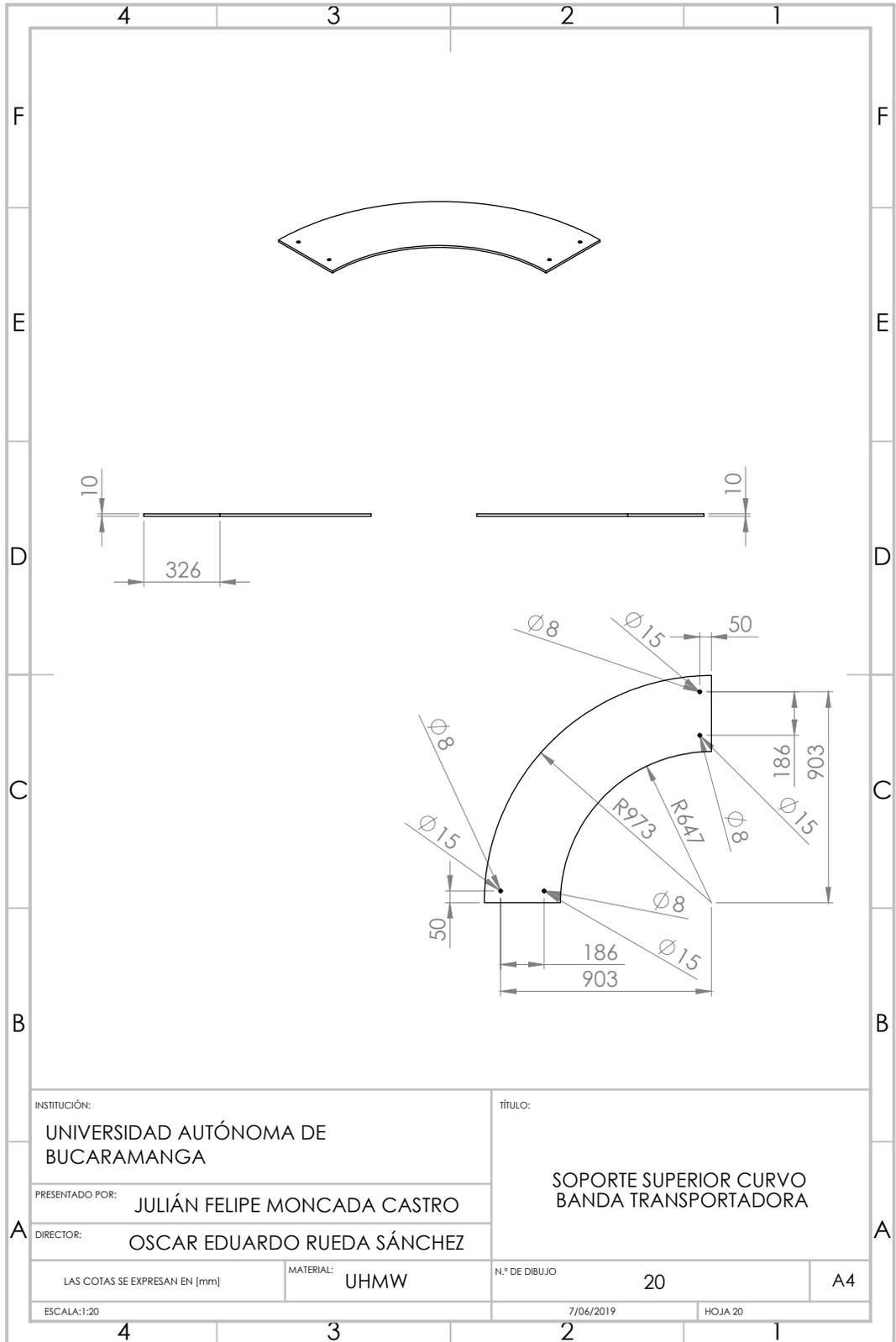
N.º DE DIBUJO 19

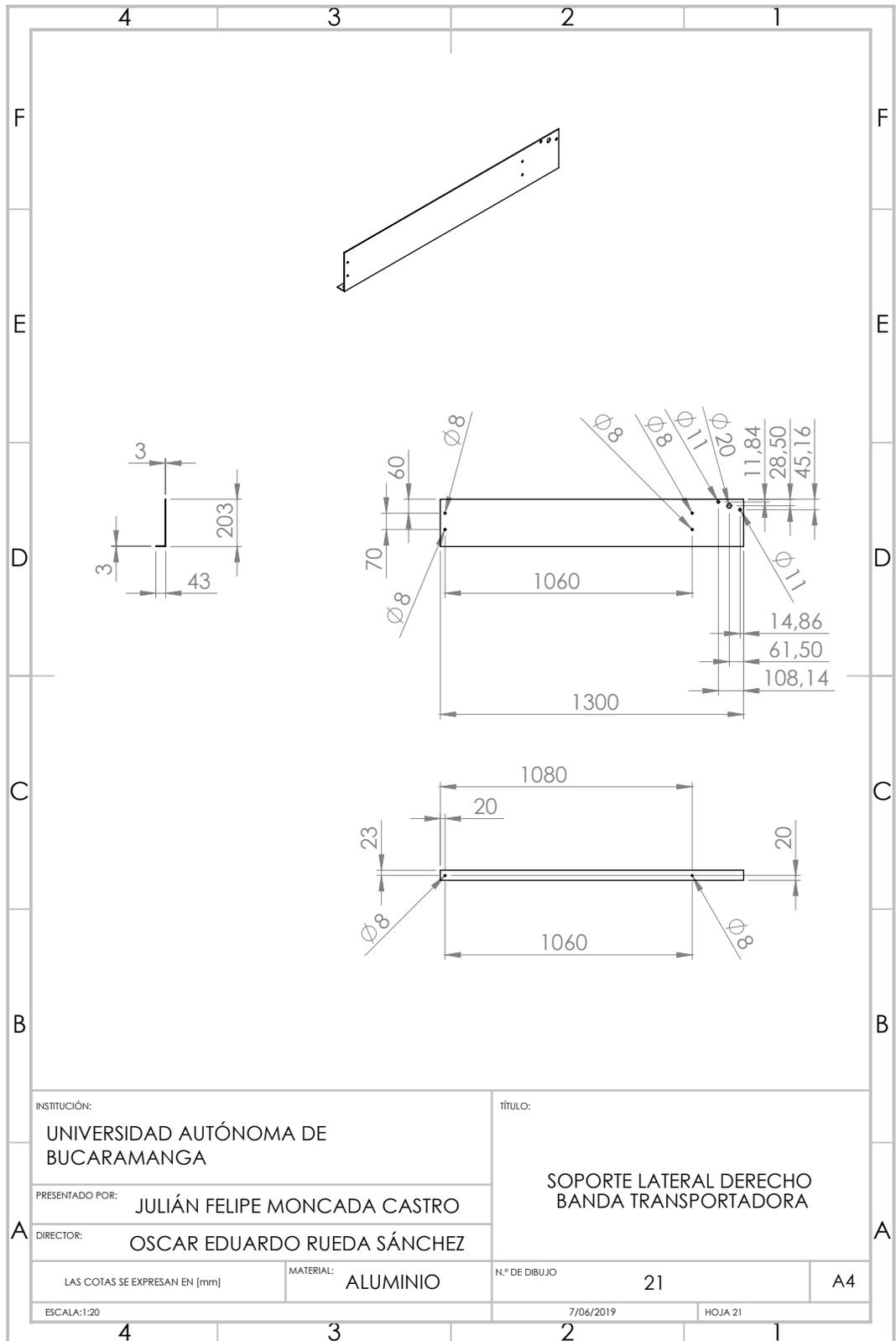
A4

ESCALA:1:20

7/06/2019

HOJA 19





INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: **ALUMINIO**

ESCALA: 1:20

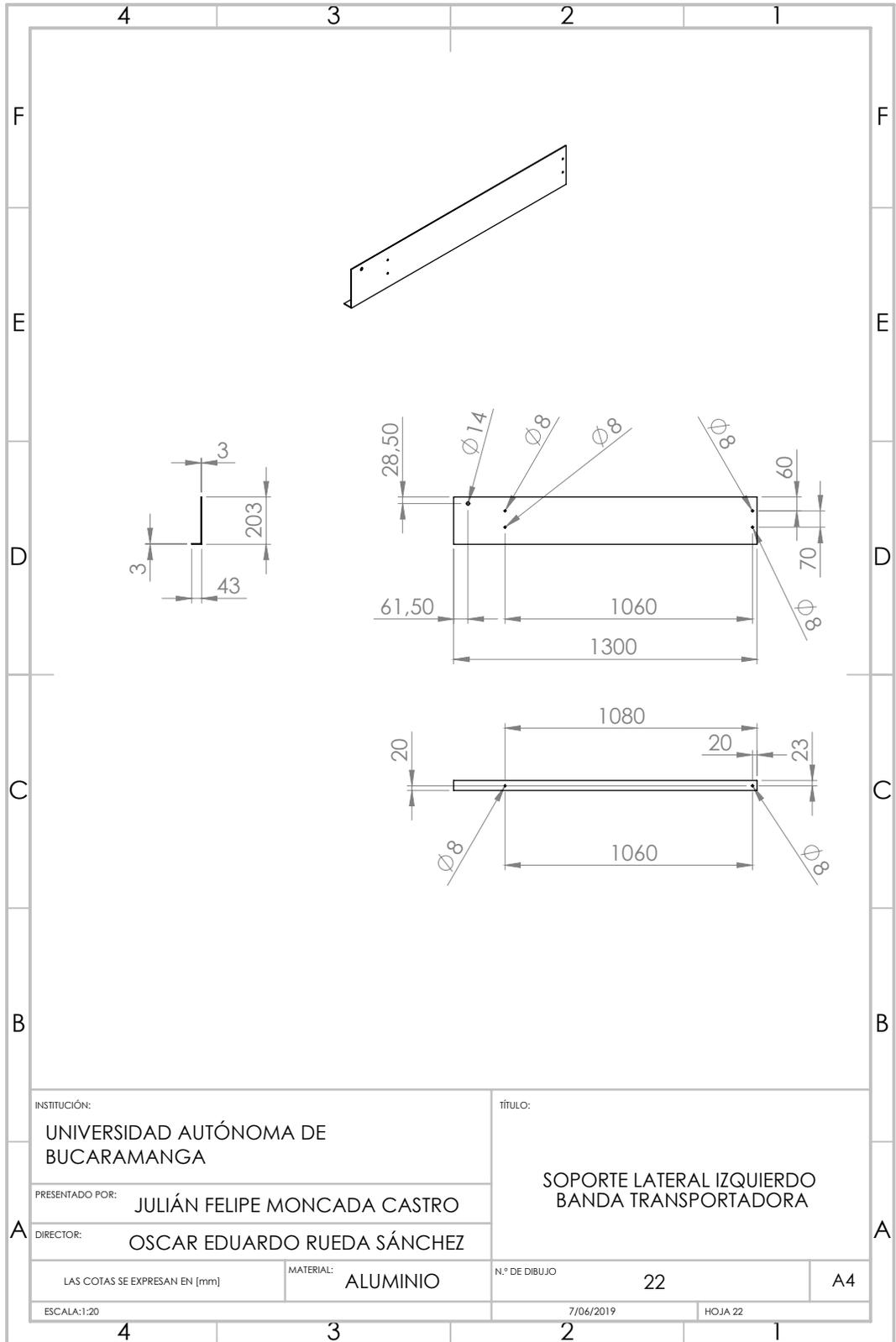
tÍTULO:
**SOPORTE LATERAL DERECHO
 BANDA TRANSPORTADORA**

N.º DE DIBUJO: **21**

7/06/2019

HOJA 21

A4



INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR: JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR: OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

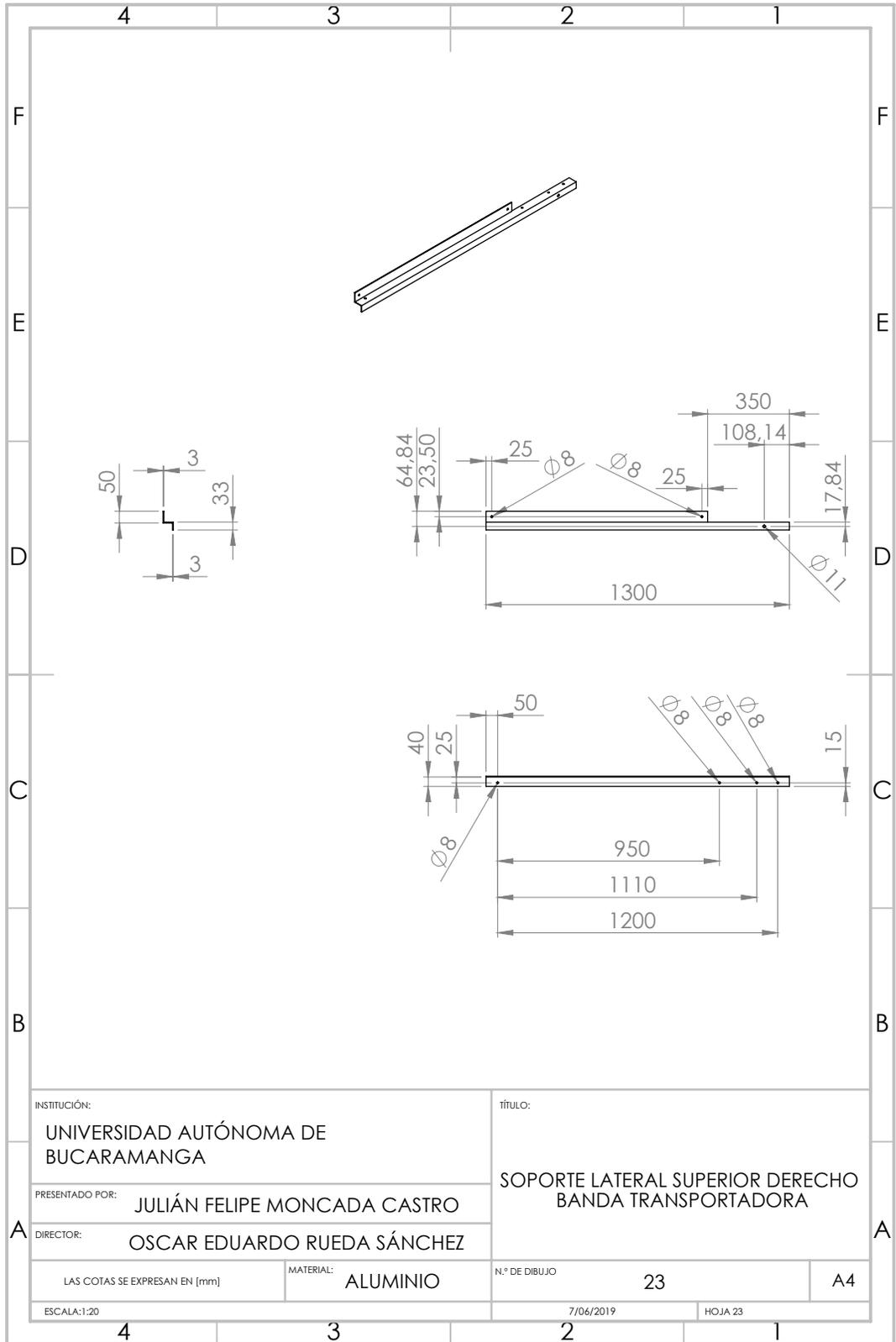
MATERIAL: ALUMINIO

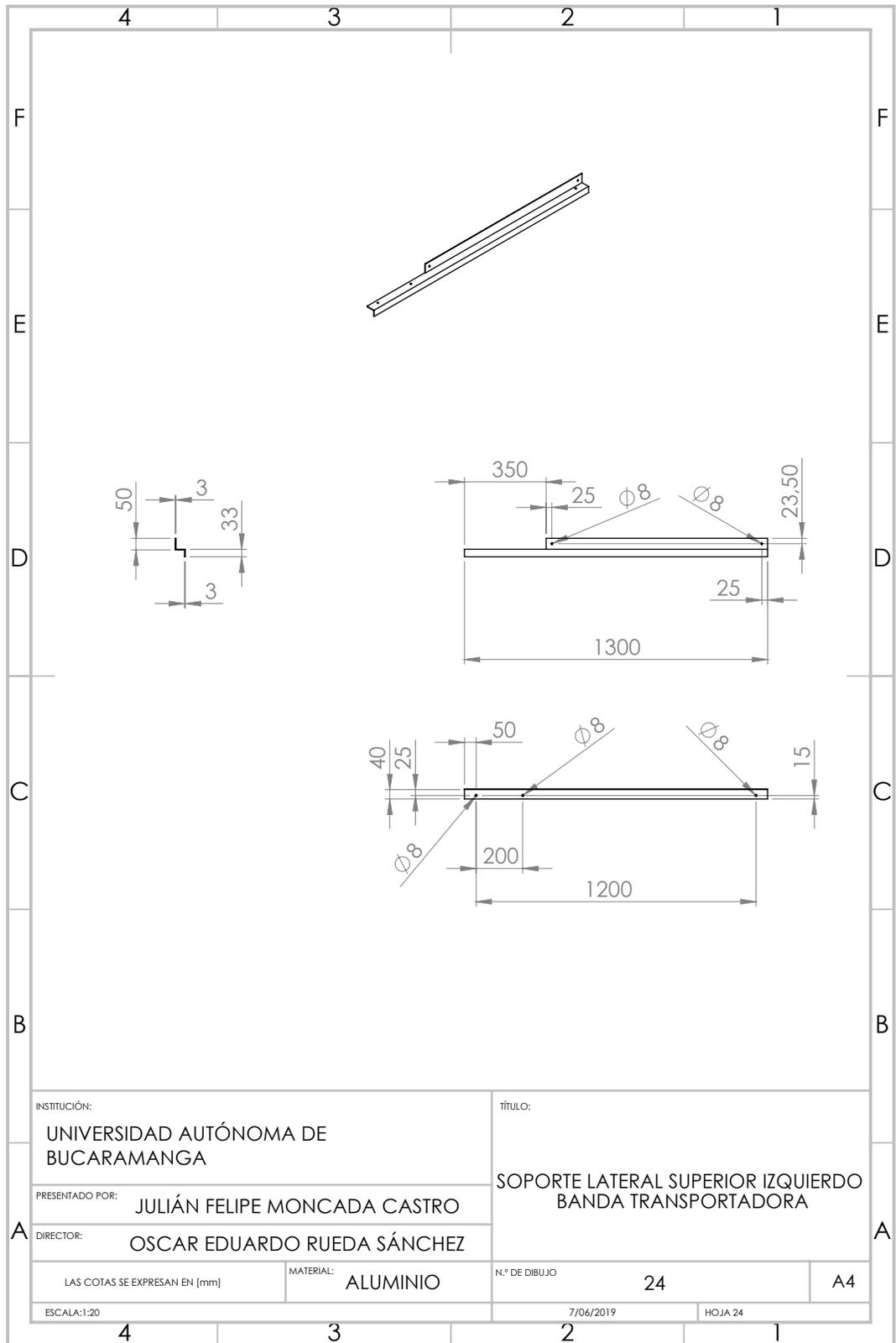
tÍTULO:
SOPORTE LATERAL IZQUIERDO BANDA TRANSPORTADORA

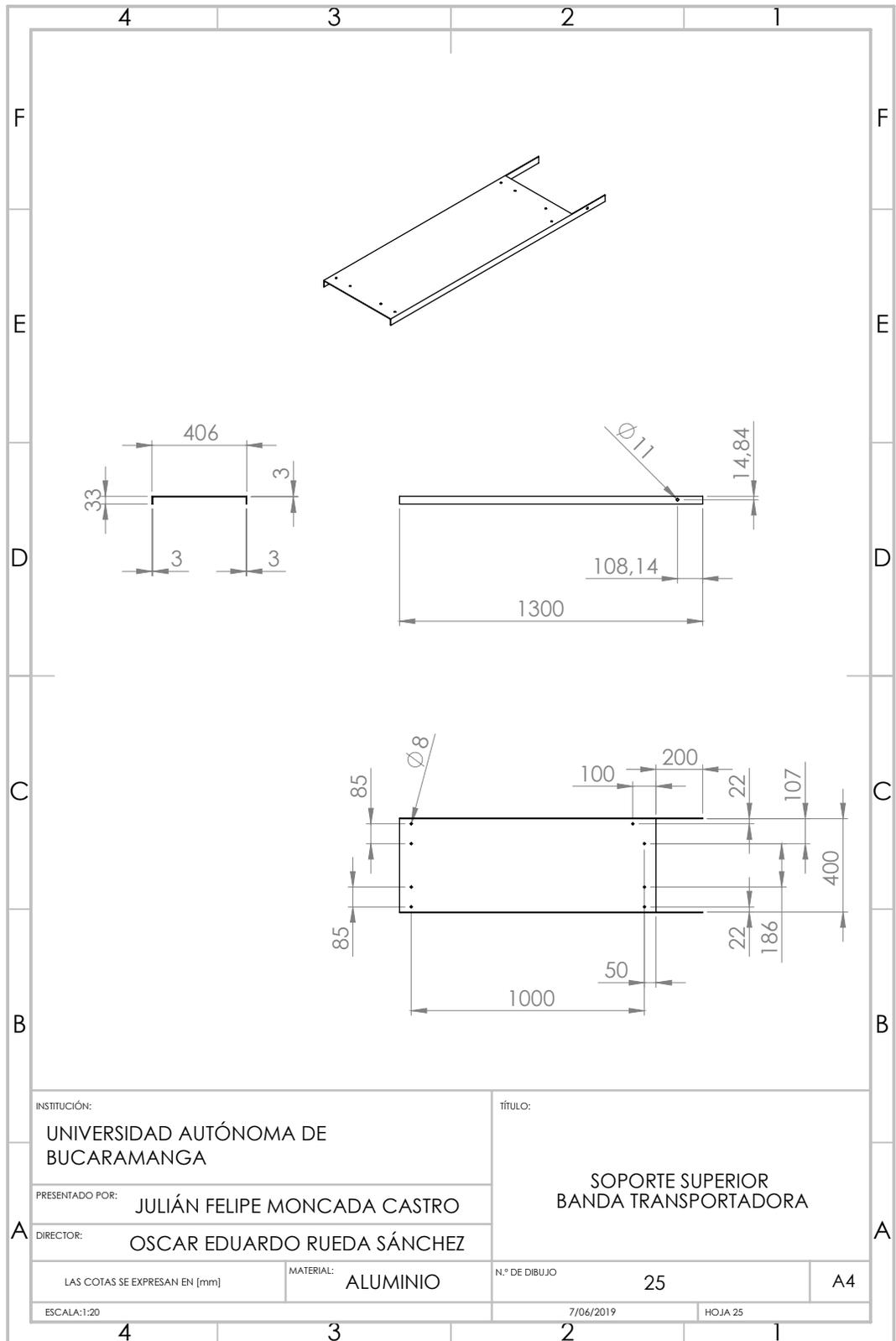
N.º DE DIBUJO: 22

7/06/2019

HOJA 22







INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

ESCALA:1:20

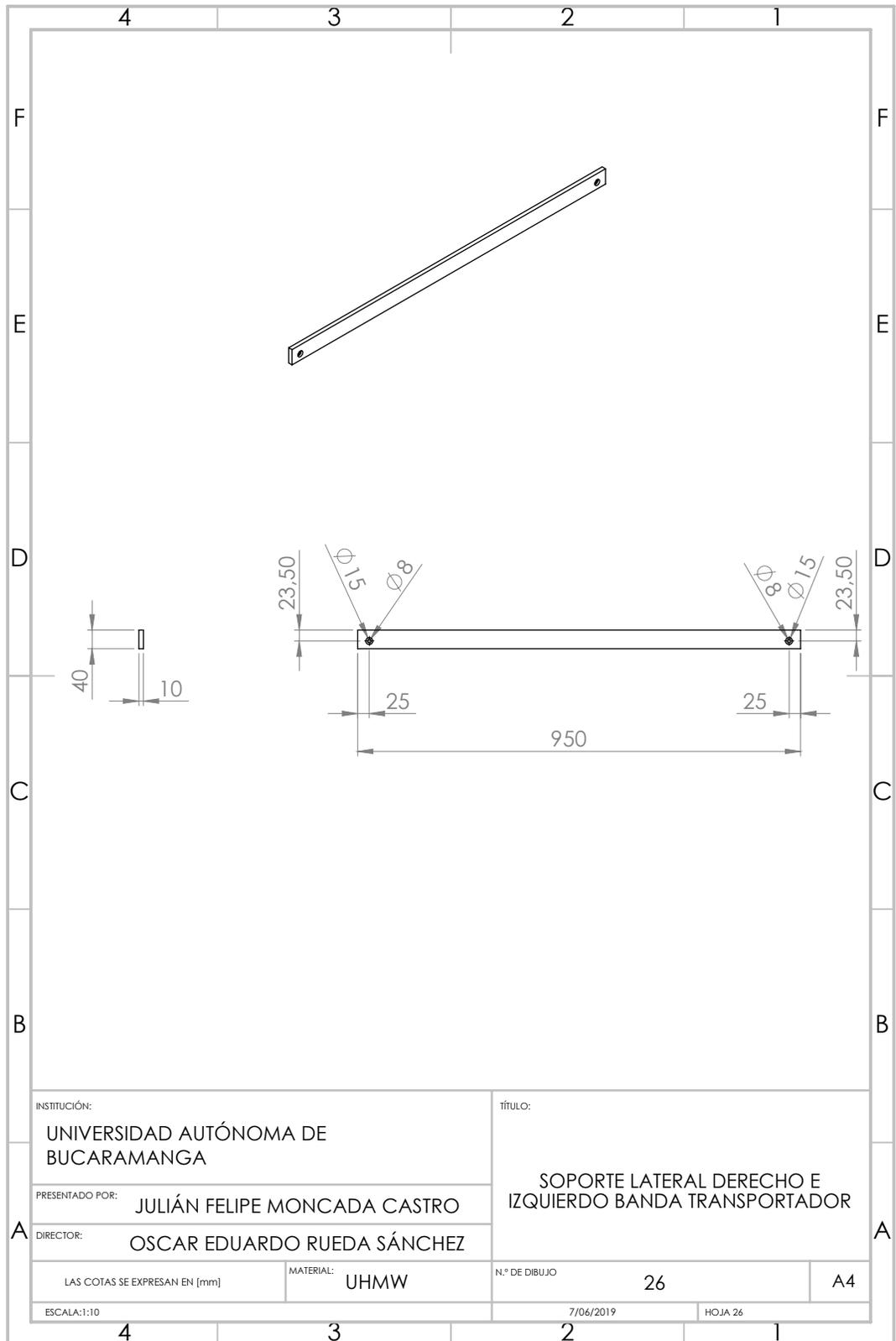
tÍTULO:
SOPORTE SUPERIOR BANDA TRANSPORTADORA

MATERIAL: **ALUMINIO**

N.º DE DIBUJO: **25**

7/06/2019

HOJA 25



INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE
BUCARAMANGA

tÍTULO:
SOPORTE LATERAL DERECHO E
IZQUIERDO BANDA TRANSPORTADOR

PRESENTADO POR: JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR: OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: UHMW

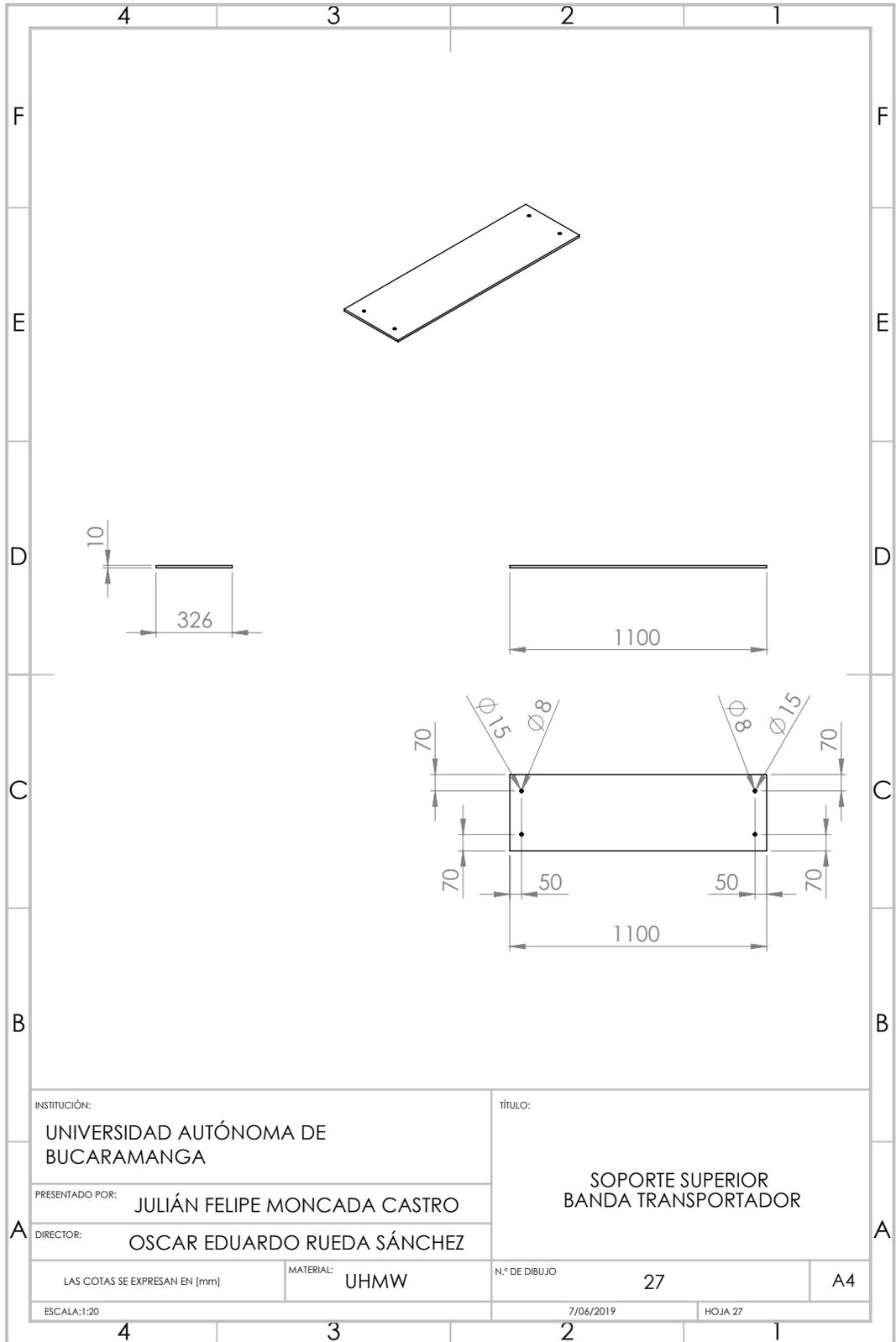
N.º DE DIBUJO 26

A4

ESCALA:1:10

7/06/2019

HOJA 26



INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

tÍTULO:
SOPORTE SUPERIOR BANDA TRANSPORTADOR

PRESENTADO POR: **JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO**

DIRECTOR: **OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ**

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: **UHMW**

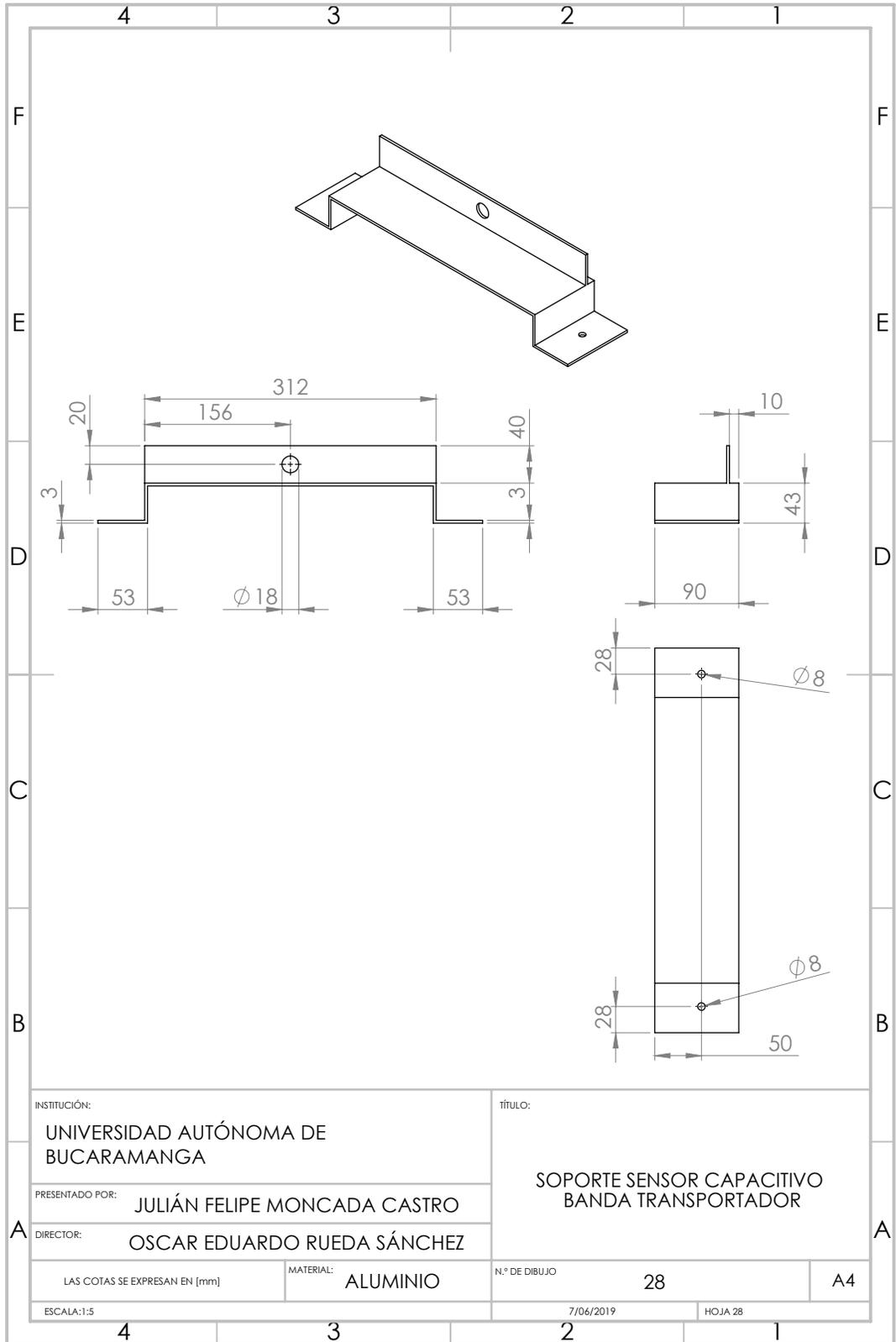
N.º DE DIBUJO **27**

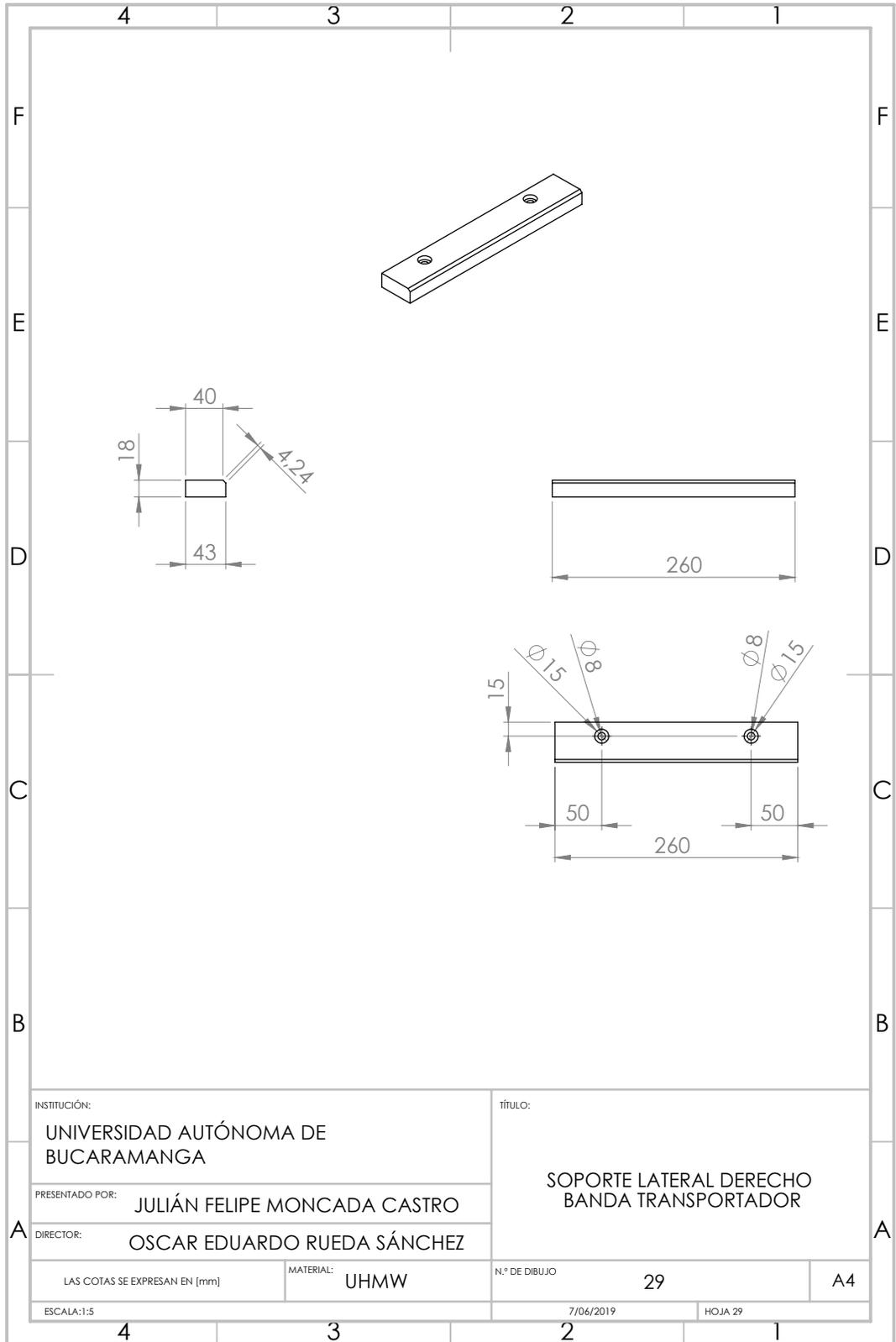
A4

ESCALA:1:20

7/06/2019

HOJA 27





INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR: **JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO**

DIRECTOR: **OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ**

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: **UHMW**

ESCALA: 1:5

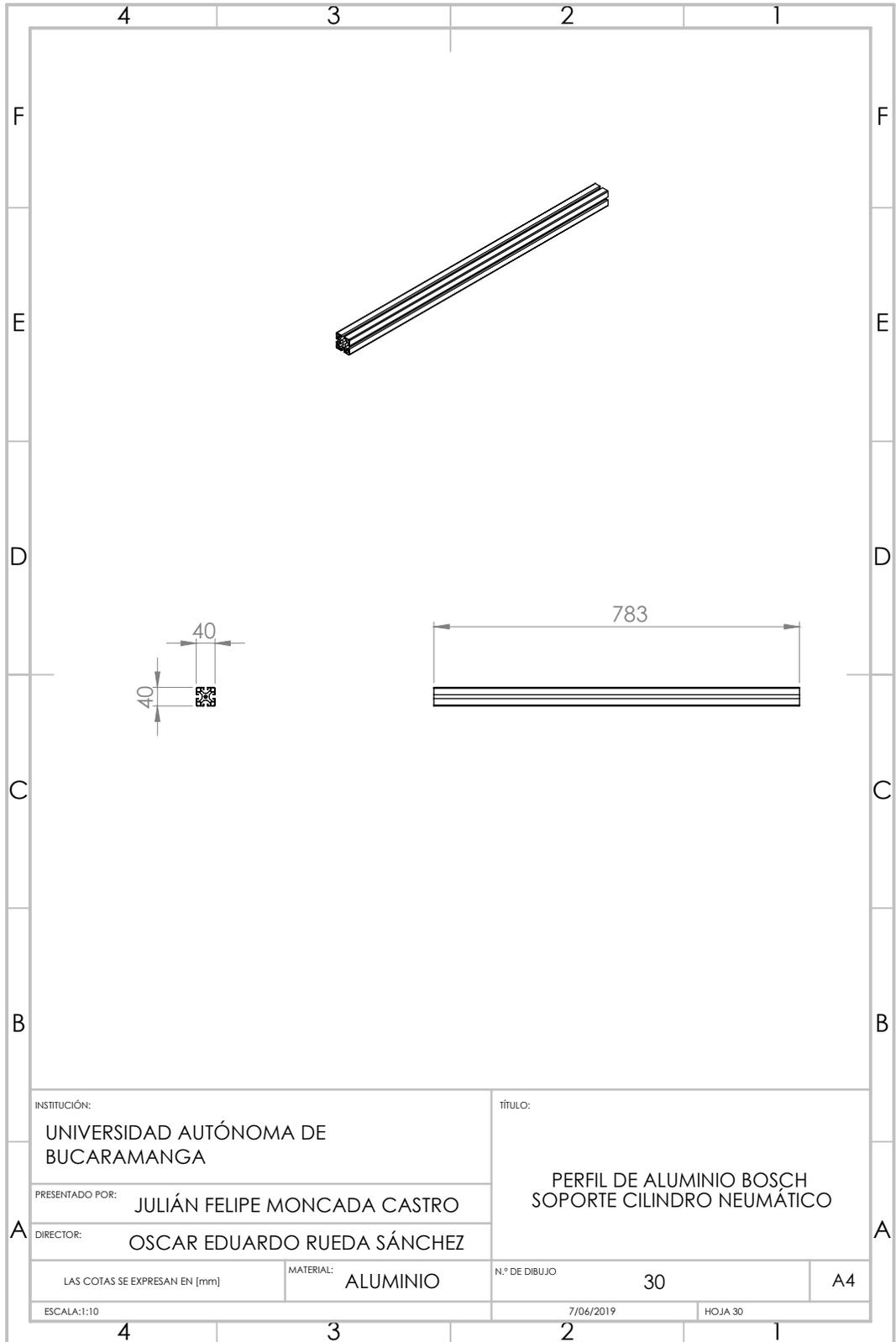
título:
SOPORTE LATERAL DERECHO BANDA TRANSPORTADOR

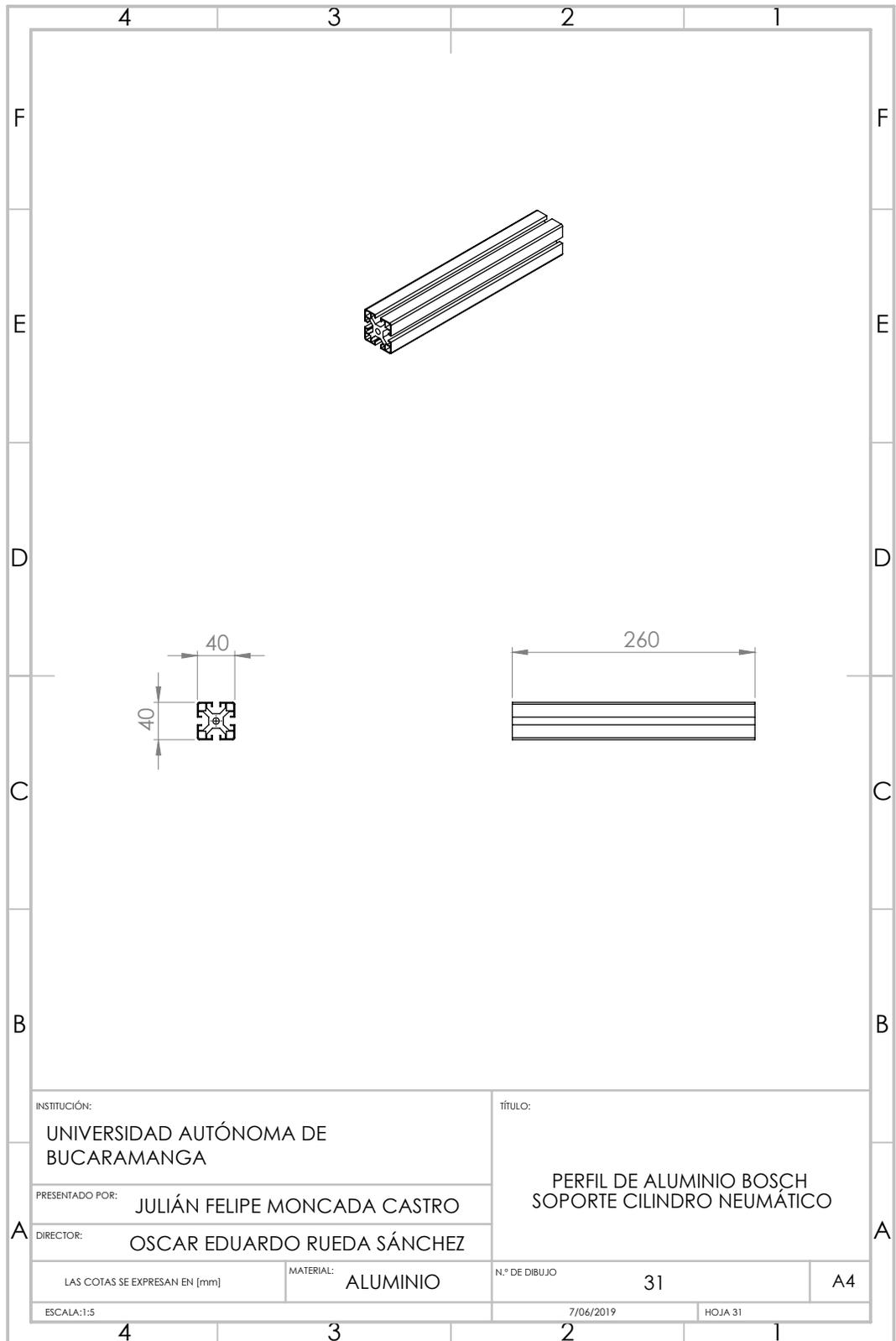
N.º DE DIBUJO **29**

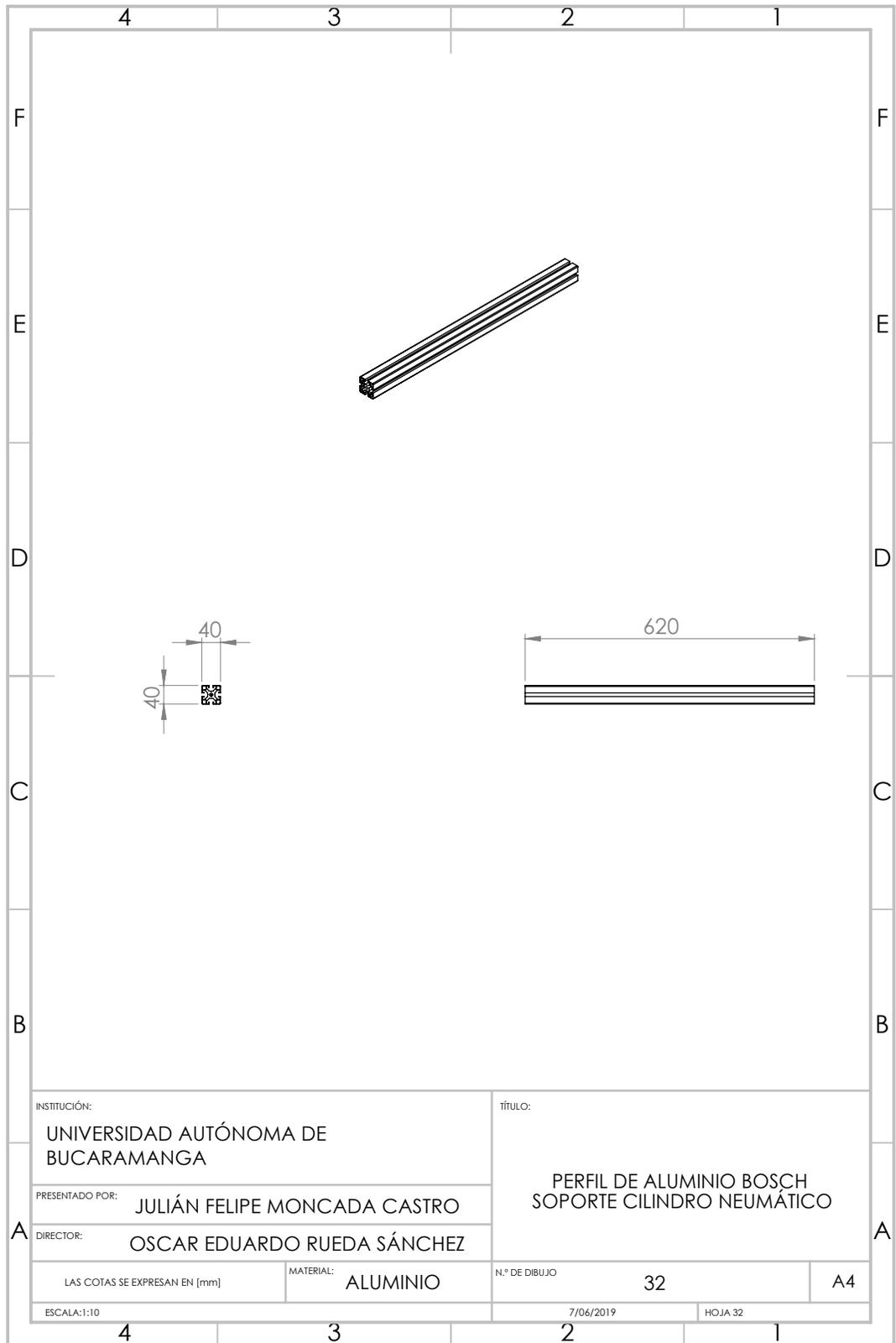
7/06/2019

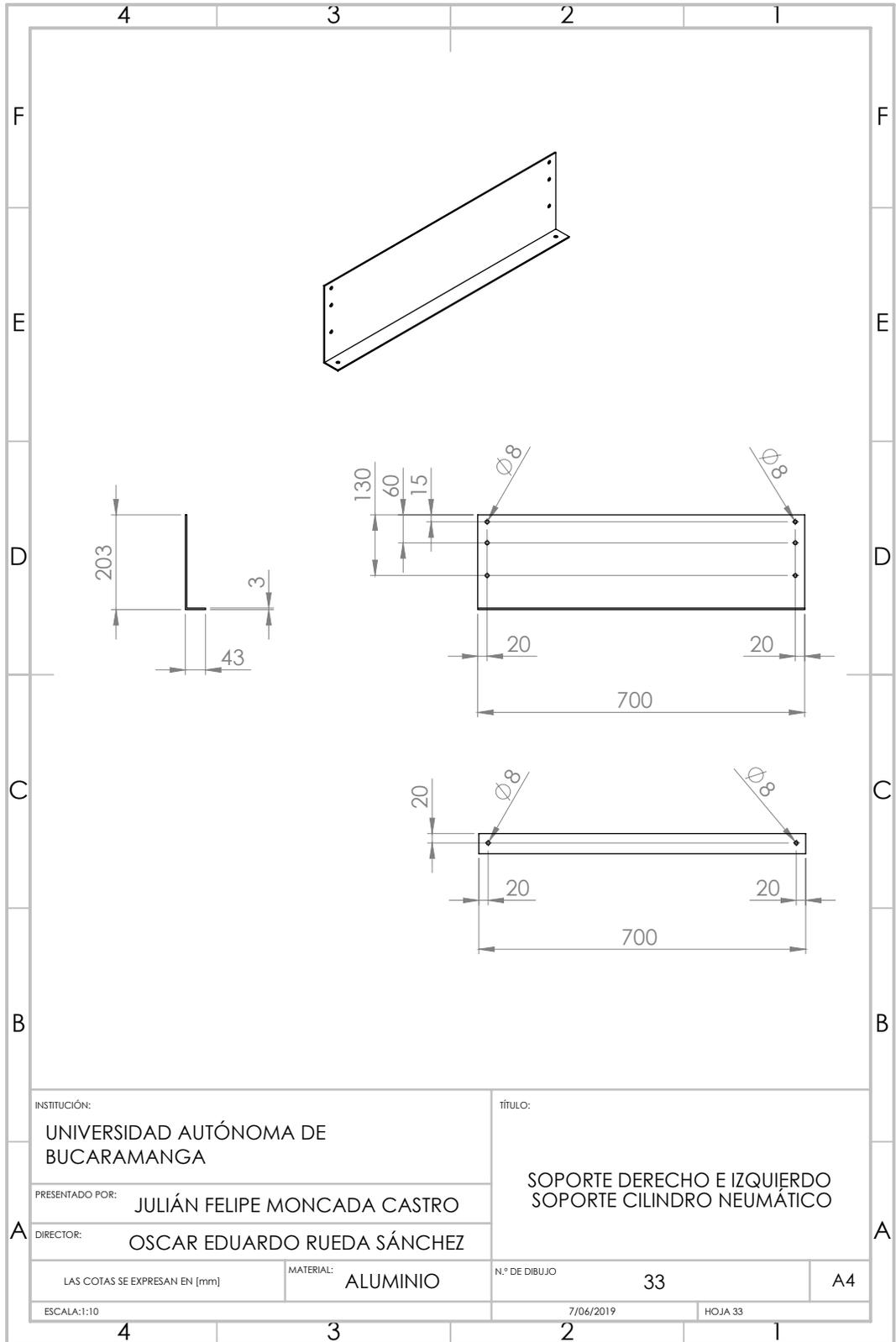
HOJA 29

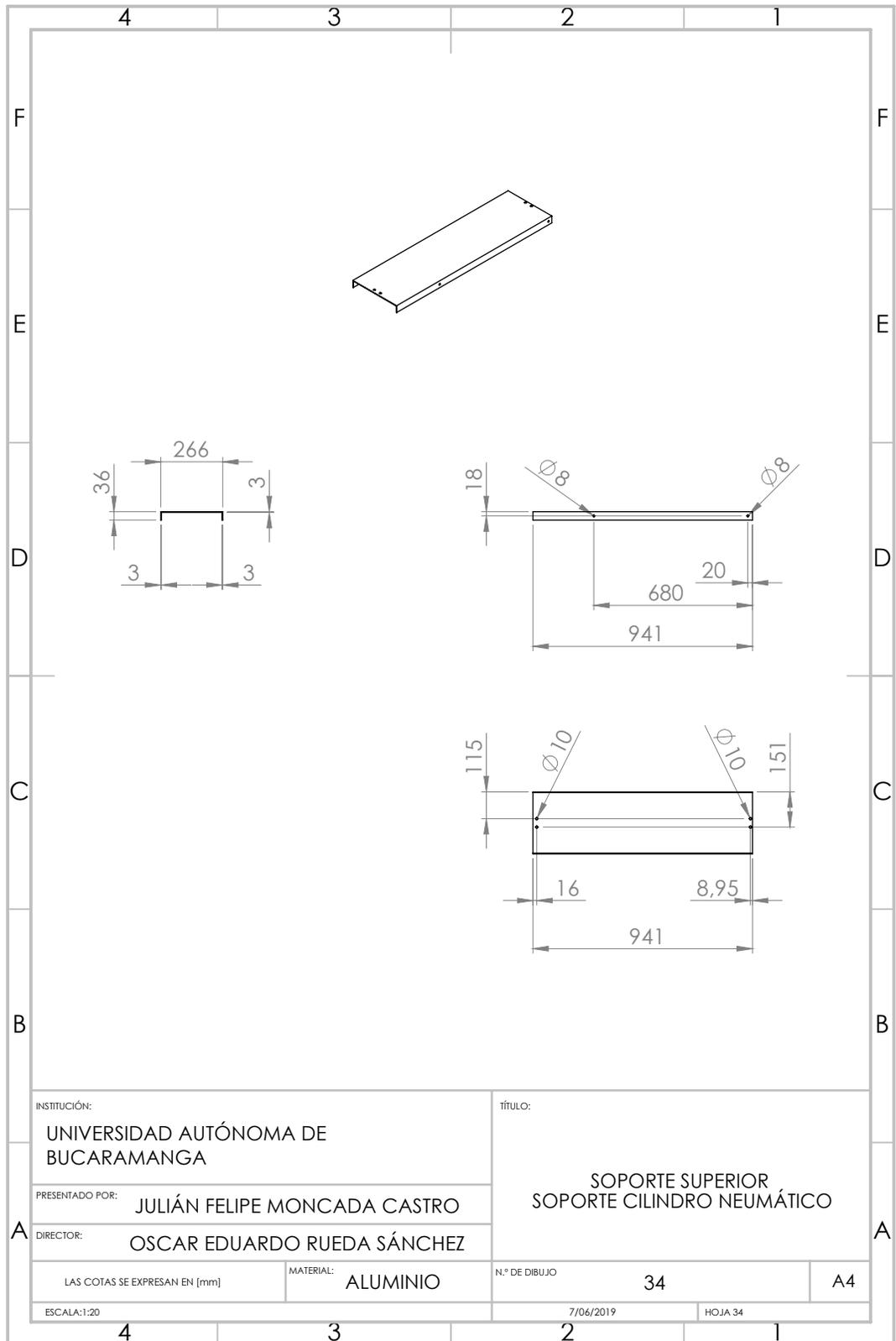
A4











INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE
BUCARAMANGA

PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

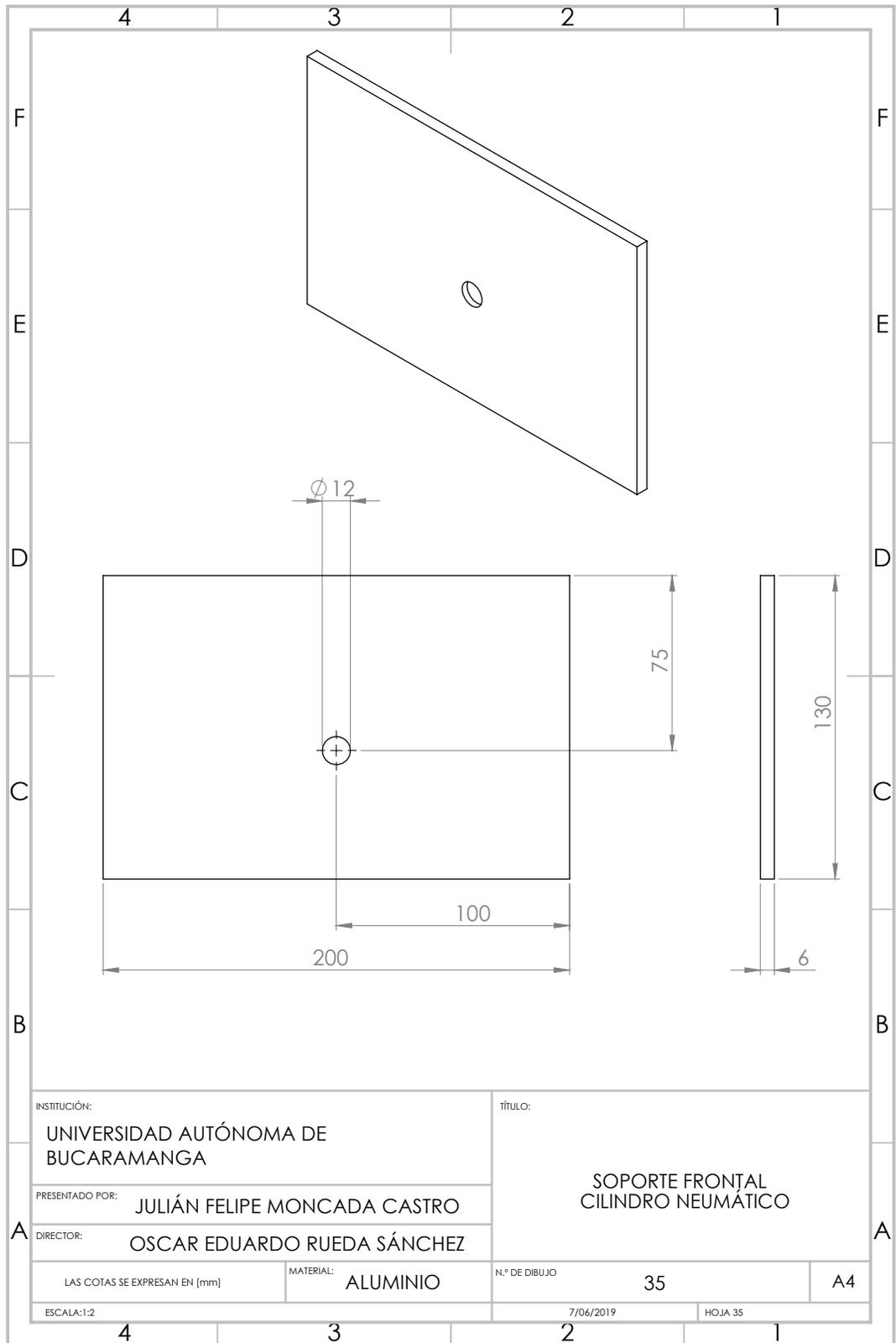
ESCALA:1:20

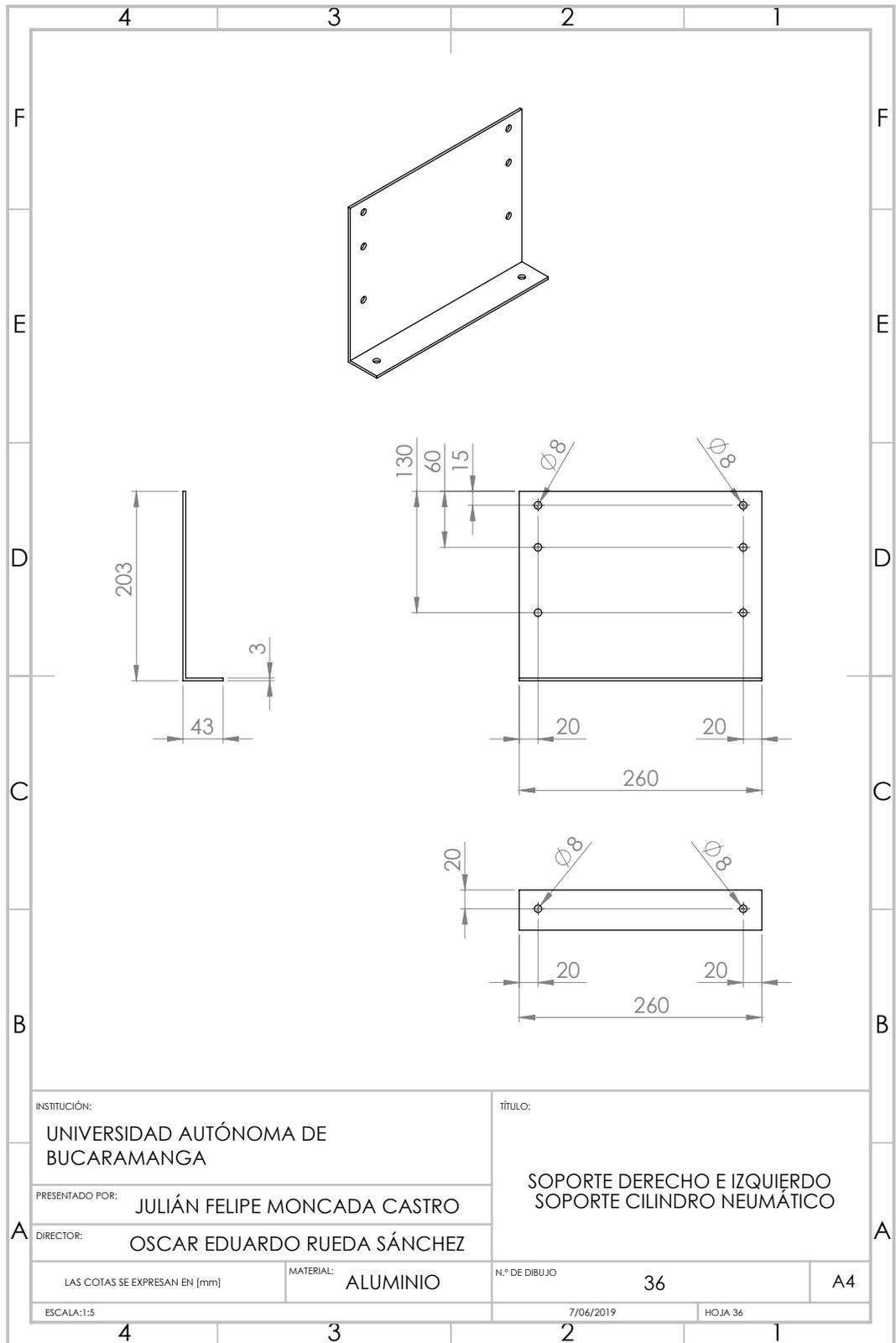
tÍTULO:
SOPORTE SUPERIOR
SOPORTE CILINDRO NEUMÁTICO

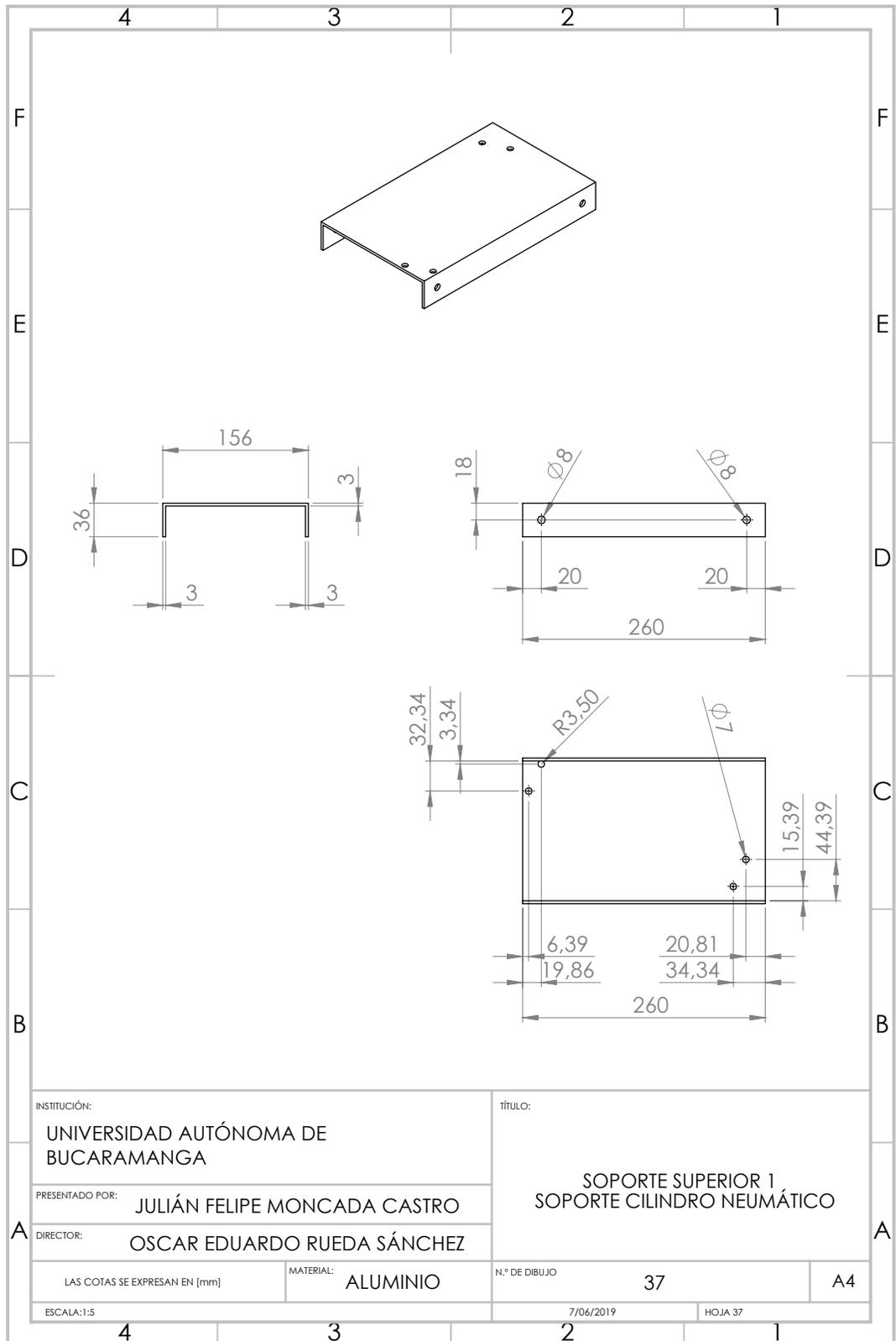
N.º DE DIBUJO
34

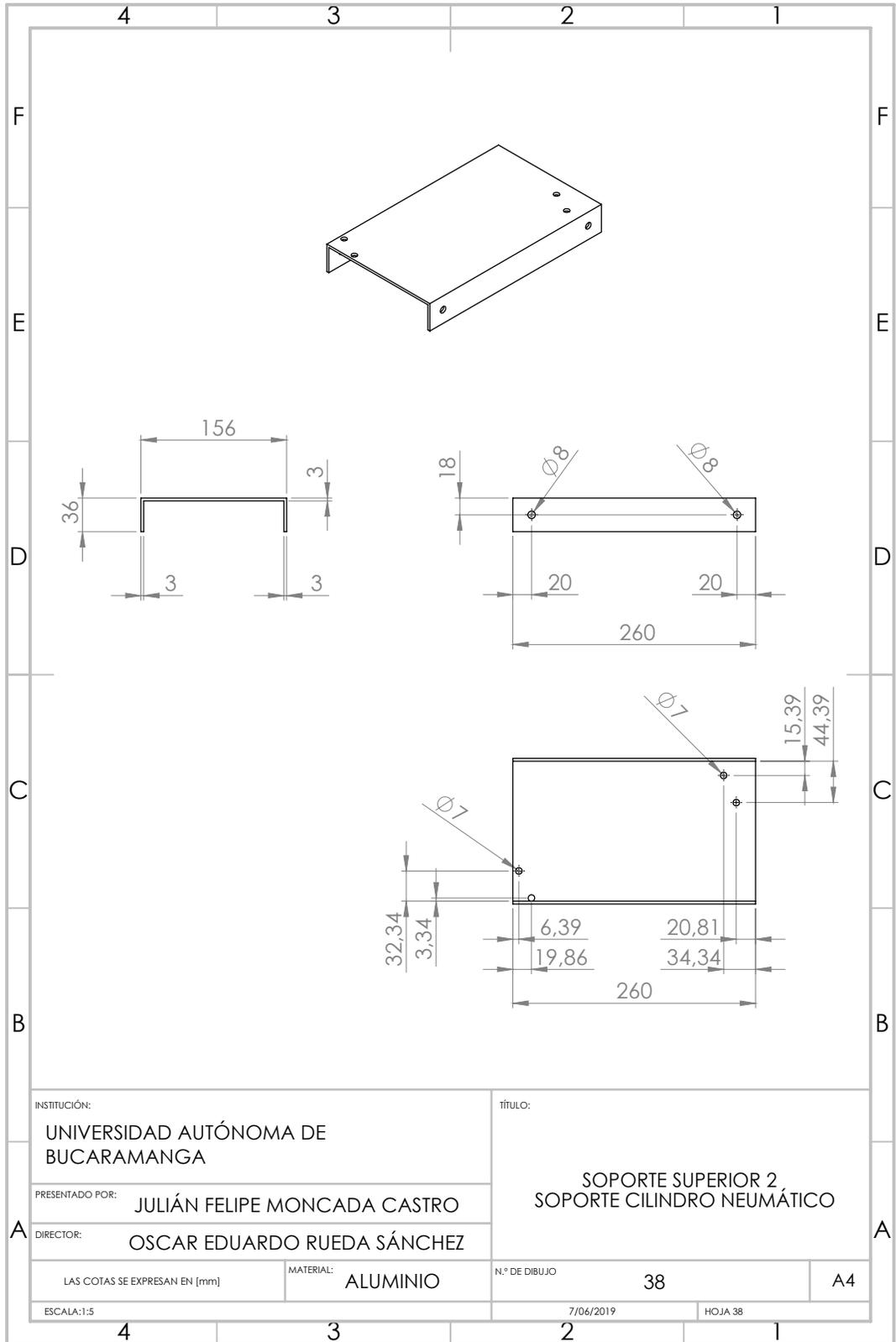
7/06/2019

HOJA 34









INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR: JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR: OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: ALUMINIO

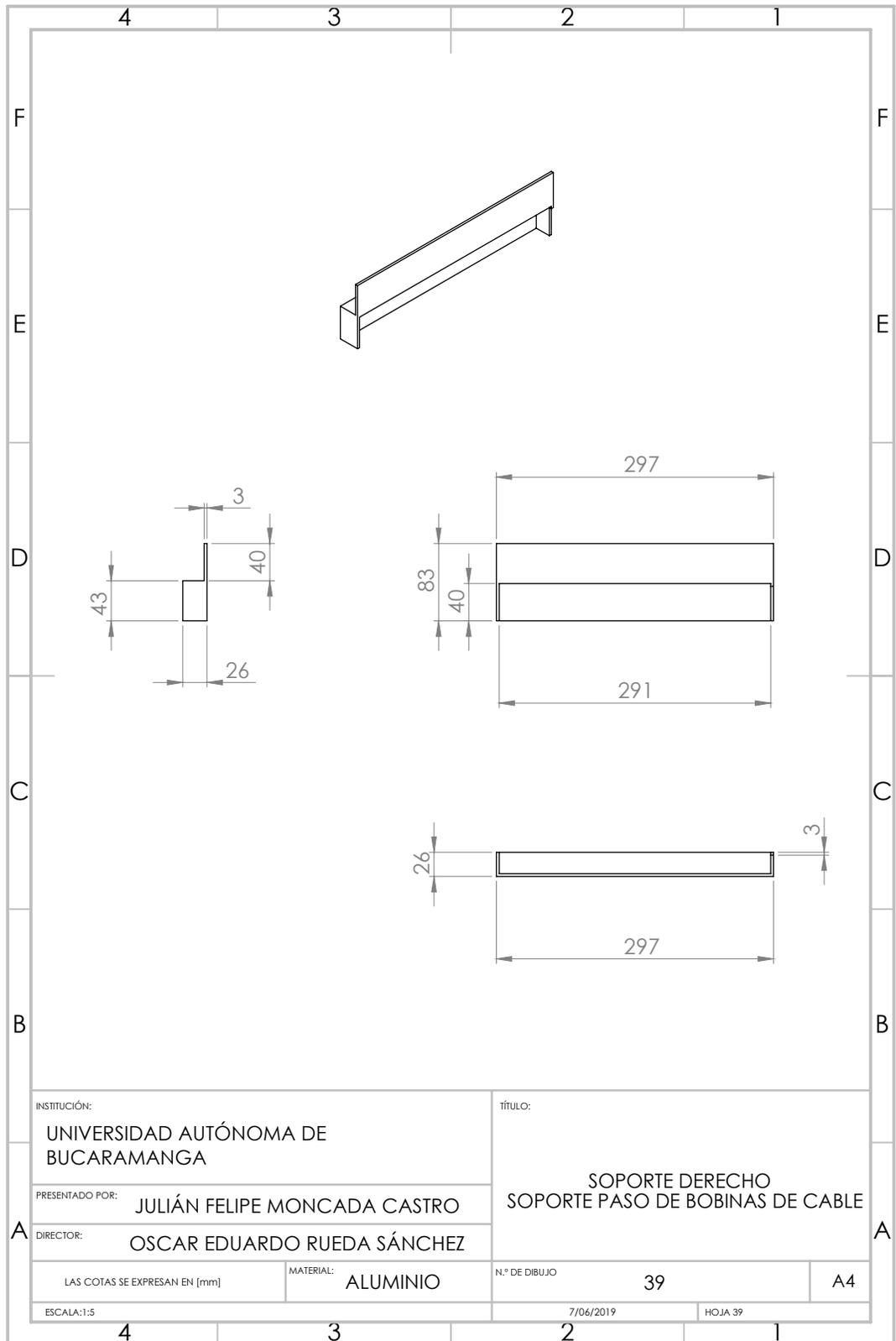
tÍTULO:
SOPORTE SUPERIOR 2
SOPORTE CILINDRO NEUMÁTICO

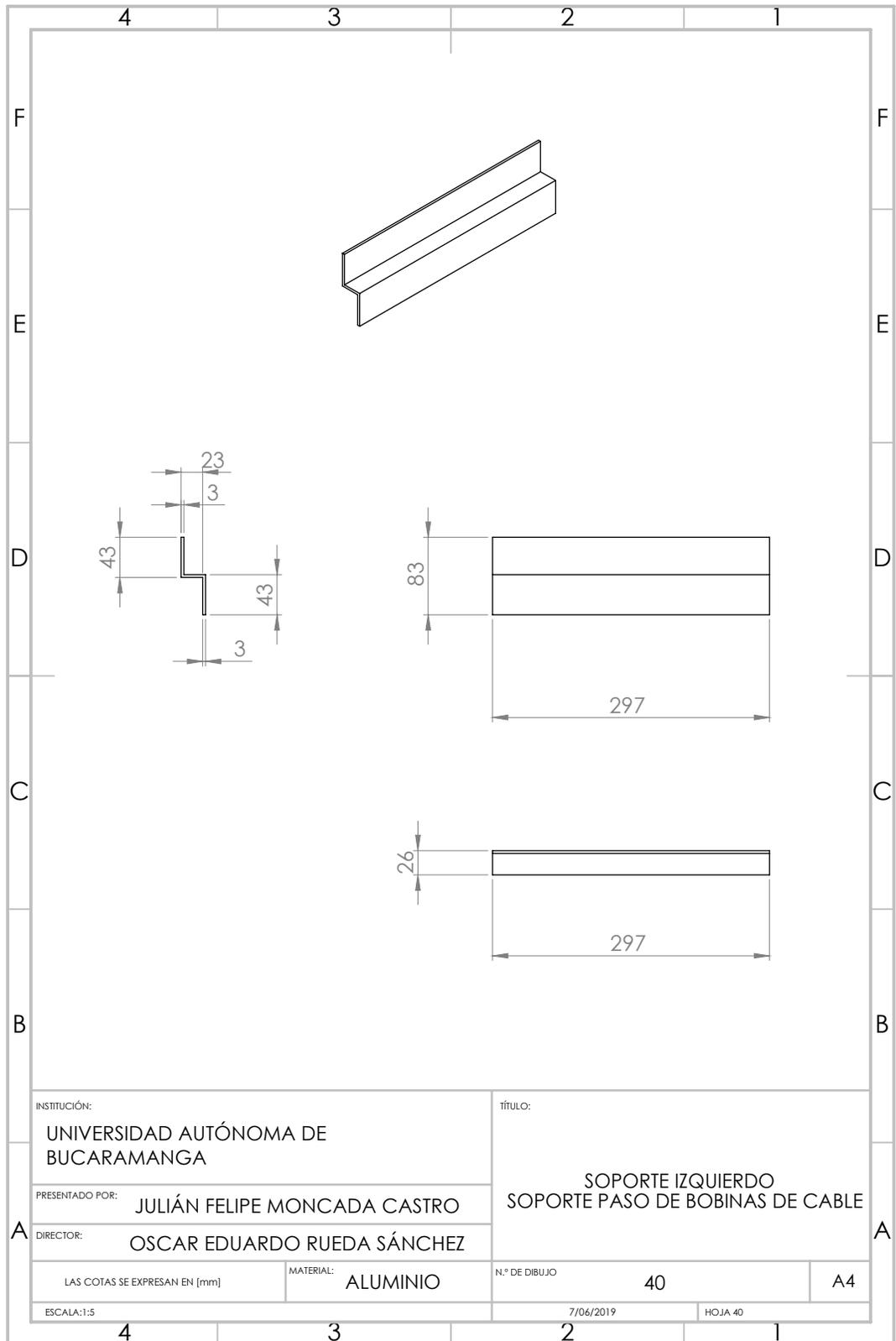
N.º DE DIBUJO: 38

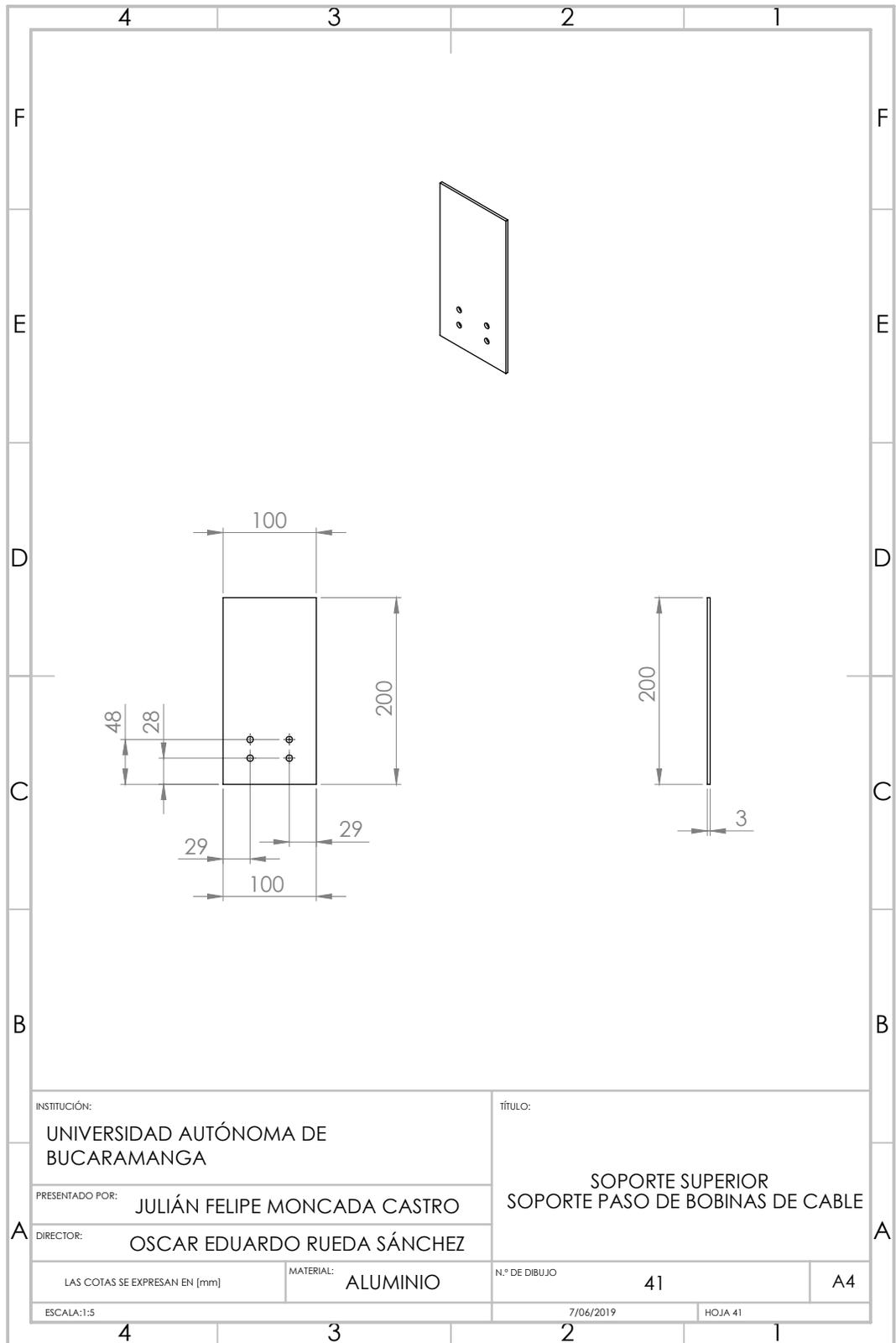
ESCALA: 1:5

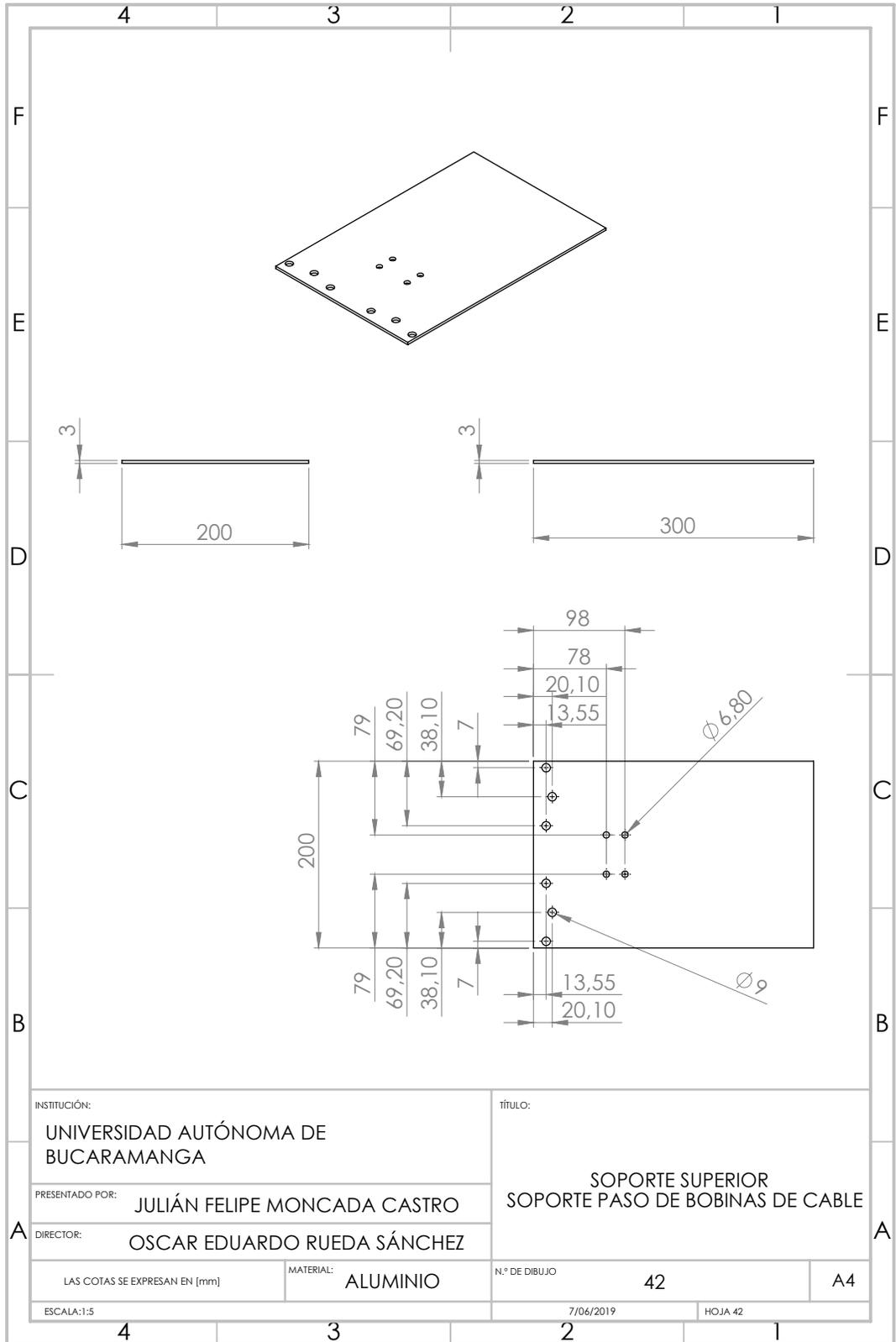
7/06/2019

HOJA 38









INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

título:
**SOPORTE SUPERIOR
 SOPORTE PASO DE BOBINAS DE CABLE**

PRESENTADO POR: **JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO**

DIRECTOR: **OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ**

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: **ALUMINIO**

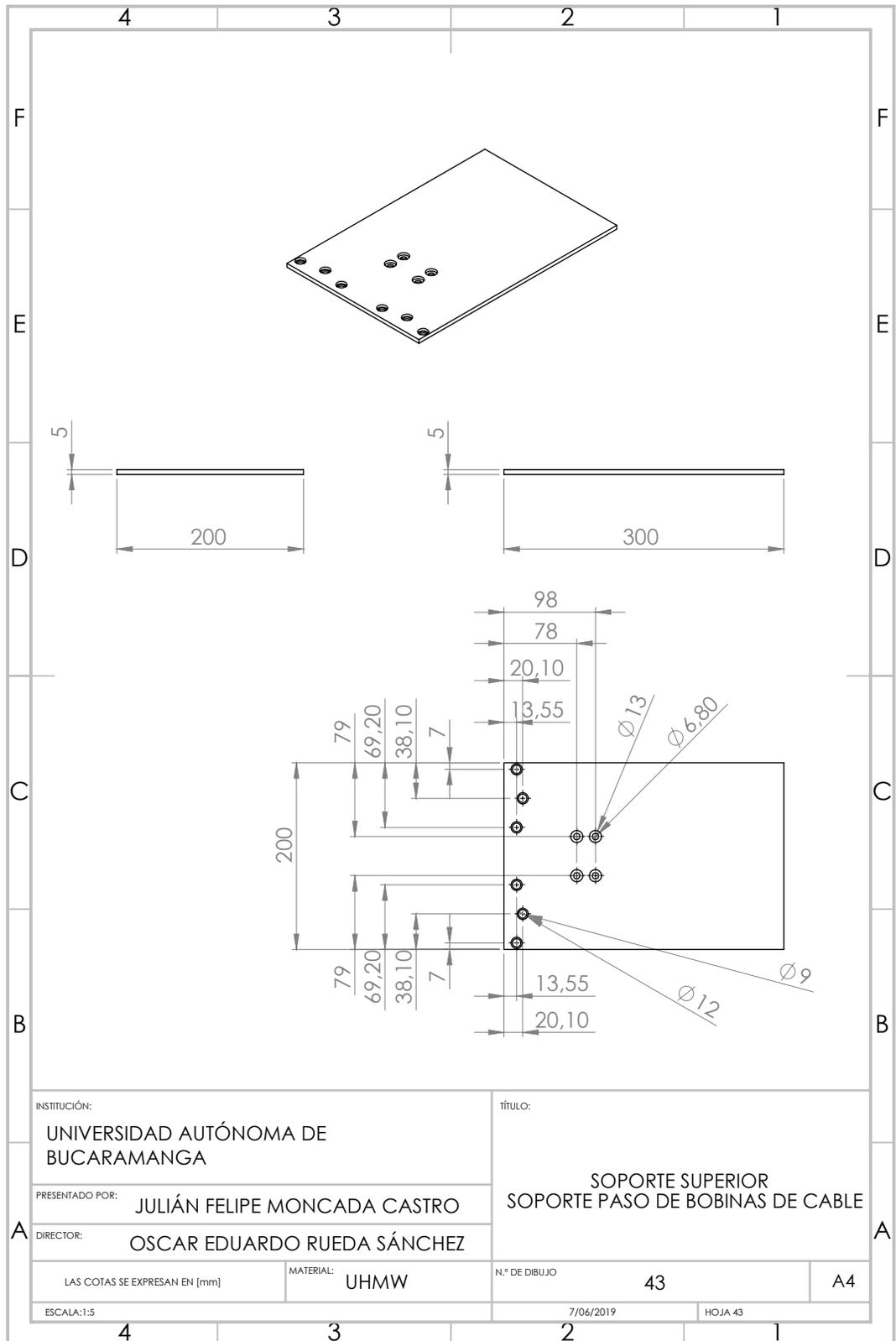
N.º DE DIBUJO **42**

A4

ESCALA:1:5

7/06/2019

HOJA 42



INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL:
UHMW

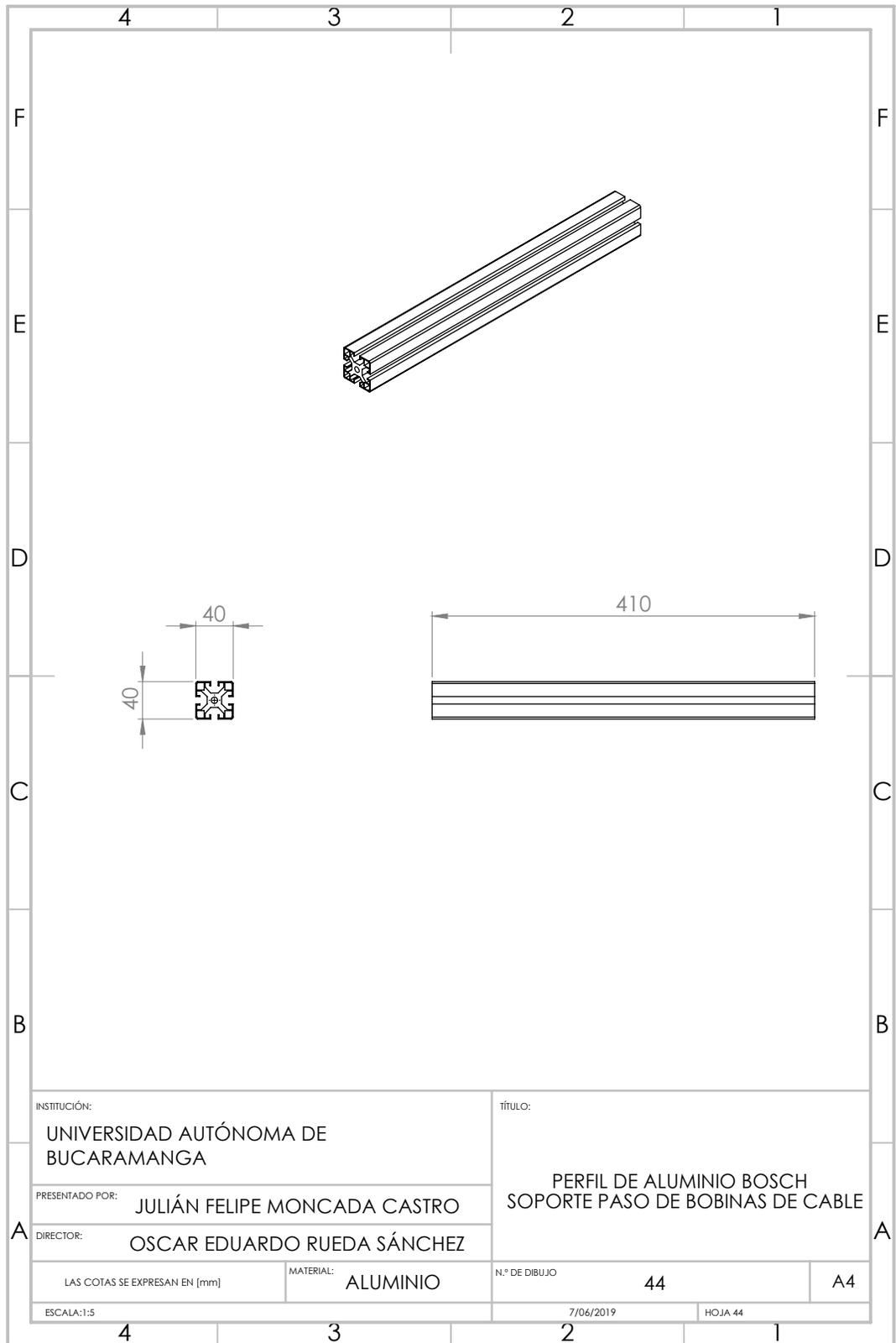
ESCALA:1:5

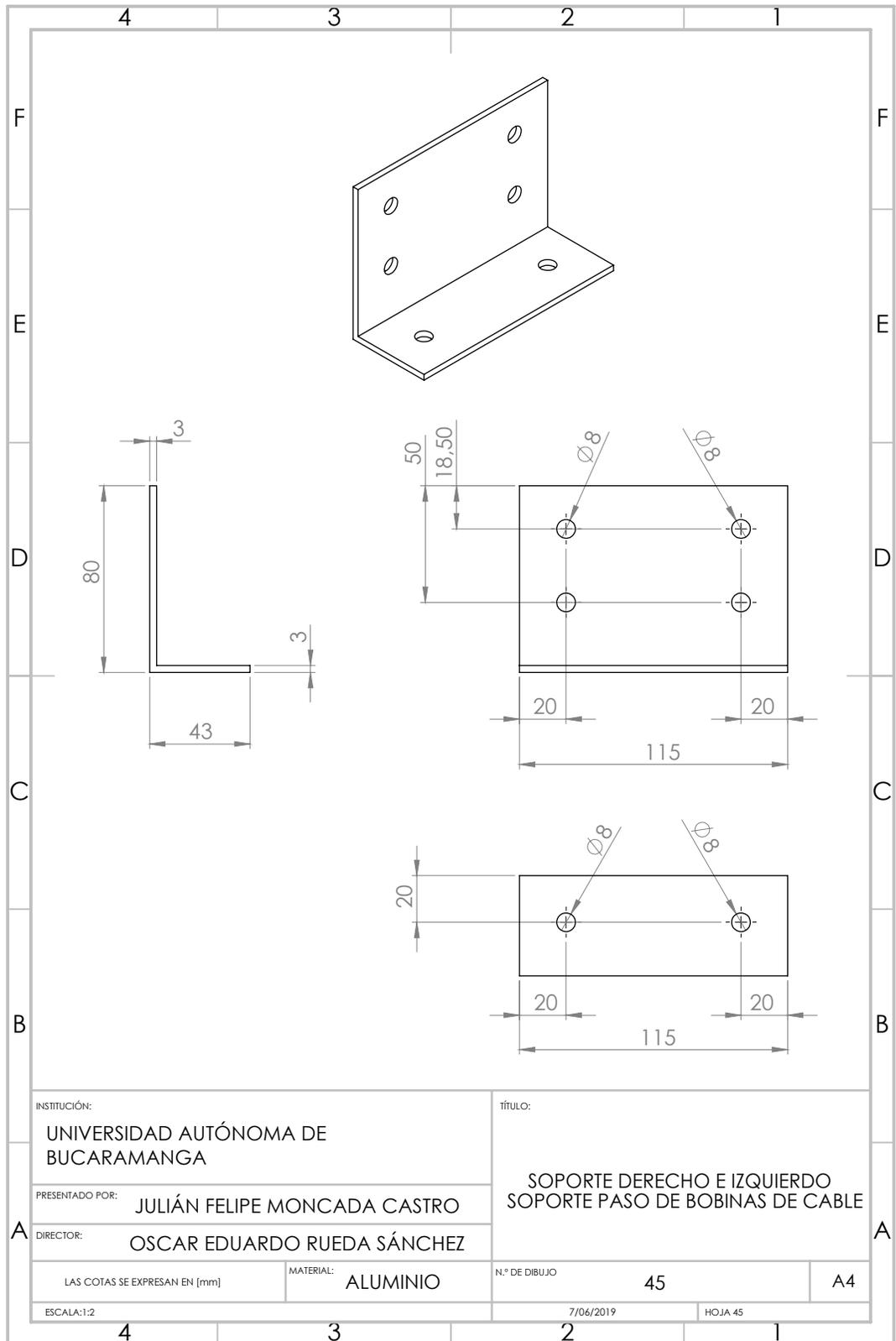
tÍTULO:
**SOPORTE SUPERIOR
 SOPORTE PASO DE BOBINAS DE CABLE**

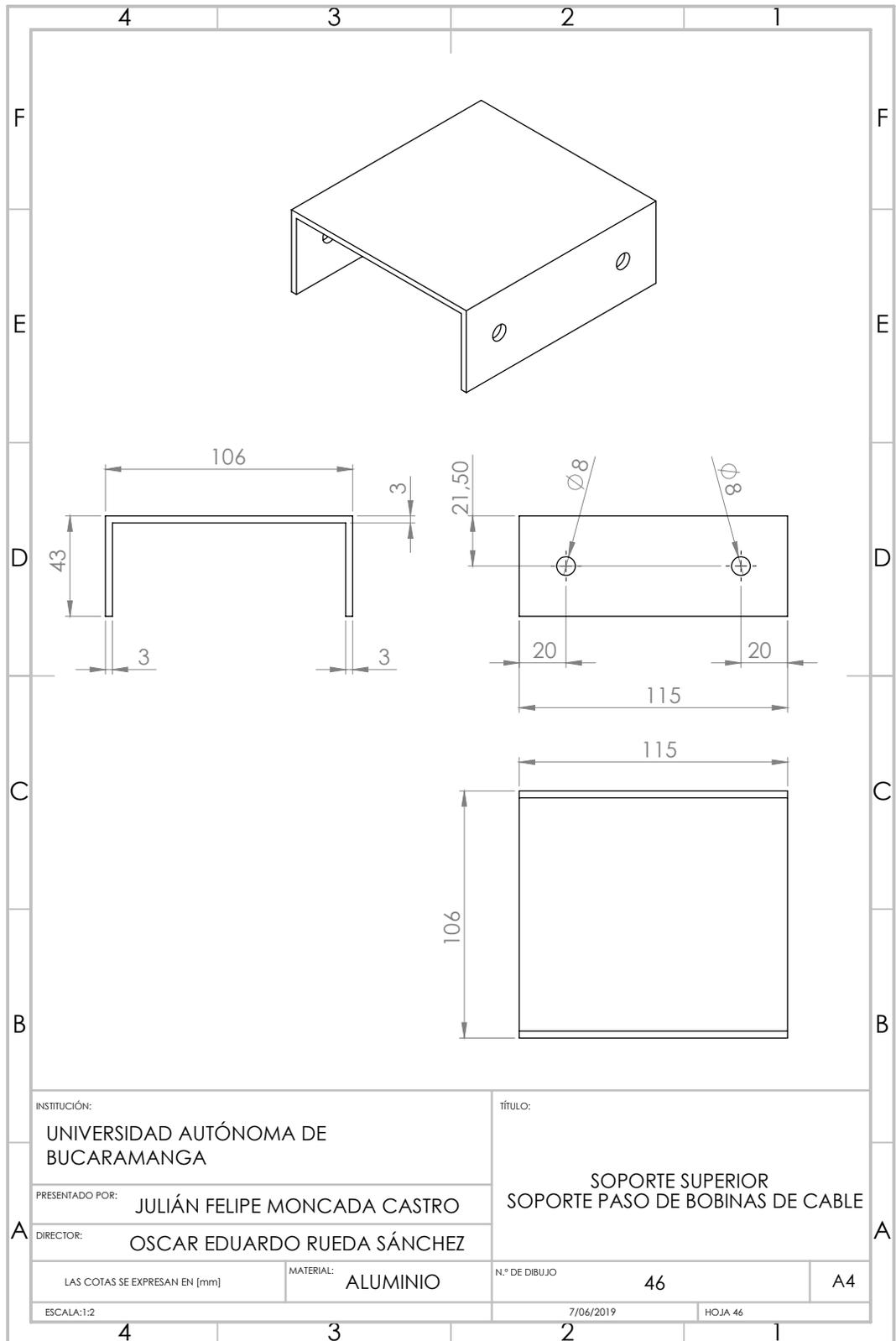
N.º DE DIBUJO
43

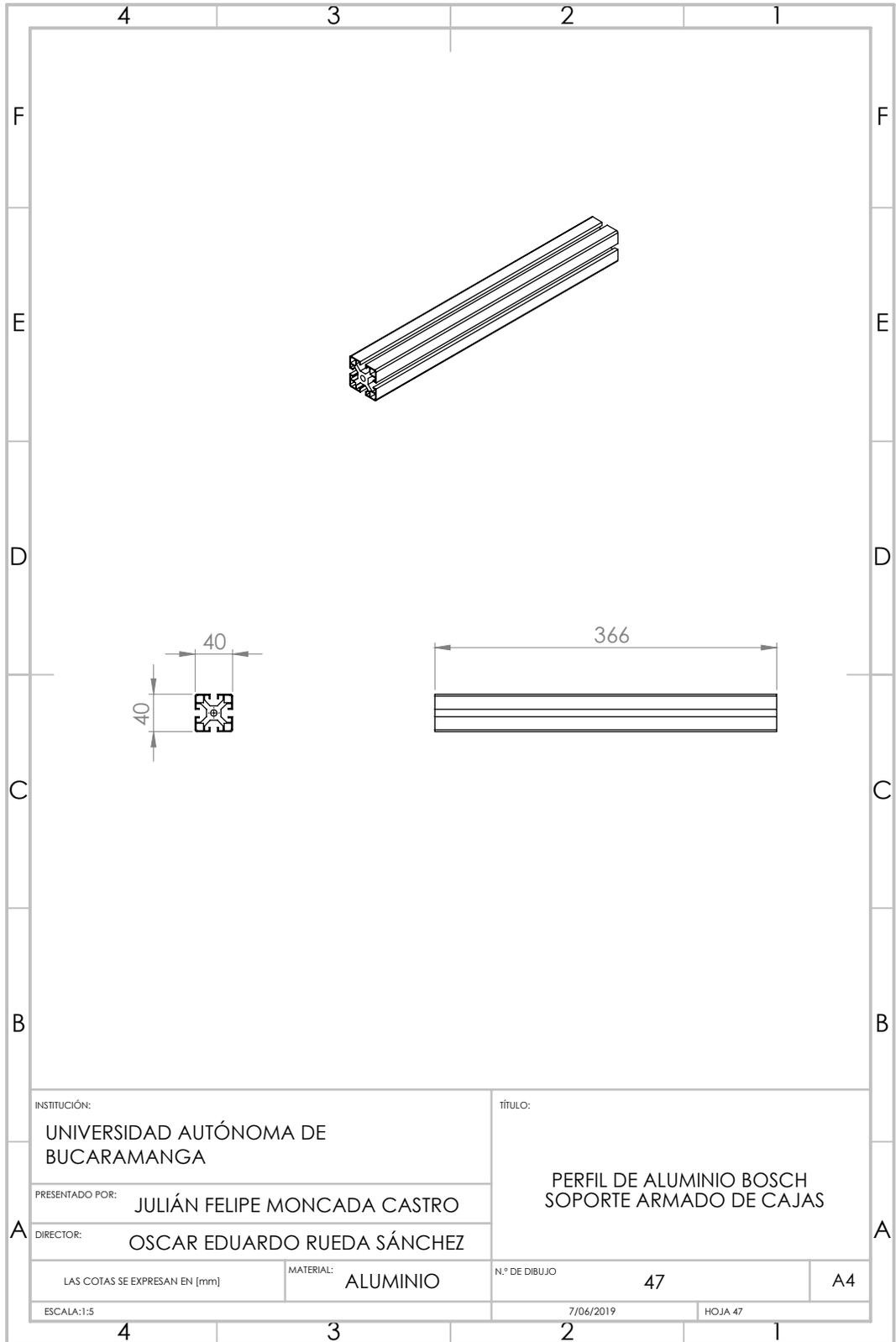
HOJA 43

7/06/2019

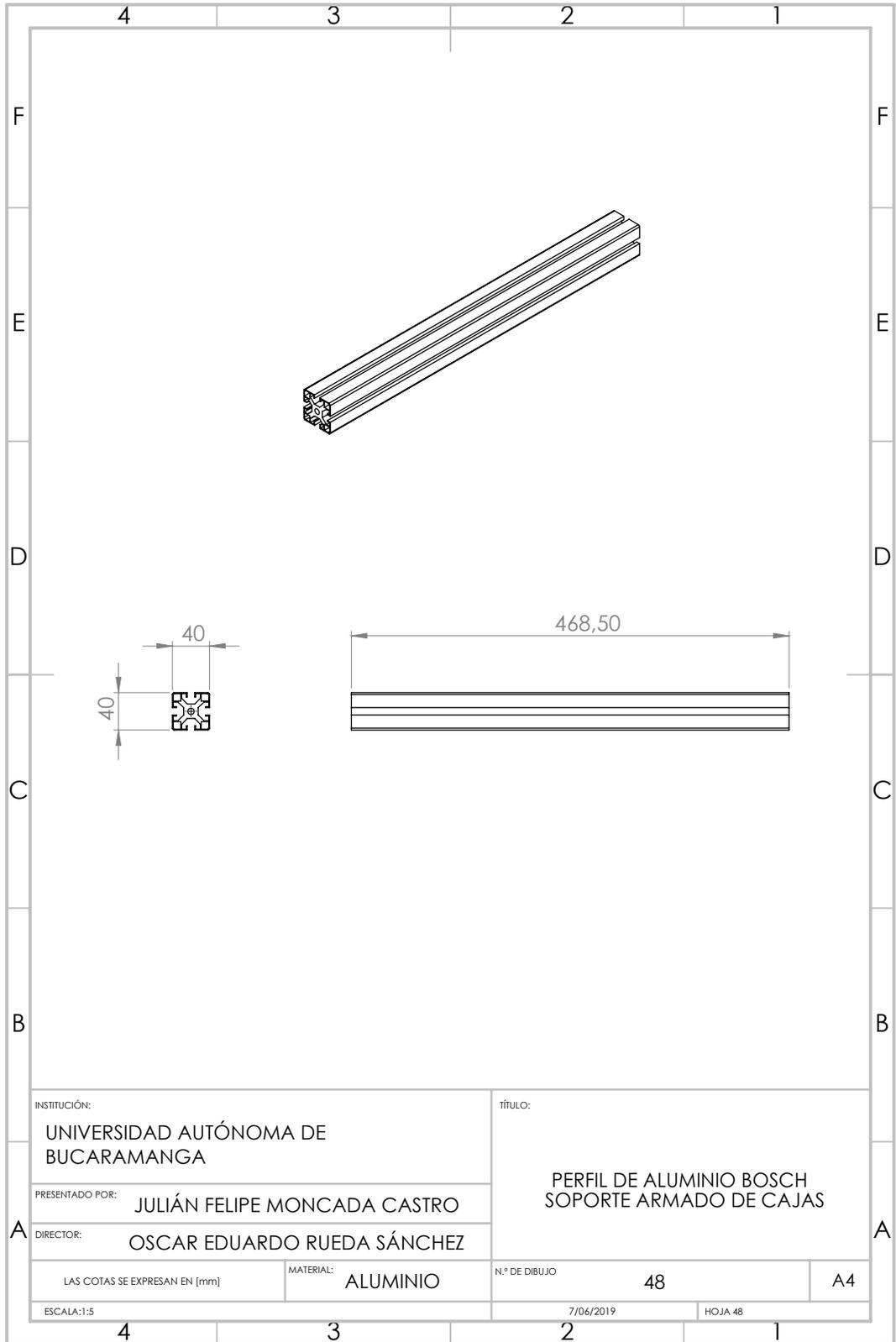








INSTITUCIÓN: UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA		TÍTULO: PERFIL DE ALUMINIO BOSCH SOPORTE ARMADO DE CAJAS	
PRESENTADO POR: JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO			
DIRECTOR: OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ			
LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]	MATERIAL: ALUMINIO	N.º DE DIBUJO 47	A4
ESCALA:1:5		7/06/2019	HOJA 47



INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE
BUCARAMANGA

PRESENTADO POR: JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR: OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

título:
PERFIL DE ALUMINIO BOSCH
SOPORTE ARMADO DE CAJAS

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: ALUMINIO

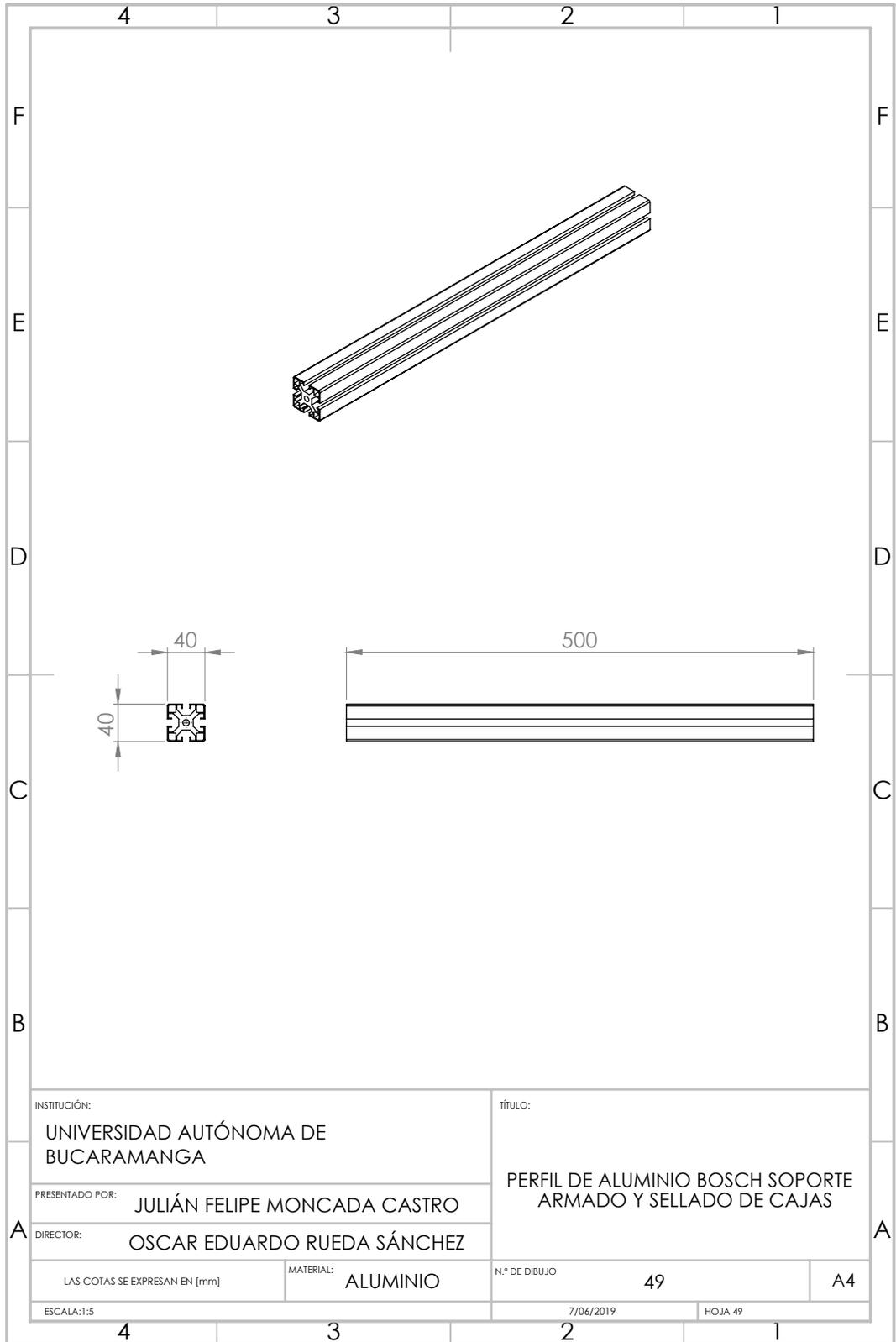
N.º DE DIBUJO 48

A4

ESCALA:1:5

7/06/2019

HOJA 48



INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE
BUCARAMANGA

PRESENTADO POR: JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR: OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

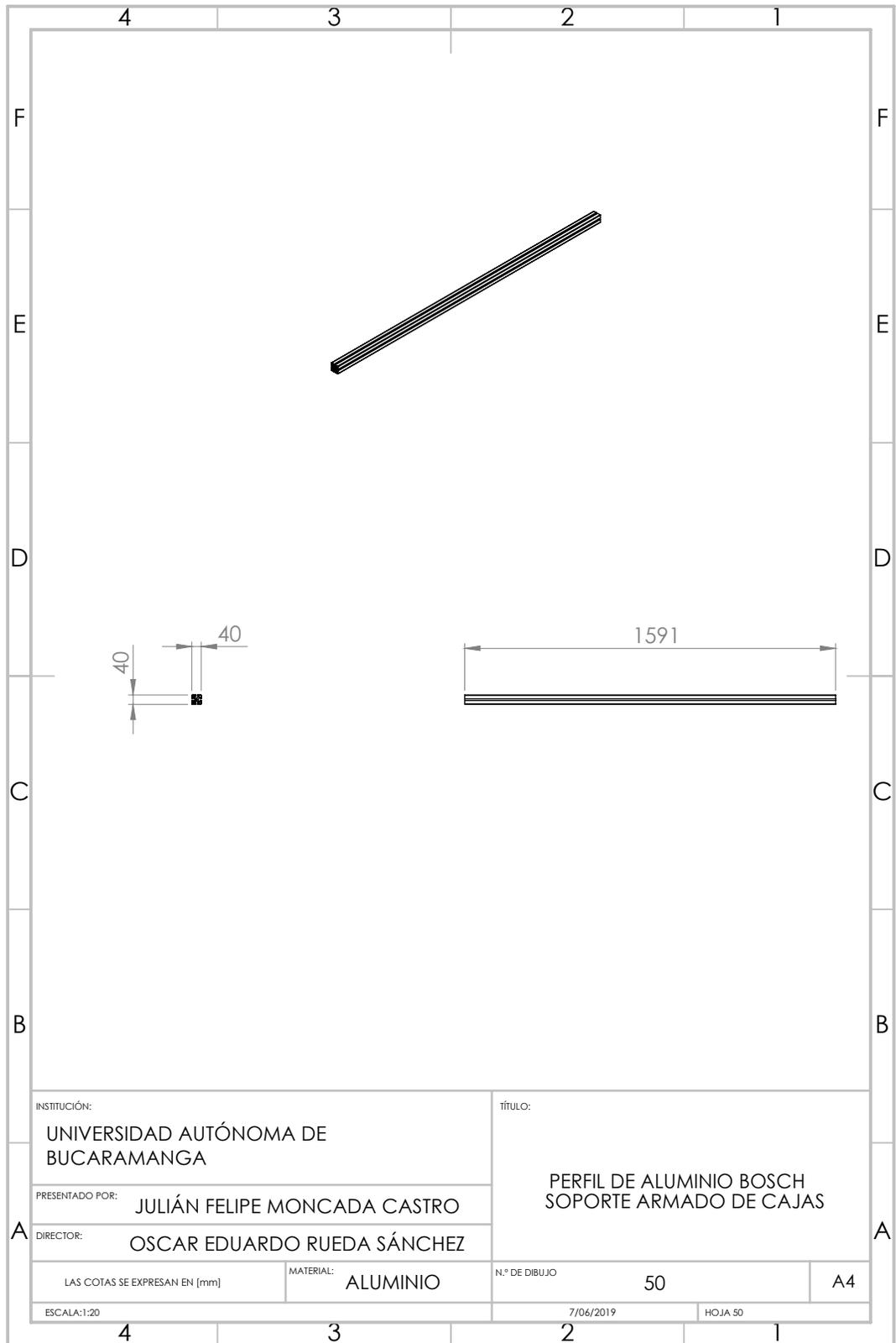
ESCALA: 1:5

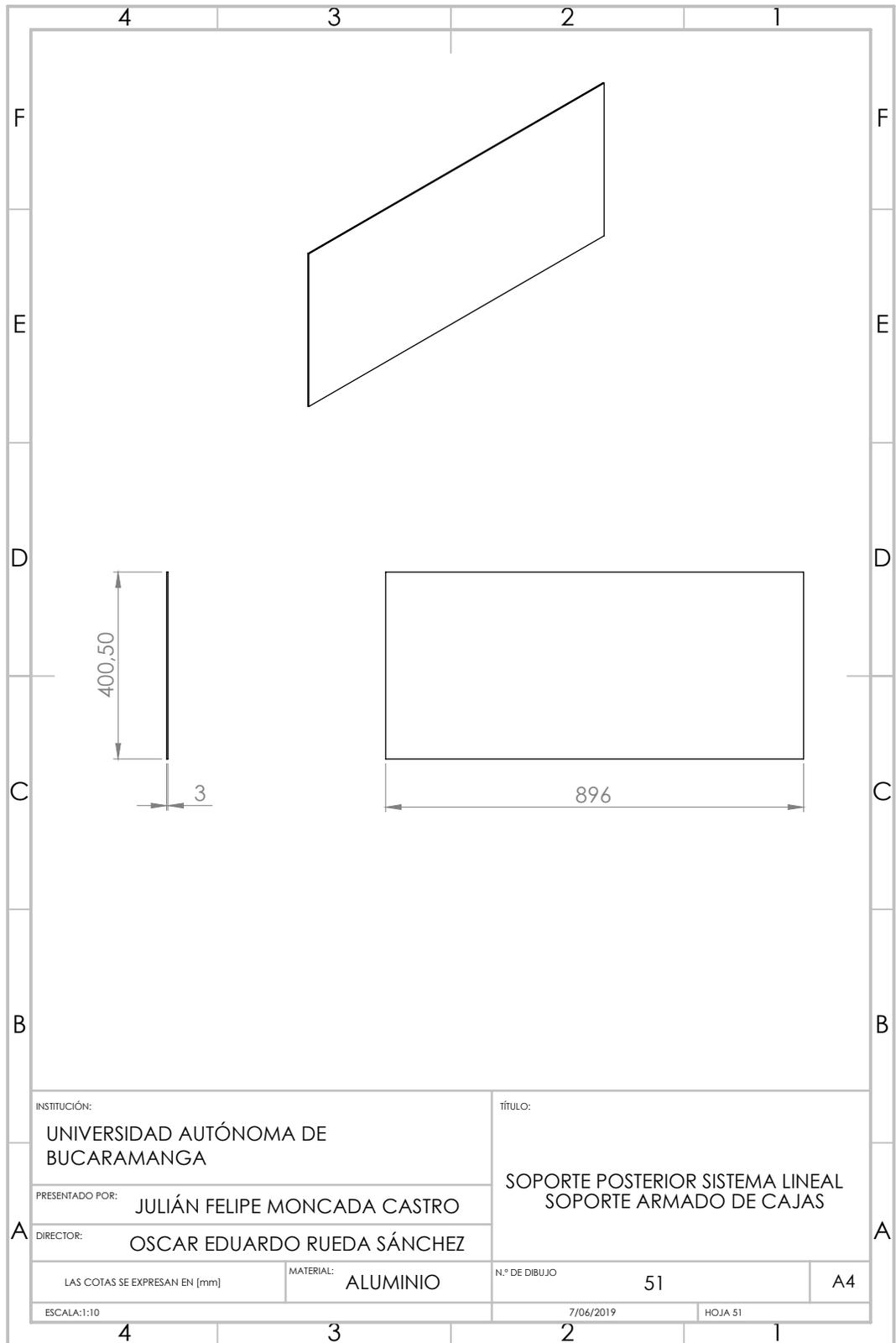
tÍTULO:
PERFIL DE ALUMINIO BOSCH SOPORTE
ARMADO Y SELLADO DE CAJAS

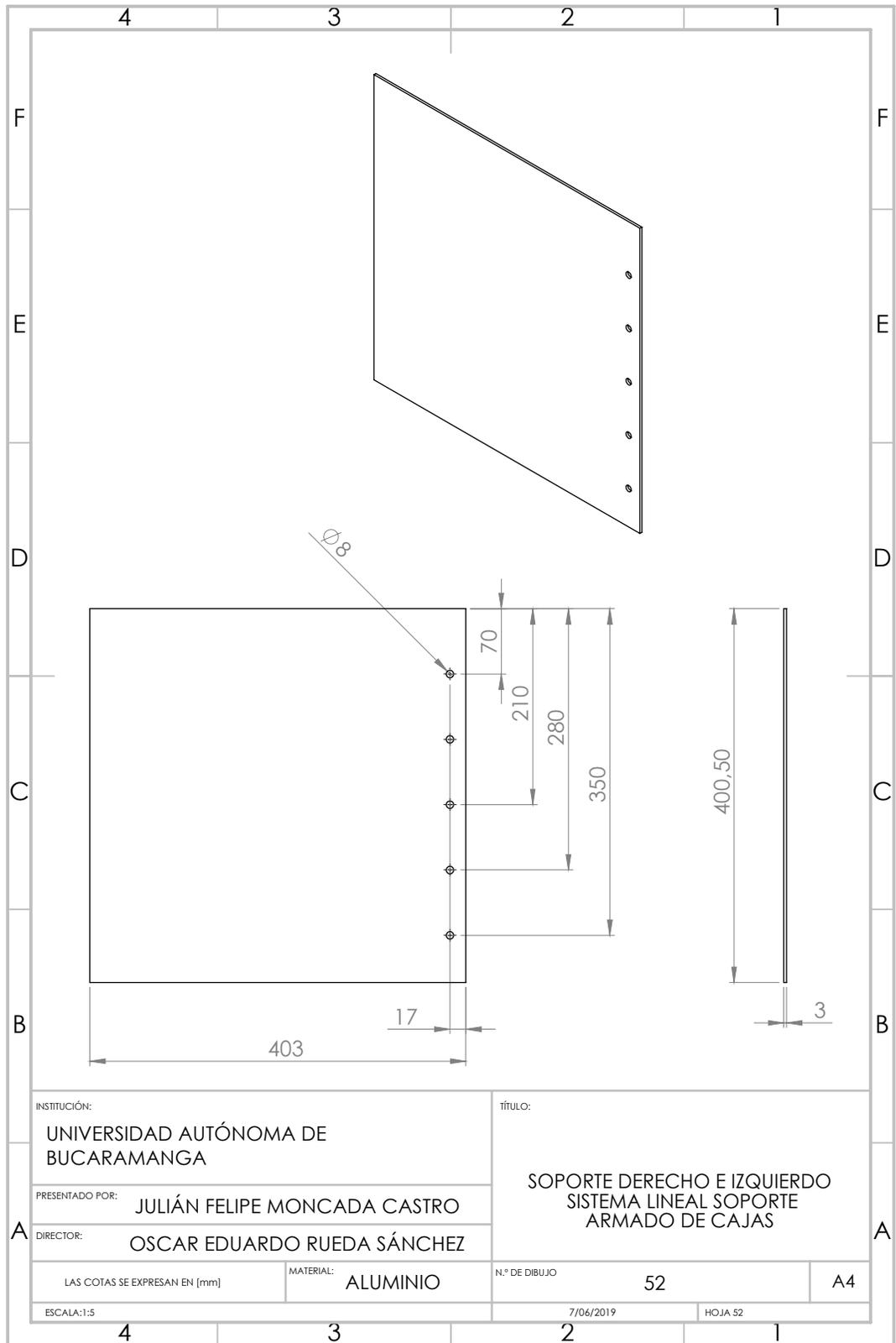
N.º DE DIBUJO 49

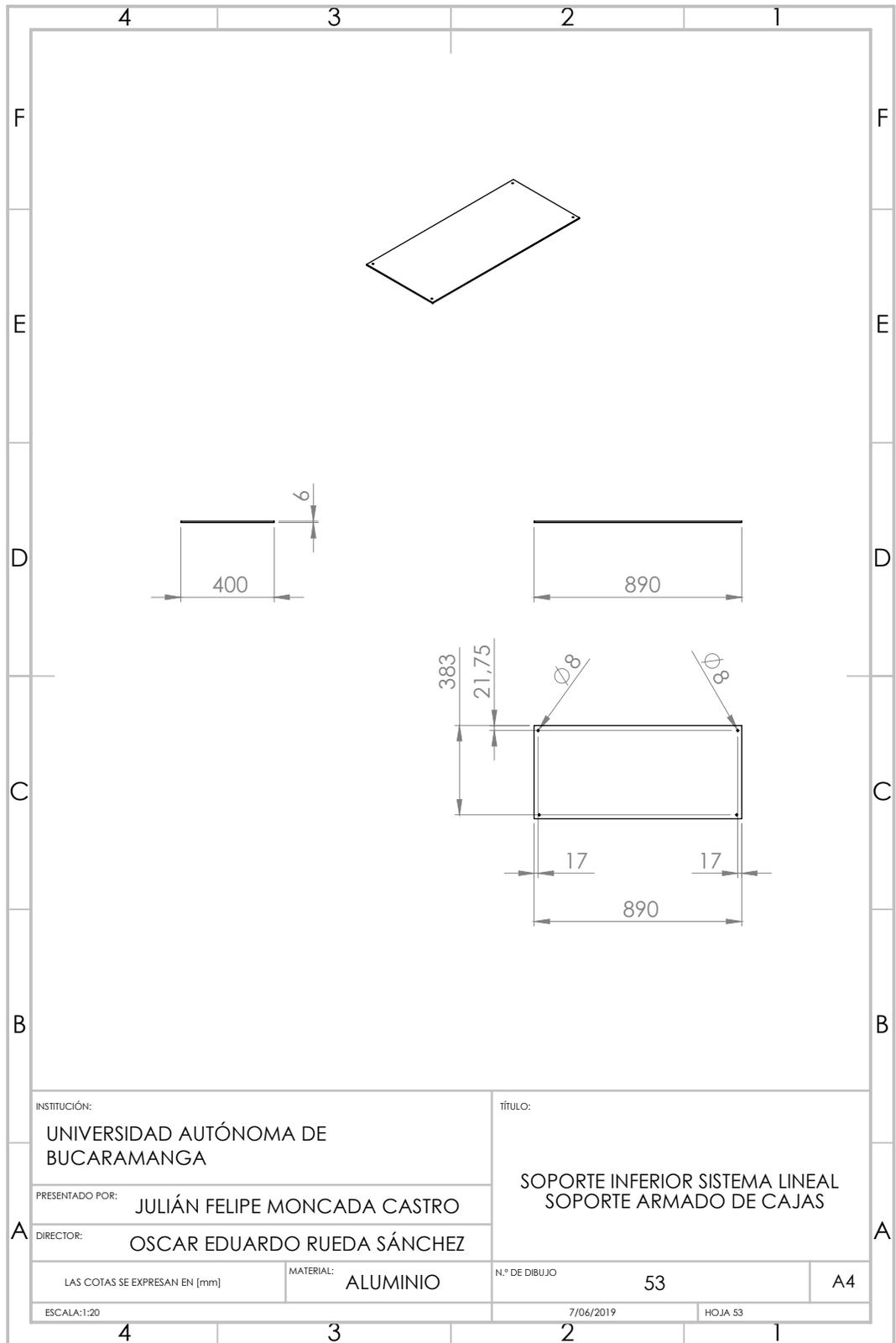
7/06/2019

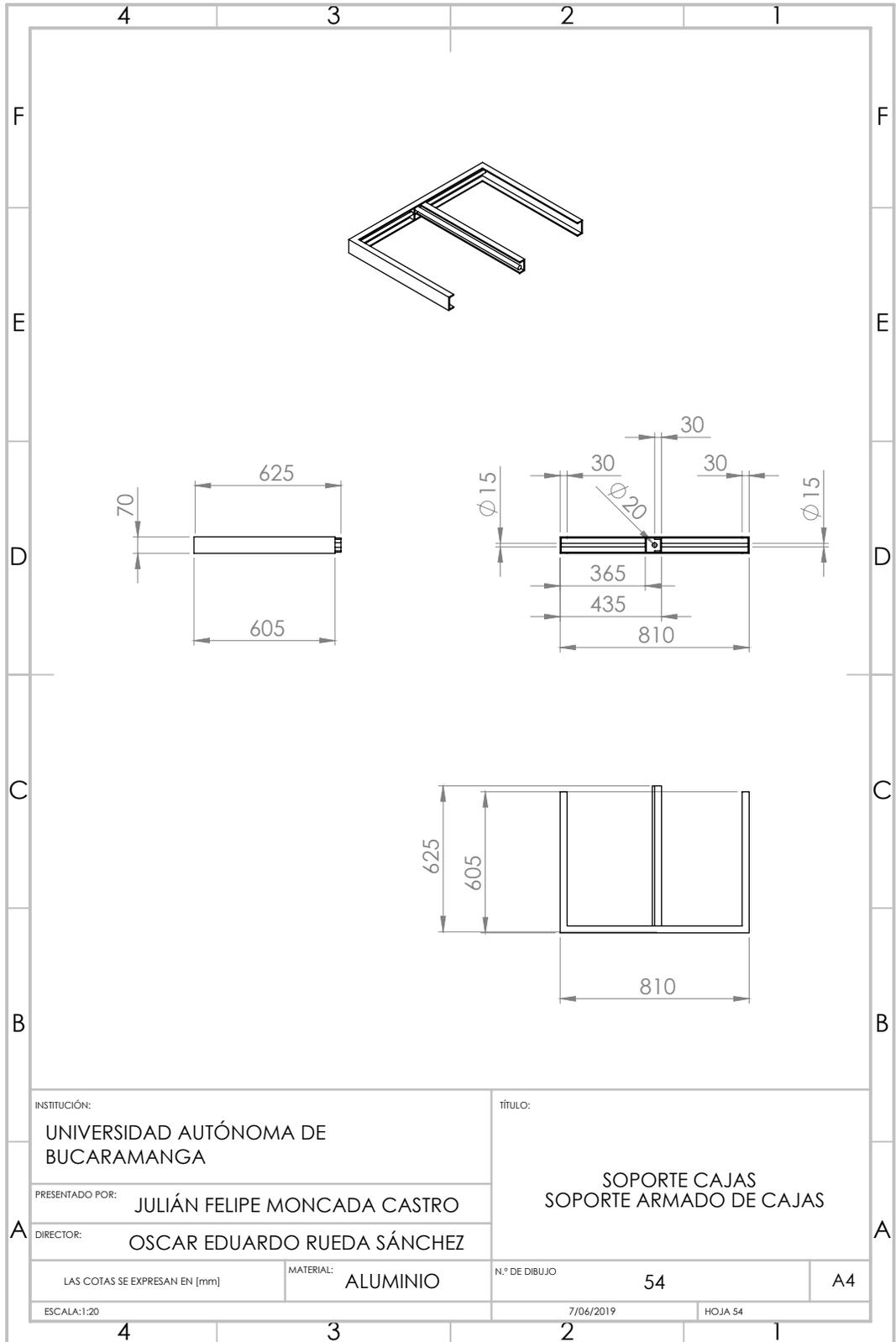
HOJA 49

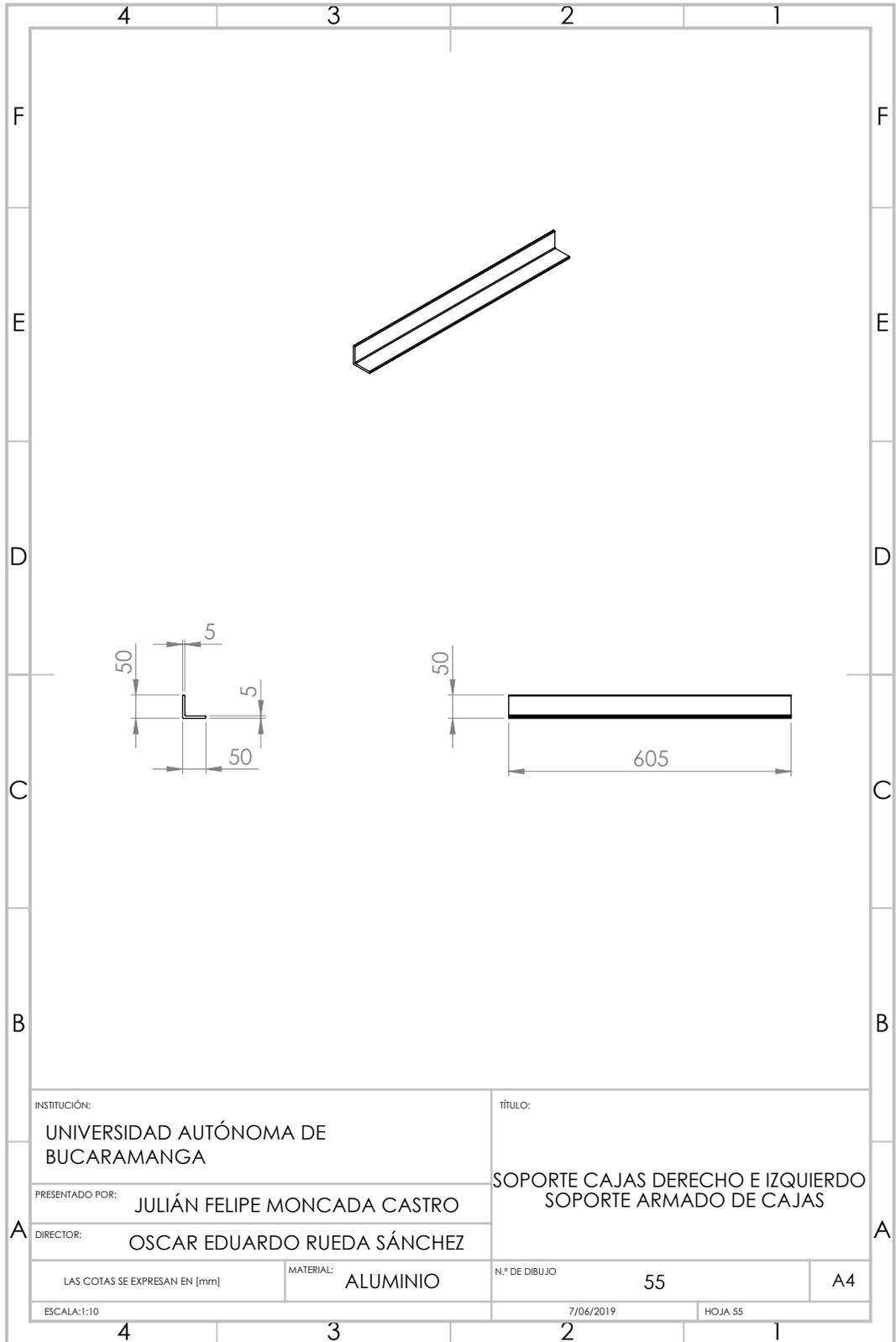


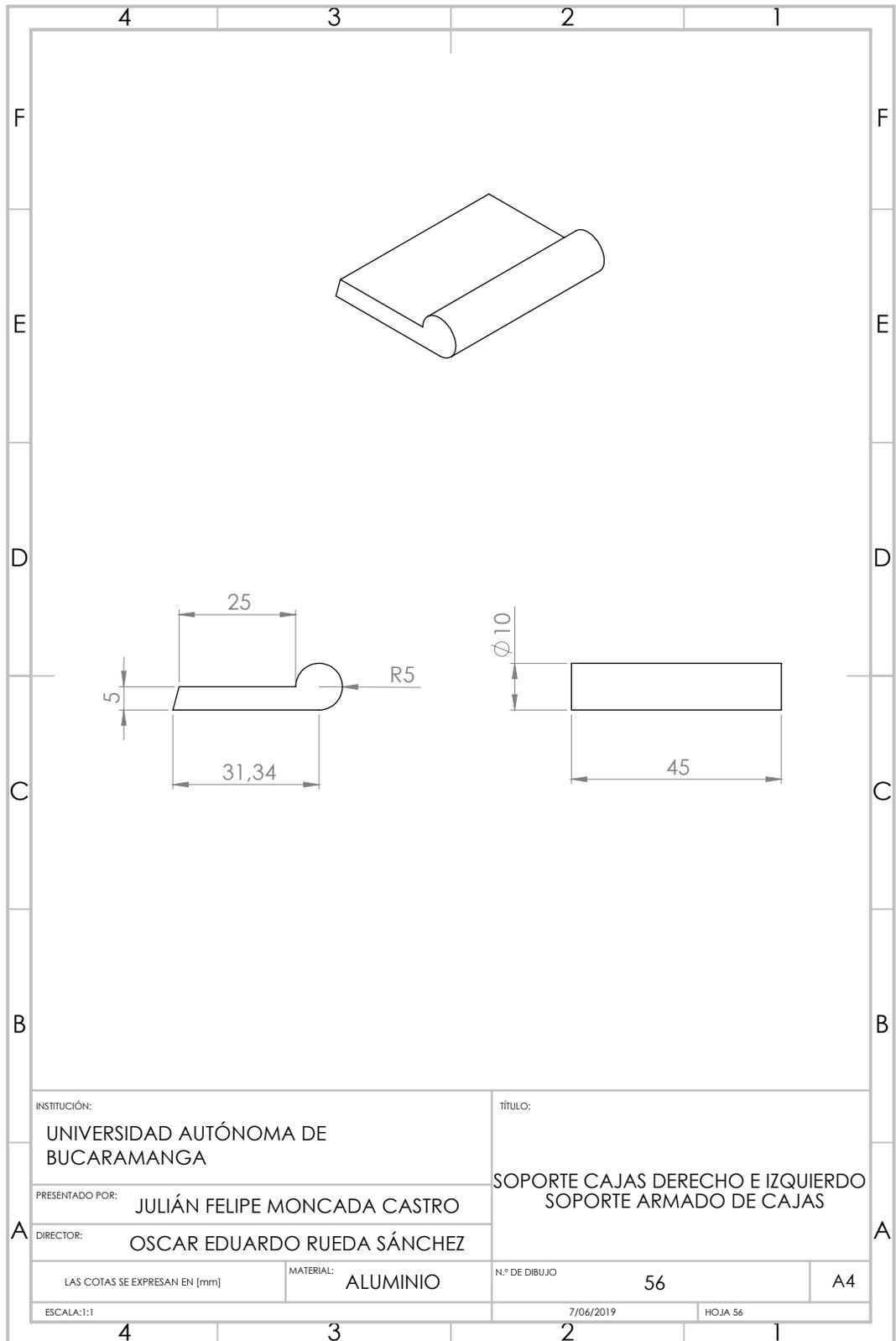


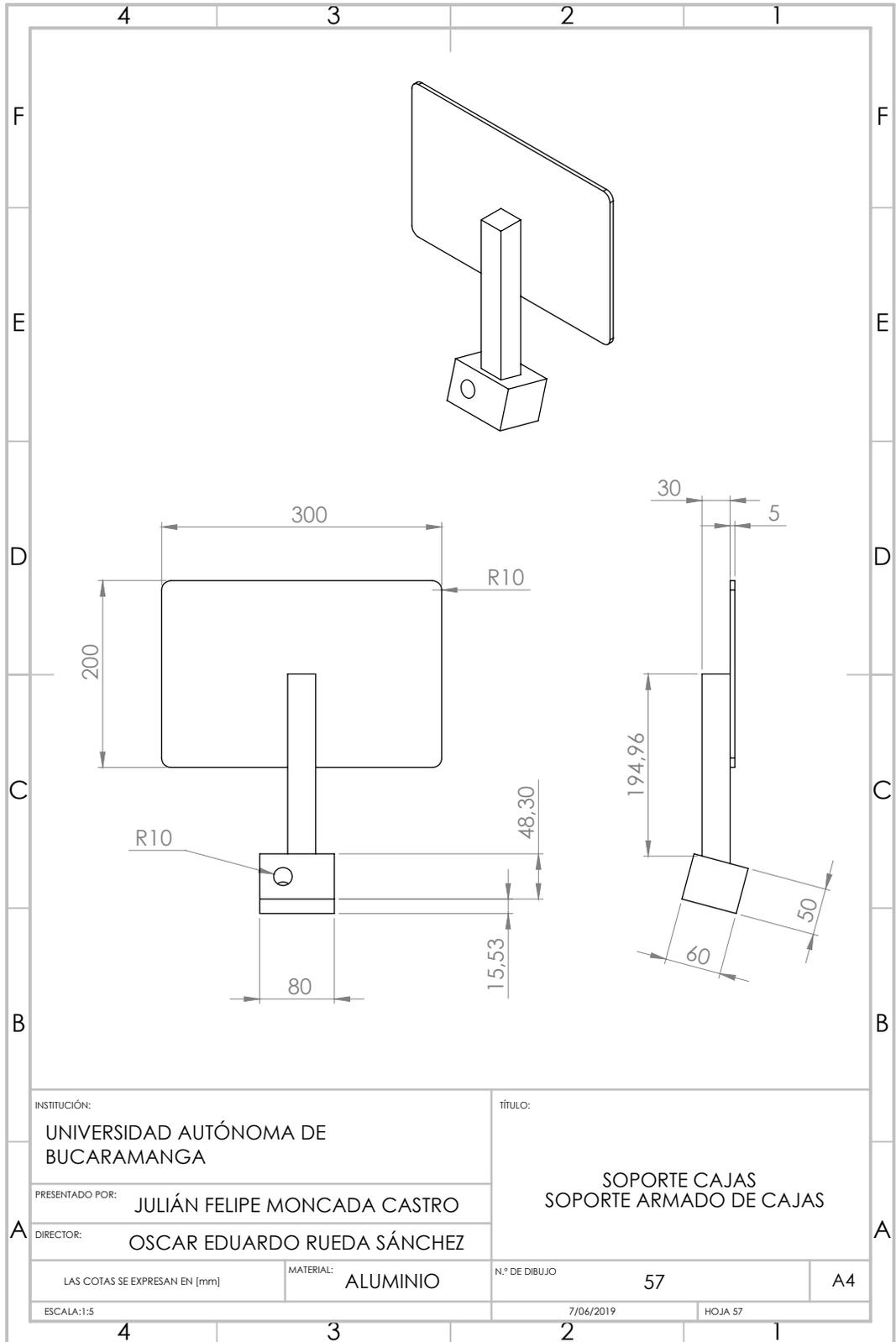


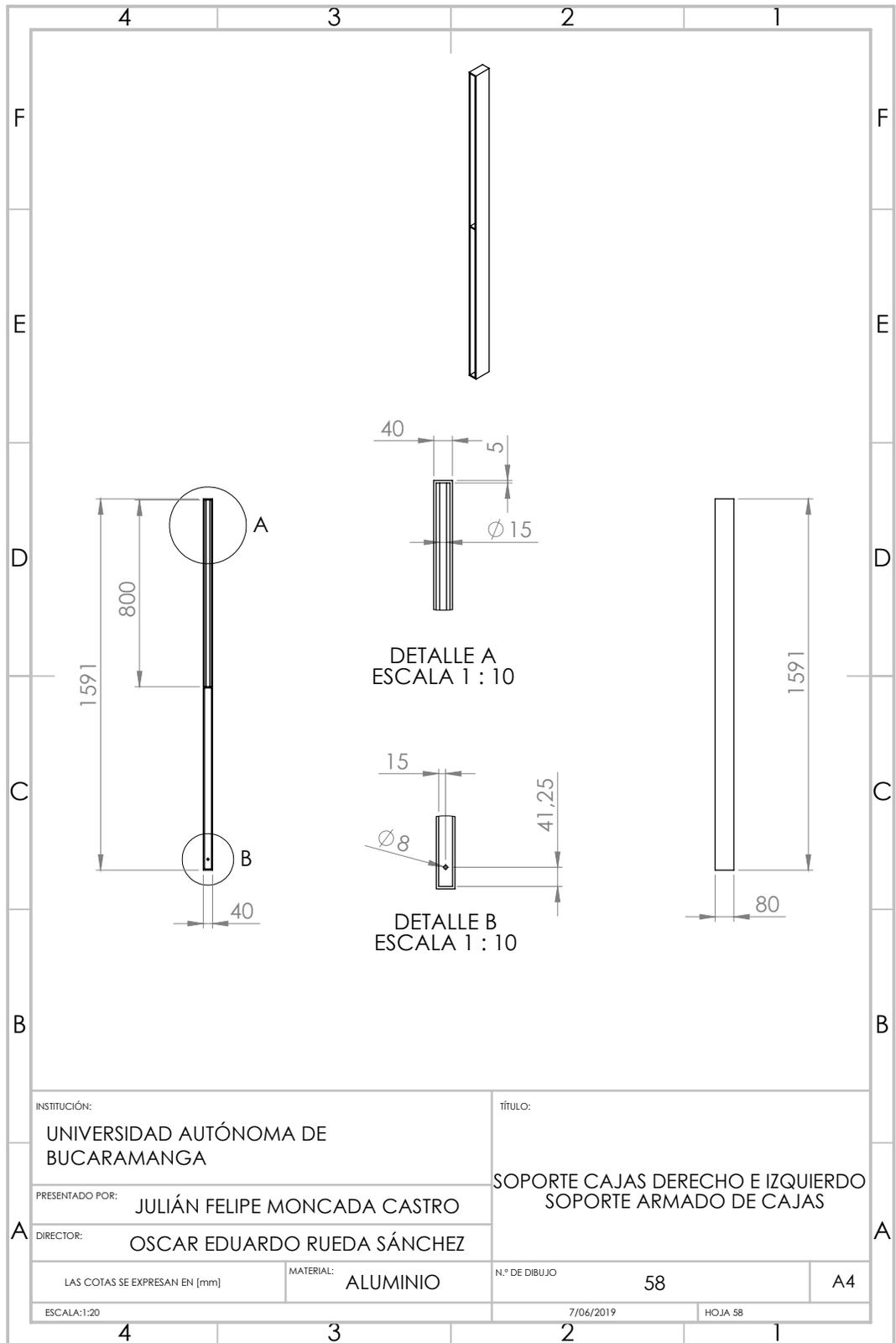


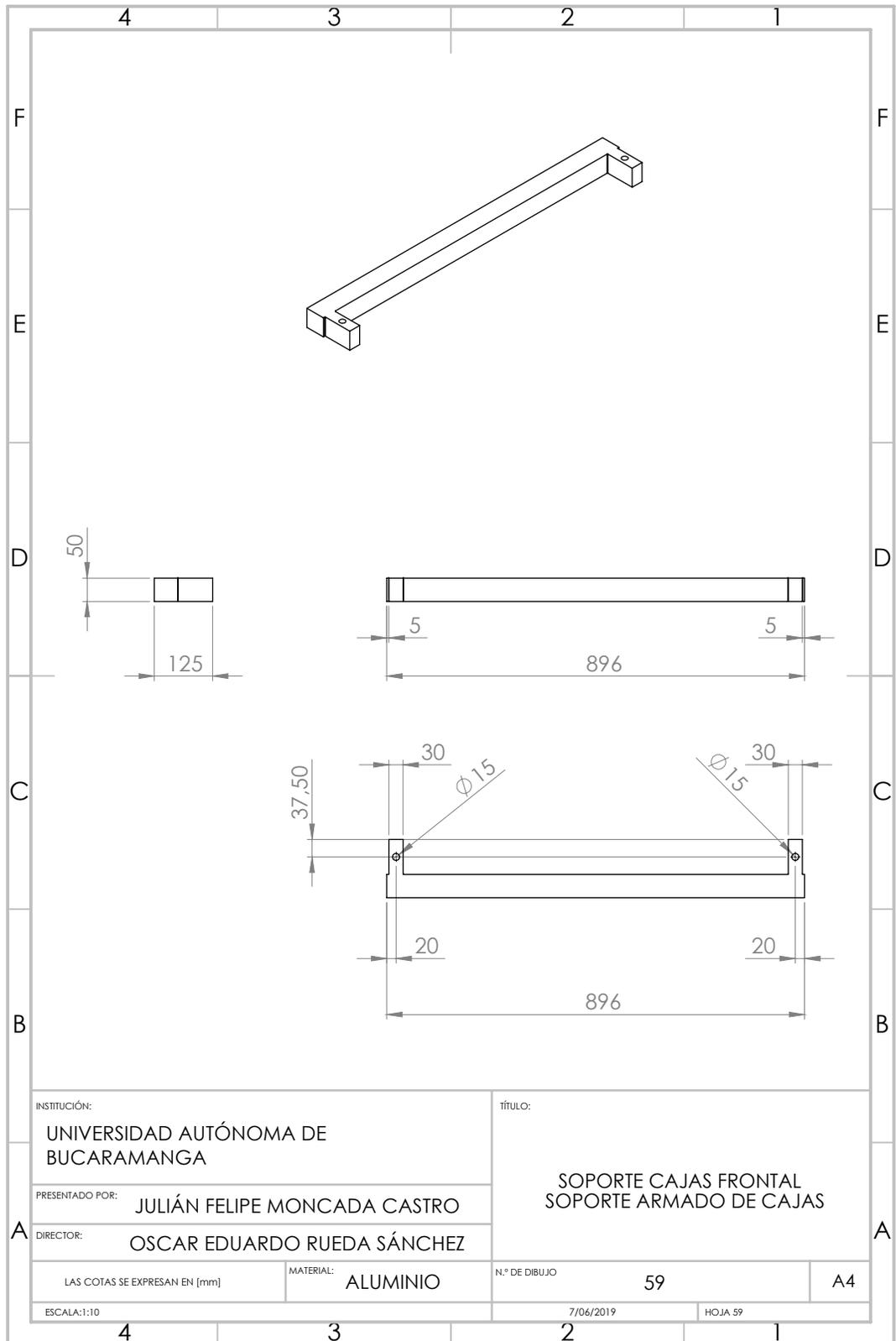


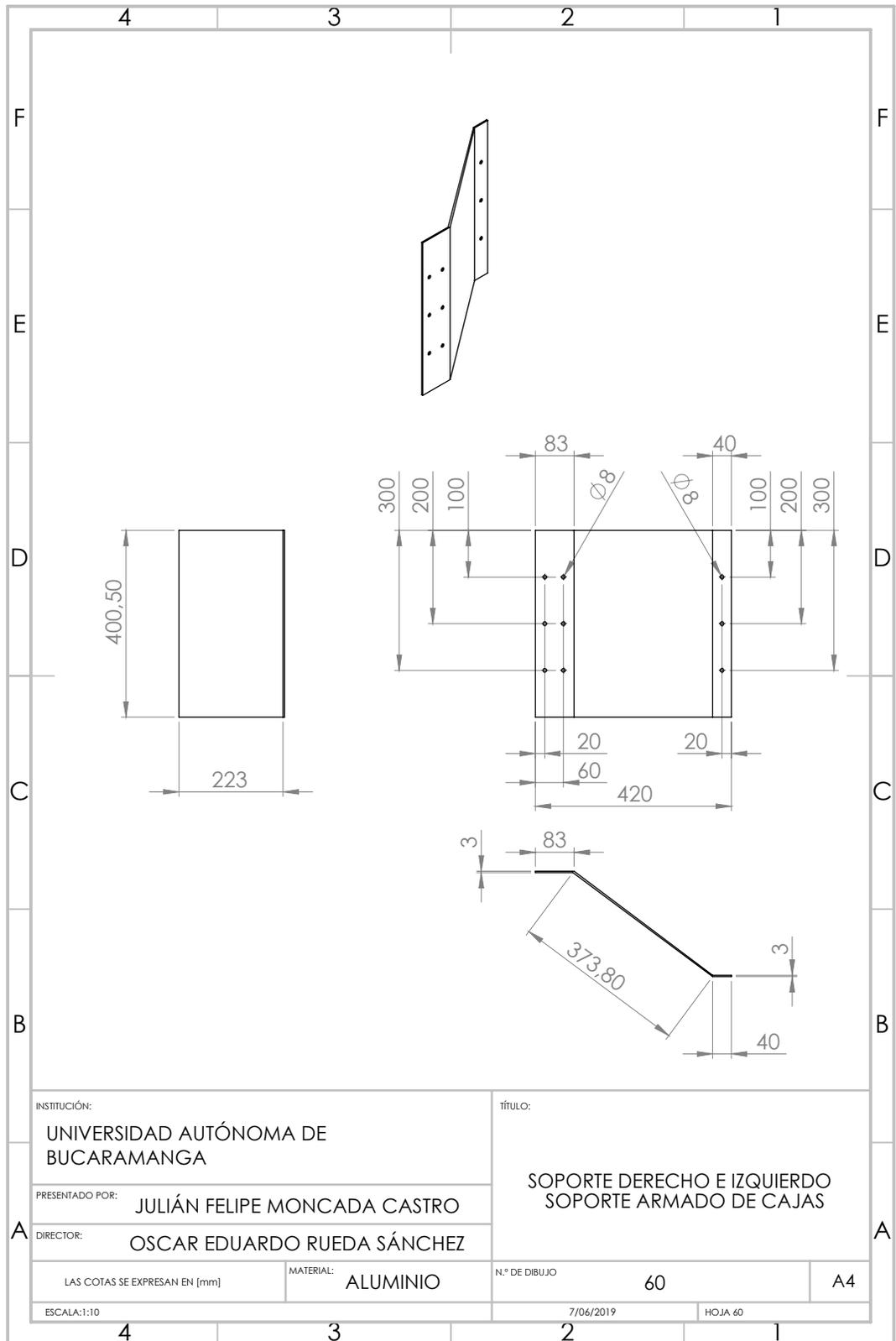


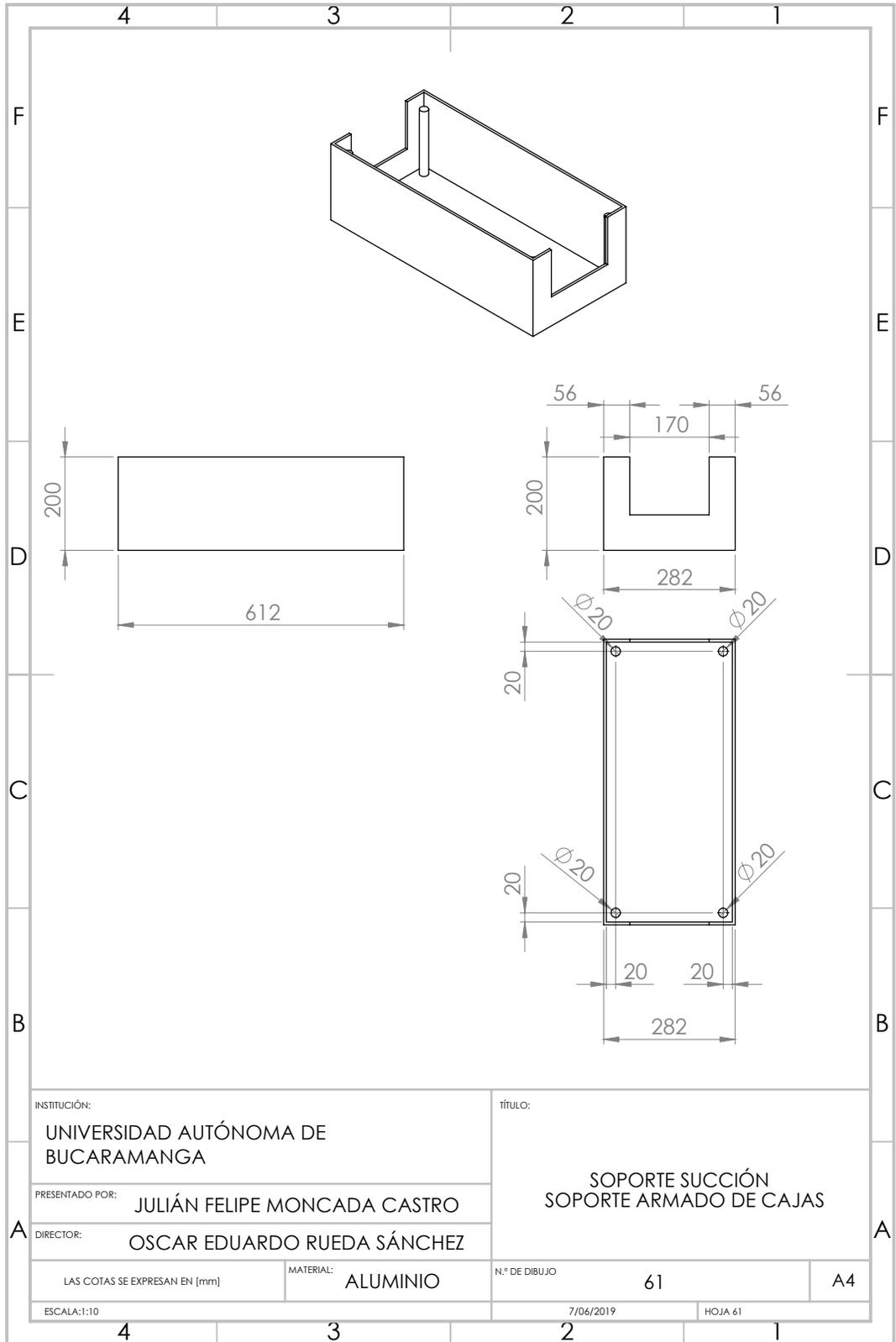


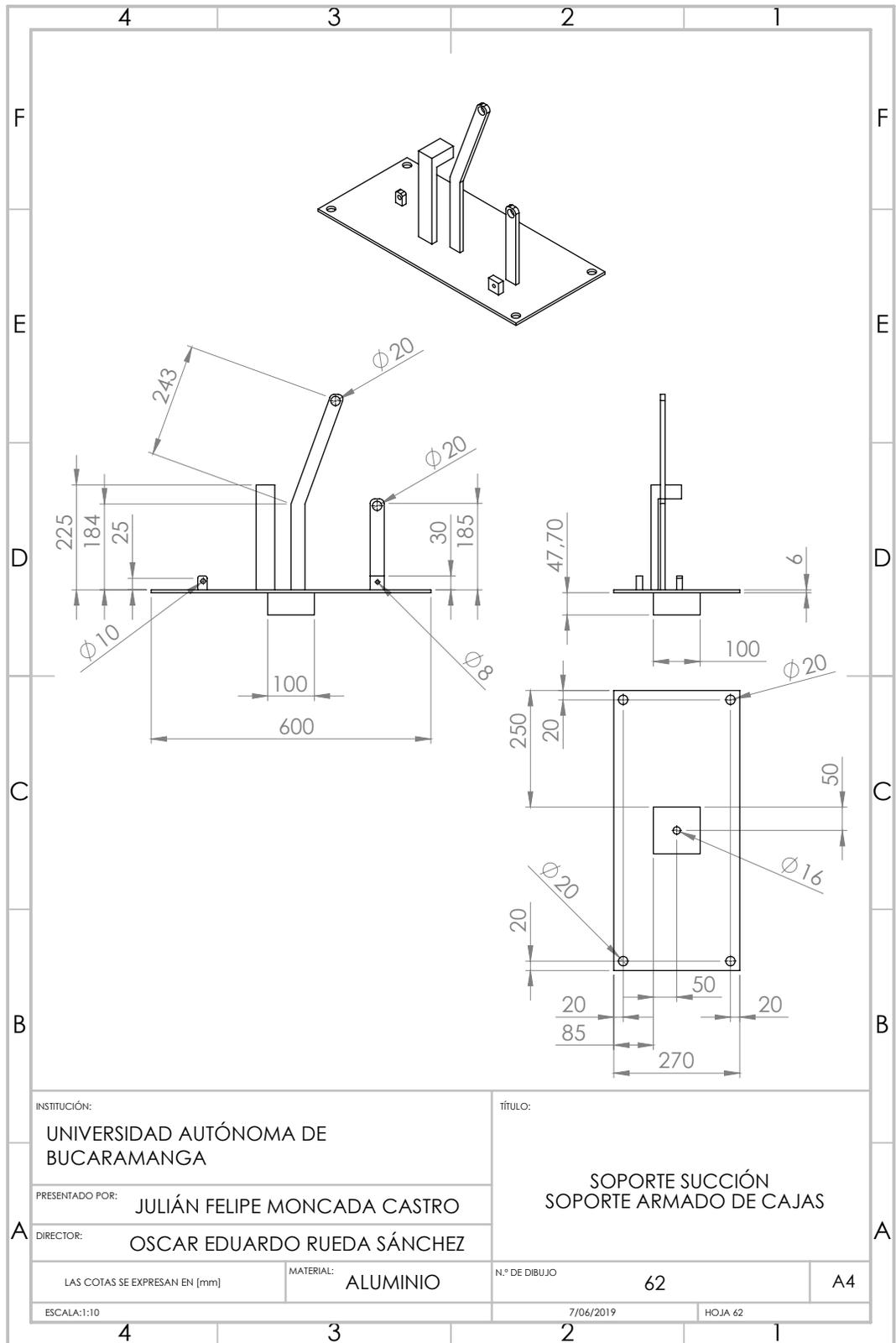


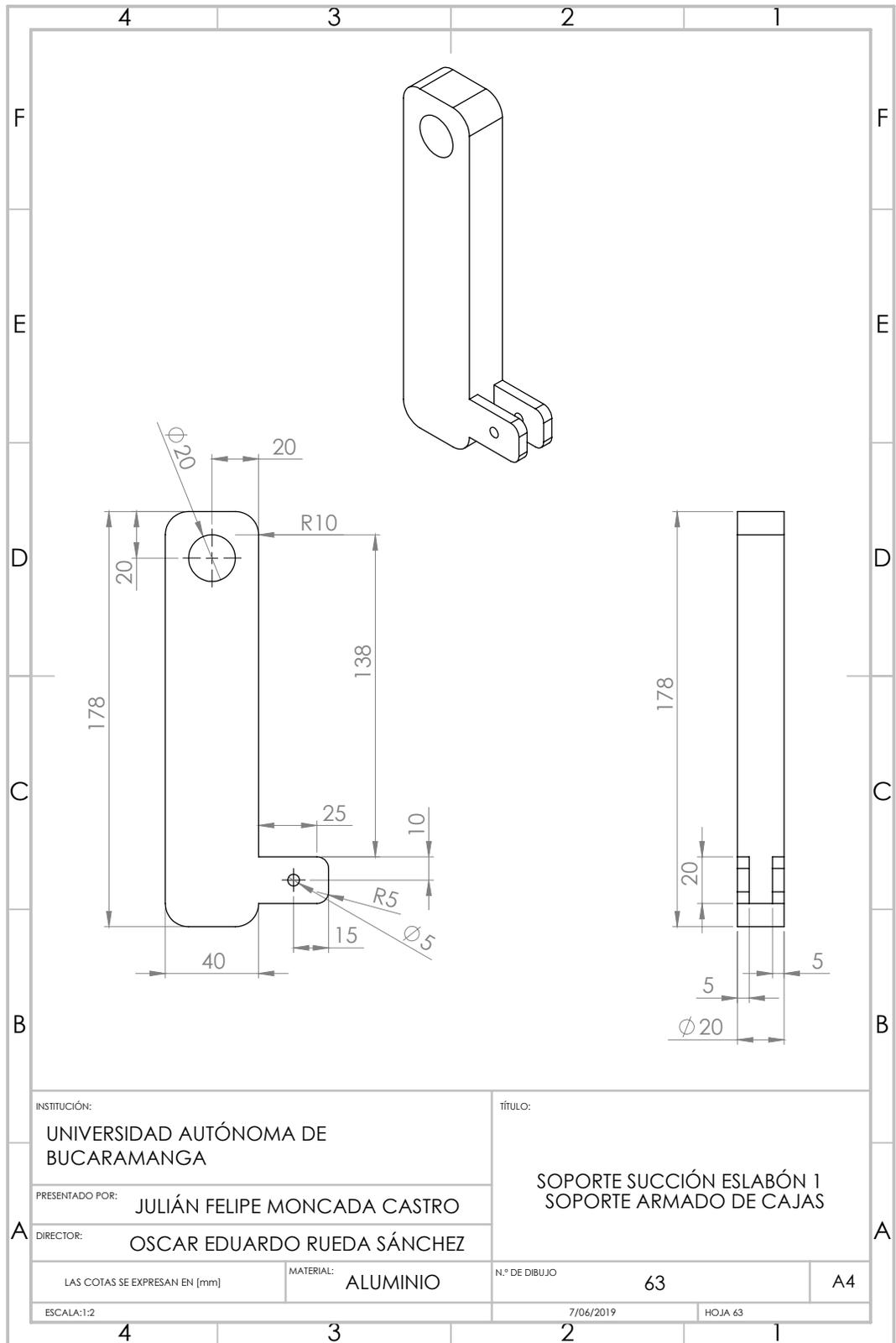


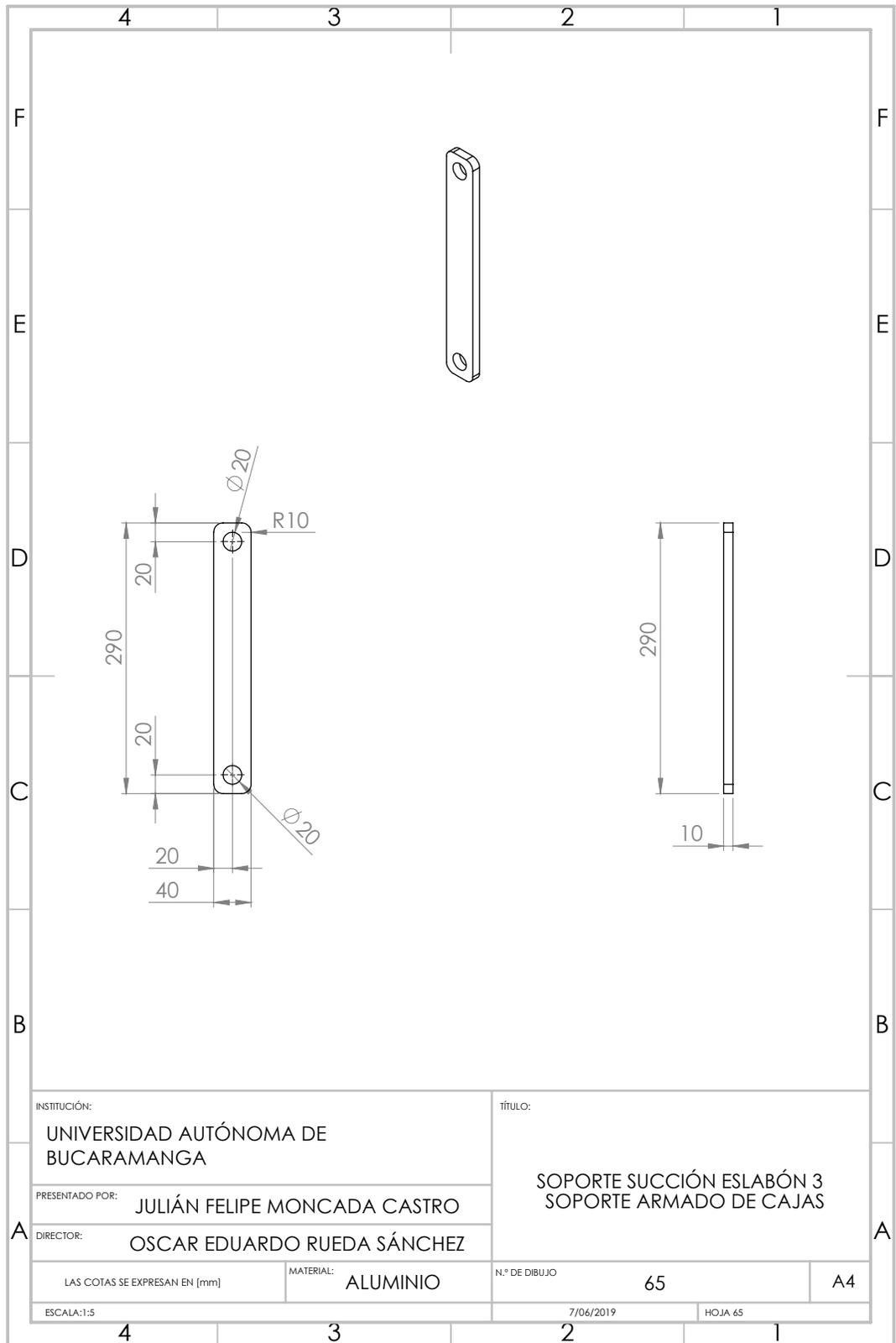


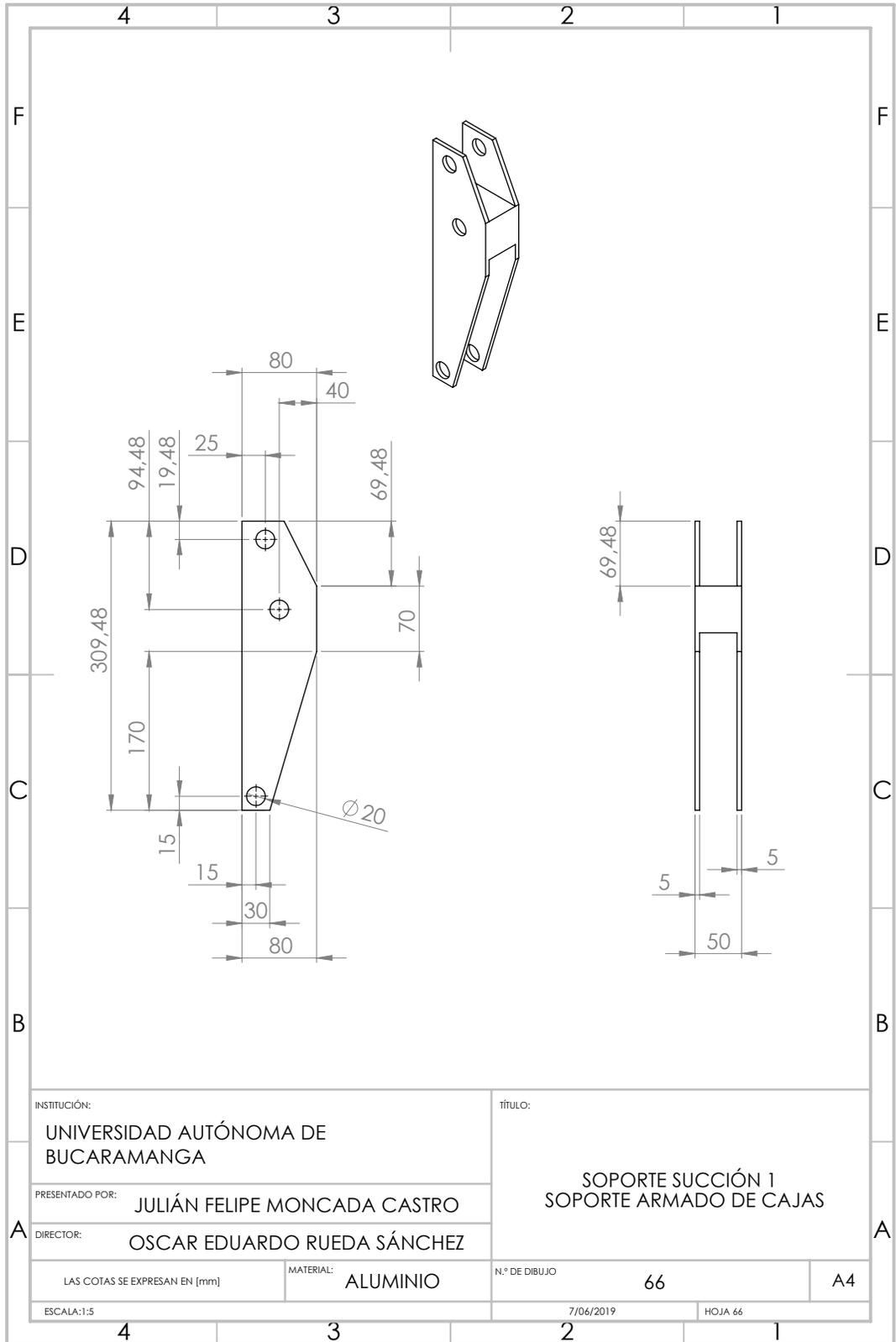












INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: **ALUMINIO**

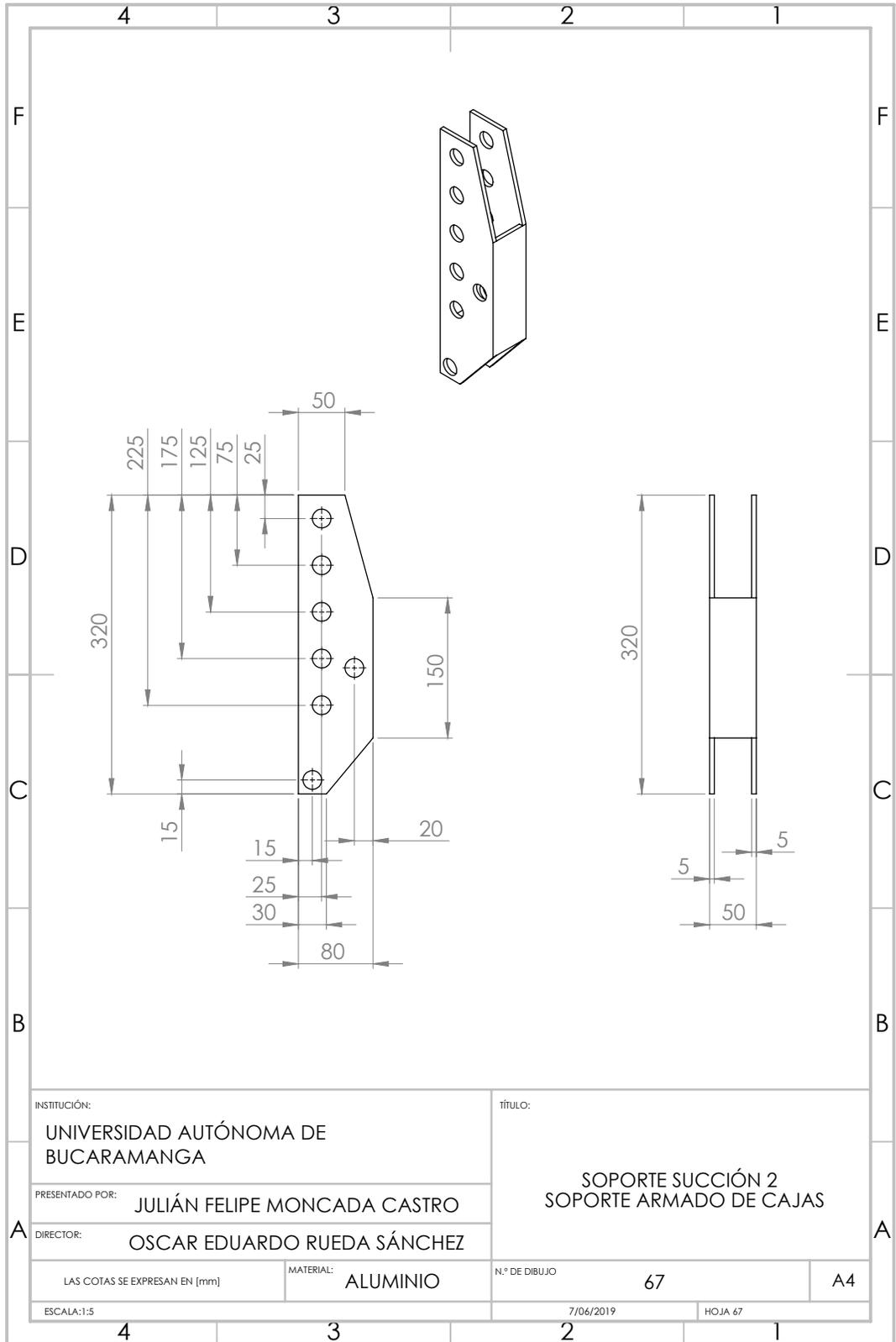
ESCALA: 1:5

tÍTULO:
**SOPORTE SUCCIÓN 1
 SOPORTE ARMADO DE CAJAS**

N.º DE DIBUJO **66**

7/06/2019

HOJA 66



INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: **ALUMINIO**

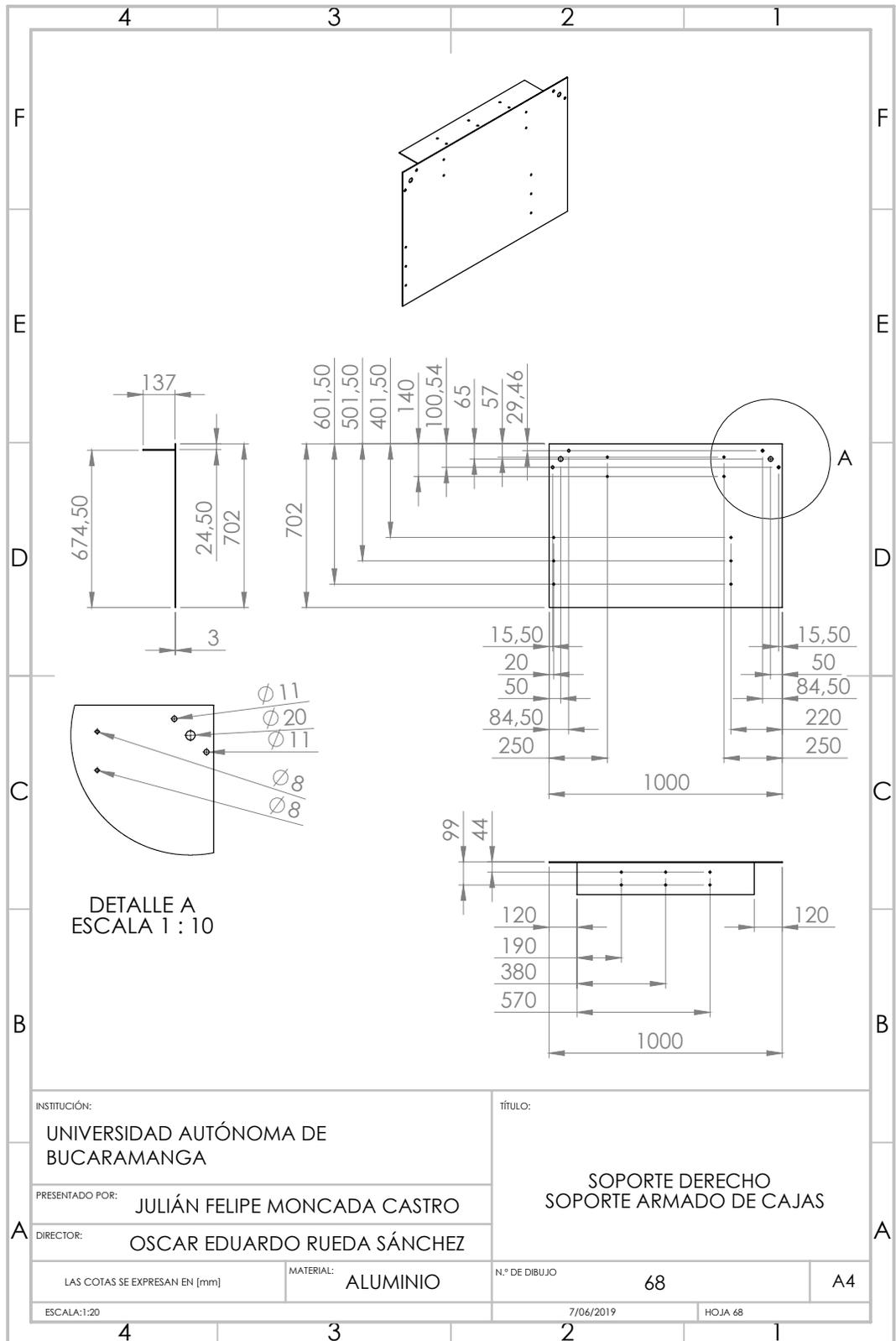
ESCALA: 1:5

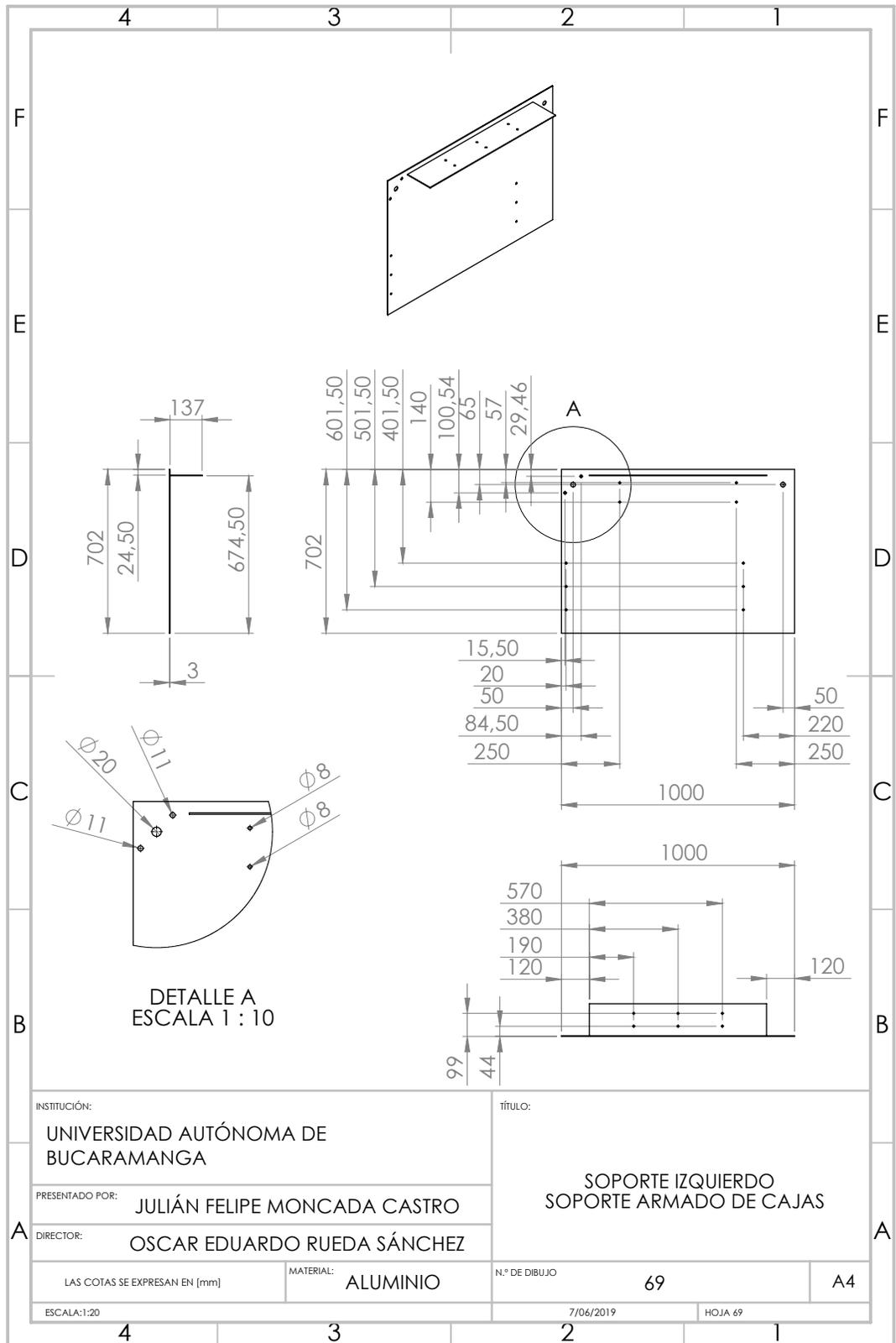
tÍTULO:
**SOPORTE SUCCIÓN 2
 SOPORTE ARMADO DE CAJAS**

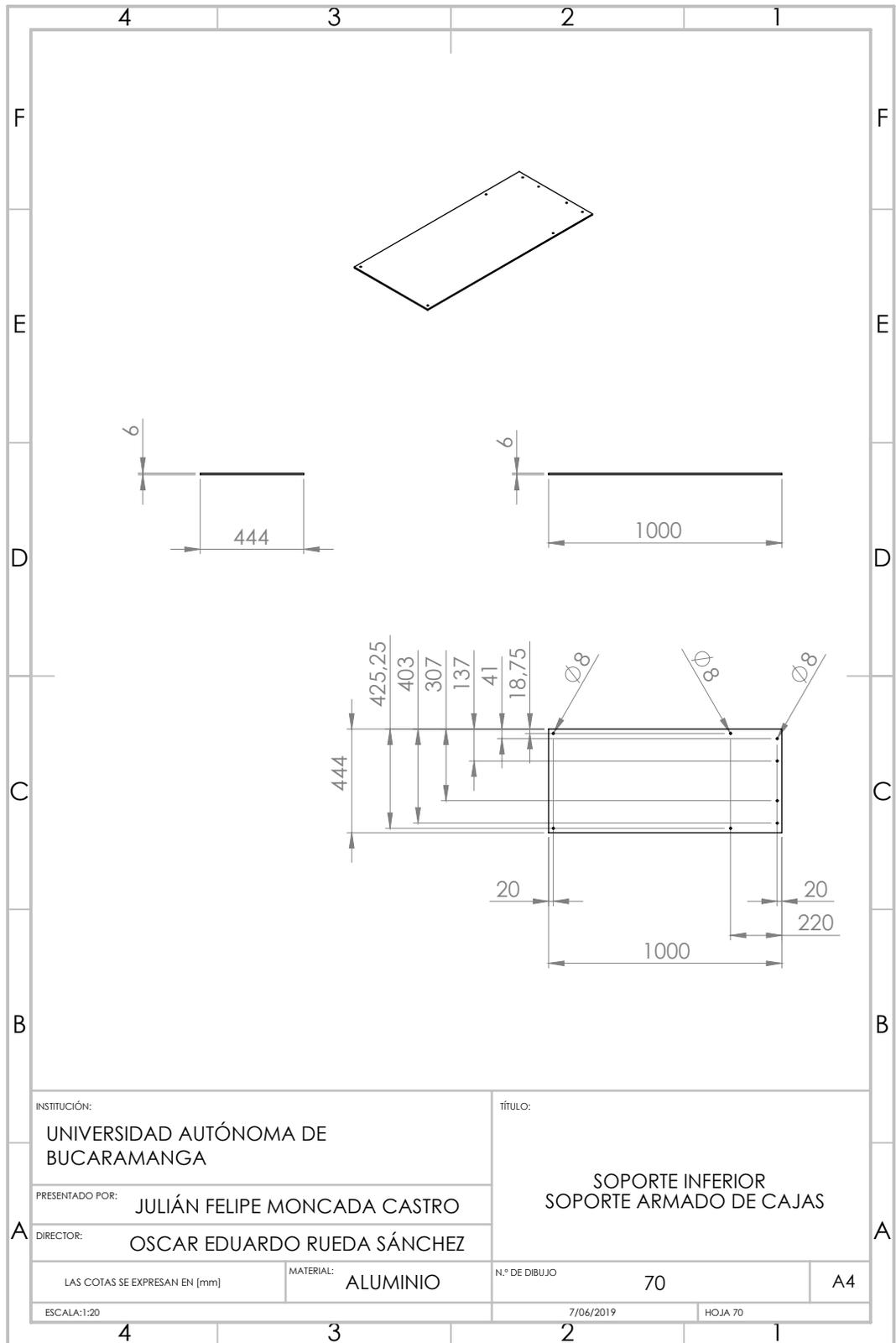
N.º DE DIBUJO **67**

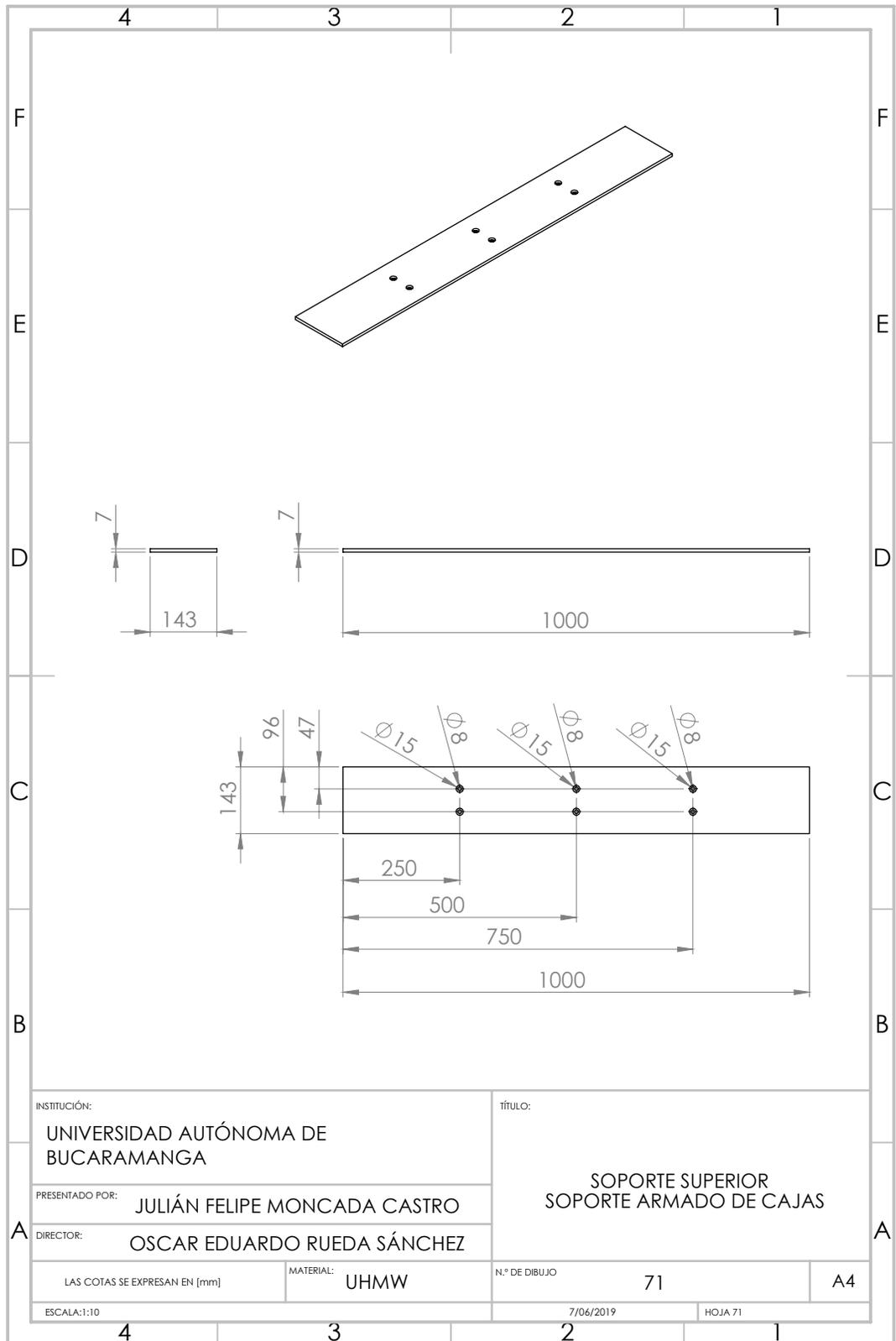
7/06/2019

HOJA 67









INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE
BUCARAMANGA

PRESENTADO POR: JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR: OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

título:
SOPORTE SUPERIOR
SOPORTE ARMADO DE CAJAS

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: UHMW

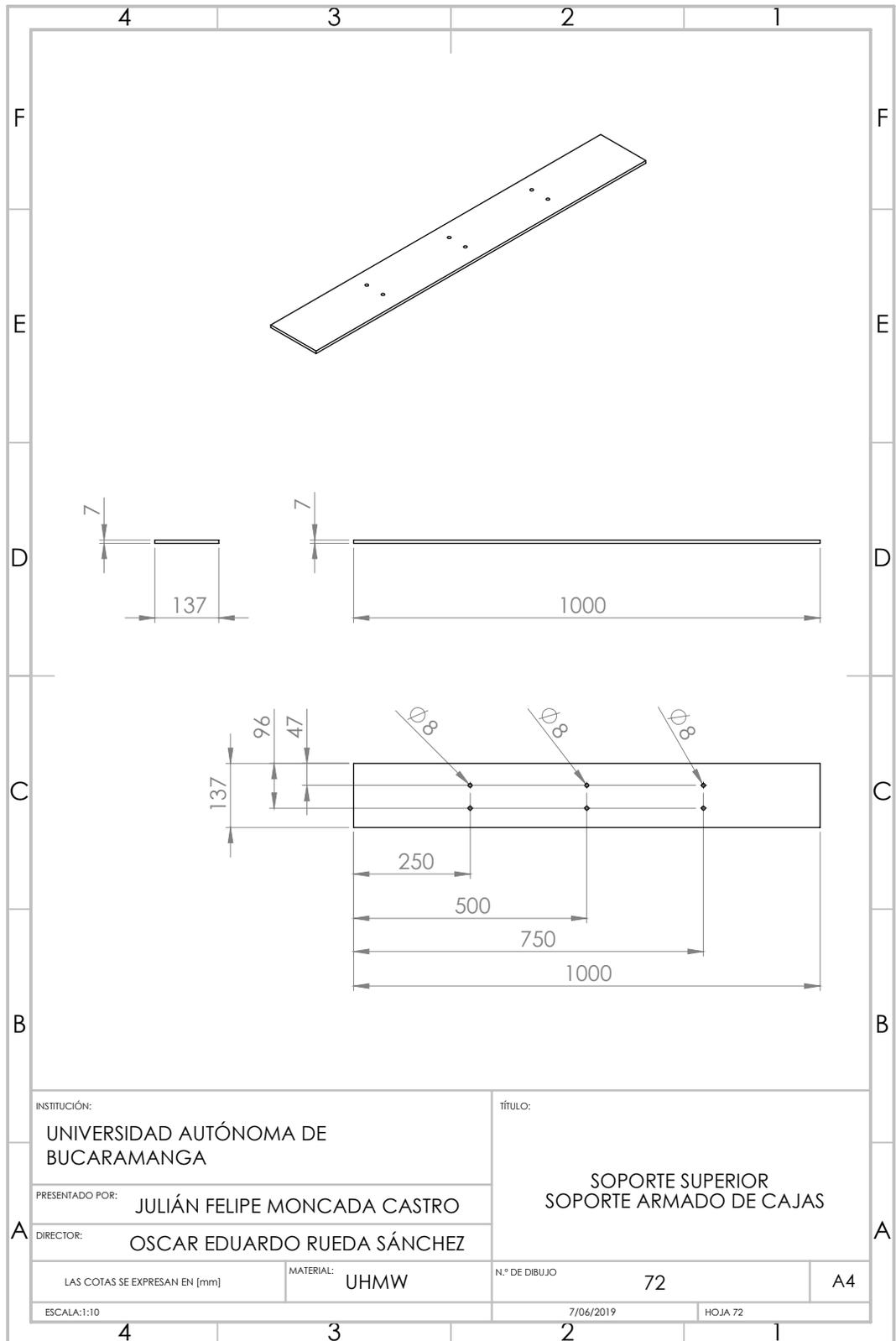
N.º DE DIBUJO 71

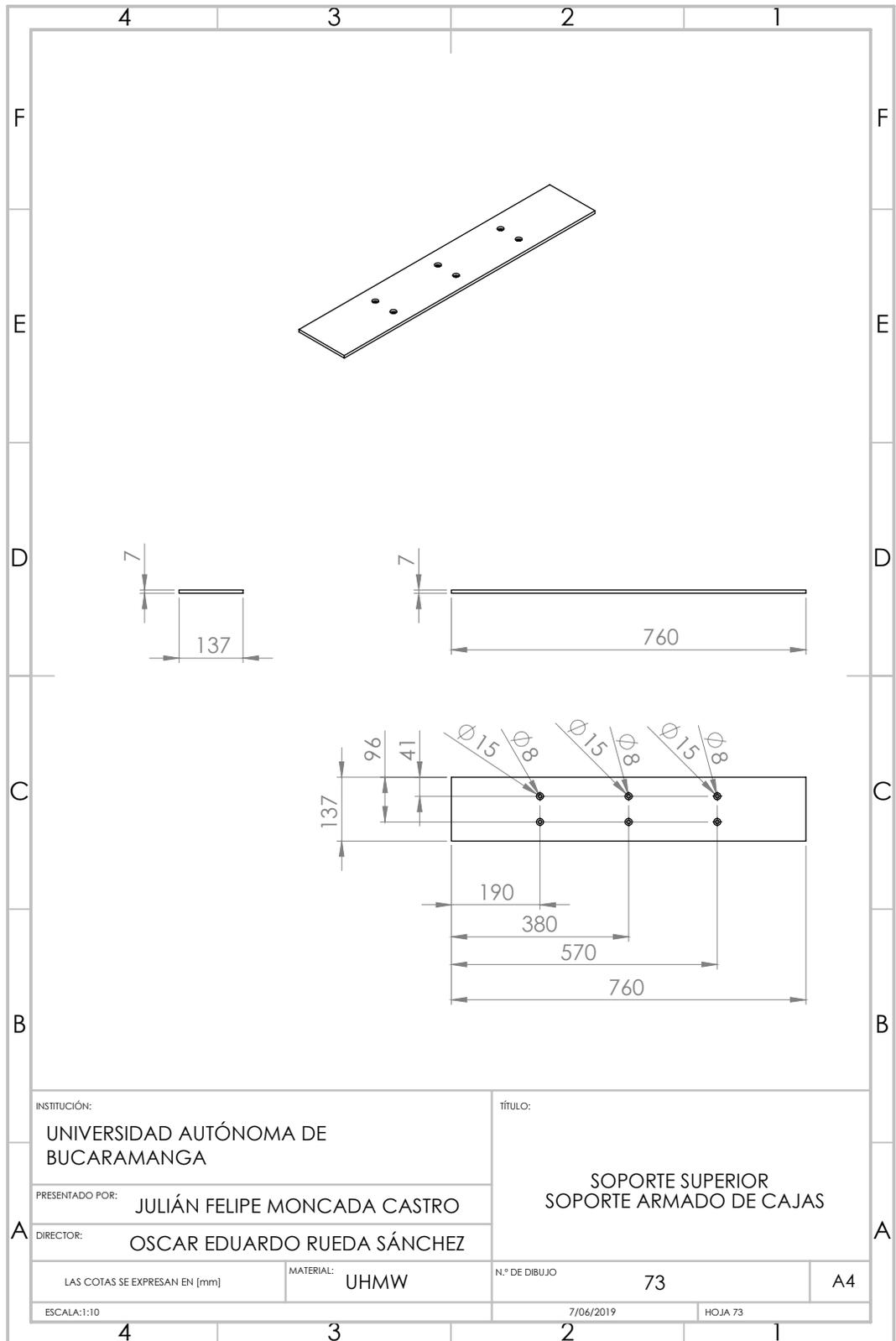
A4

ESCALA:1:10

7/06/2019

HOJA 71





INSTITUCIÓN:
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

PRESENTADO POR:
JULIÁN FELIPE MONCADA CASTRO

DIRECTOR:
OSCAR EDUARDO RUEDA SÁNCHEZ

LAS COTAS SE EXPRESAN EN [mm]

MATERIAL: **UHMW**

ESCALA: 1:10

tÍTULO:
**SOPORTE SUPERIOR
 SOPORTE ARMADO DE CAJAS**

N.º DE DIBUJO **73**

7/06/2019

HOJA 73

