

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



Diseño de sistema que automatice el proceso de embalaje de envases de insecticida agroquímico en una planta de producción en Guatemala.

Trabajo de graduación en modalidad de Megaproyecto presentado por:

Andreas Papadopolu Filipovich y

Diego Alejandro Gudiel Tobías

para optar al grado académico de Licenciados en Ingeniería Mecánica; y

Roger Artemio Díaz Fuentes,

Samantha Linda Matilde Catún Guevara, y

Yoly Sofía Moreno Portillo

para optar al grado académico de Licenciados en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala,

2016

Diseño de sistema que automatice el proceso de embalaje de envases de insecticida agroquímico en una planta de producción en Guatemala.

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



Diseño de sistema que automatice el proceso de embalaje de envases de insecticida agroquímico en una planta de producción en Guatemala.

Trabajo de graduación en modalidad de Megaproyecto presentado por:

Andreas Papadopolo Filipovich y

Diego Alejandro Gudiel Tobías

para optar al grado académico de Licenciados en Ingeniería Mecánica; y

Roger Artemio Díaz Fuentes,

Samantha Linda Matilde Catún Guevara, y

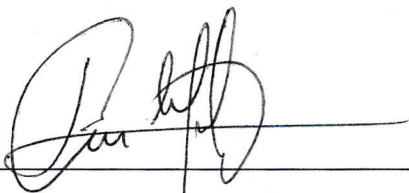
Yoly Sofía Moreno Portillo

para optar al grado académico de Licenciados en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala,

2016

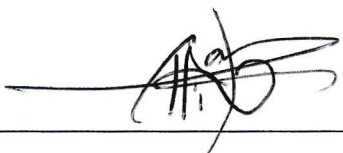
Vo.Bo.:

(f) 

Ing. Luis Pedro Montenegro
Coordinador Megaproyecto

(f) 

Ing. Víctor Hugo Ayerdi
Director del departamento de Ing Mecánica.

(f) 

Ing. Carlos Esquit
Director del departamento de Ing Electrónica y Mecatrónica

Fecha de aprobación: Guatemala 28 de noviembre de 2016

ÍNDICE

LISTA DE CUADROS	xix
LISTA DE FIGURAS	xxvi
RESUMEN	xxxiv
I. INTRODUCCIÓN	1
II. OBJETIVOS	2
A. General del megaproyecto	2
B. General módulo de manipulación de botellas	2
C. Específicos módulo de manipulación de botellas	2
D. General módulo de manipulación de cajas	2
E. Específicos módulo de manipulación de cajas	2
F. Generales módulo de potencia	3
G. Específicos módulo de potencia	3
H. Generales modulo sistema de control neumático	3
I. Específicos modulo sistema de control neumático	4
J. General módulo de control	4
K. Específicos módulo de control	4
III. JUSTIFICACIÓN	5
IV. MÓDULO DE MANIPULACIÓN DE BOTELLAS	6
A. Fase de investigación	6
1. Identificación de la necesidad	6
2. Investigación preliminar	6
a. El empackado desde una perspectiva histórica	6
b. Desarrollo social: Cambios en los patrones de consumo y su impacto en el empackado	7
1) Revolución industrial	7
2) Empackado moderno	8

c. Desarrollo de negocios: los efectos de la globalización y la distribución moderna.....	8
d. Clasificación del empaçado.....	9
1) Empaque para el consumidor.....	9
2) Empaque industrial.....	9
3) Empaque institucional.....	9
4) Empaque militar.....	9
e. Equipo de empaçado.....	11
f. Selección de la máquina de empaçado.....	11
1) Selección para empaçado secundario en cajas abiertas en la parte superior.....	11
a) Sistema clásico.....	12
b) Robots.....	15
c) Wrap-Around.....	16
d) Shrink-wrap.....	17
3. Especificaciones de desempeño.....	18
4. Ideación.....	30
B. Fase de análisis.....	32
1. Análisis del diseño.....	32
2. Selección del diseño.....	32
C. Fase de diseño.....	36
1. Diseño del mecanismo del manipulador.....	36
a. Parámetros de diseño.....	37
b. Diseño del sistema de movimiento del primer eslabón.....	44
1) Selección de actuador Festo.....	44
2) Diseño de transmisión de potencia para el primer eslabón.....	49
a) Cálculo de la carga periférica.....	50
3) Determinación del ancho de la banda.....	53
c. Diseño del eje y selección del rodamiento.....	55

1) Selección del rodamiento.....	56
2) Diseño del eje.	59
d. Diseño de los ejes guías y selección de la unidad de rodamiento lineal.....	63
1) Selección de la unidad de rodamiento lineal.	64
2) Diseño de los ejes guías del carro.....	68
e. Selección de los motores.	68
1) Selección del motor del primer eslabón.....	68
f. Diseño del sistema de movimiento del segundo eslabón.	69
2. Diseño del mecanismo de sujeción.....	72
a. Parámetros de diseño.....	72
b. Diseño de la unión no permanente.	76
1) Datos del tornillo.....	77
2) Constante de rigidez de la unión.....	78
3) Precarga requerida.....	79
4) Factores de seguridad.....	80
c. Diseño de las placas.....	80
3. Diseño de la estructura.....	82
a. Parámetros de diseño.....	82
b. Estructura.....	83
4. Selección de los materiales.....	86
5. Validación del diseño.....	89
a. Validación del mecanismo manipulador.....	89
b. Validación del mecanismo de sujeción.....	95
c. Validación de la estructura.....	99
D. Fase de manufactura.....	107
1. Presupuesto del módulo.....	107

2. Diseño del prototipo.	115
3. Manufactura del prototipo.	116
V. MÓDULO DE MANIPULACIÓN DE CAJAS.....	120
A. Marco teórico.....	120
1. Embalaje.....	120
a. Contexto histórico.....	120
b. Tipos de embalaje.....	120
2. Tipos de máquinas de embalaje.....	122
3. Automatización industrial.....	123
a. Historia de la automatización industrial.....	124
b. Aplicaciones.....	124
c. Ventajas y desventajas.....	125
B. Metodología.....	125
1. Identificación de la necesidad.....	125
2. Investigación preliminar.....	127
a. Máquinas en el mercado.....	127
b. Concepto de operaciones.....	130
1) Operaciones del sistema para despliegue de caja.....	130
2) Operaciones del sistema para cierre de paletas y transporte de caja.....	130
c. Requerimientos.....	131
3. Ideación e invención.....	135
a. Mecanismo para cerrar paletas inferiores.....	136
b. Empuje de cajas plegadas.....	137
4. Análisis y selección.....	139
a. Mecanismo para cerrar paletas inferiores.....	139
b. Empuje de cajas plegadas.....	140

5. Diseño.....	140
a. Resorte de tensión.....	140
b. Articulación para cierre de paletas frontales.	147
1) Cilindro neumático para articulación.....	149
c. Cilindro neumático para despliegue de caja.	150
d. Rodamiento lineal.	152
e. Cilindro neumático para transportar caja desplegada.	156
f. Marco de retención de cajas plegadas.	157
g. Diseño propuesto.....	159
6. Verificación y validación del diseño.	161
a. Cilindros neumáticos.....	161
1) Cilindro neumático para desplegar caja.....	161
2) Cilindro neumático para transportar caja desplegada.	163
a) Análisis del cilindro neumático sin guías lineales.	163
b) Análisis del cilindro neumático con guías lineales.....	164
b. Marco de retención de cajas.	167
7. Materiales y cotización.	169
VI. MÓDULO DE POTENCIA.....	172
A. Marco teórico.....	172
1. Reductores de velocidad.....	172
a. Transmisión por engranajes.....	172
1) Ventajas.....	173
2) Desventajas.....	173
3) Nomenclatura de engranajes.....	173
a) Circunferencia de paso y diámetro de paso D	173
b) Paso circular P	174
c) Paso diametral P_d	174

d) Módulo m	174
e) Altura del diente h , altura de la cabeza del diente h_c	175
f) Espesor del diente e	175
4) Relación de transmisión.....	175
b. Tornillo sinfín – corona.....	176
1) Tipología del tornillo sinfín.....	177
2) Nomenclatura del tornillo sinfín	178
3) Análisis de fuerzas de engranes de tornillo sinfín.	180
4) Picadura engrane Tornillo sinfín AGMA 6034 B-92.	182
5) Condición de autobloqueo.....	183
c. Esfuerzos en los dientes de engranes de un mecanismo de tornillo sinfín.....	183
d. Potencia en engranaje de tornillo sinfín.	183
2. Ejes.....	184
a. Esfuerzos en ejes.	185
b. Teoría de falla.	185
1) Fallas por carga estática.....	185
2) Fallas por cargas cíclicas.	185
a) Límite de resistencia a la fatiga.	186
3. Cuñas.....	189
4. Anillos de retención.....	189
5. Rodamientos.....	190
a. Componentes de un rodamiento.	190
b. Clasificación de rodamientos.	190
c. Selección de rodamientos	191
1) Vida nominal básica.	191
2) Capacidad básica de carga dinámica.	192
3) Carga dinámica equivalente.....	192

4) Carga estática equivalente.....	192
5) Rodamientos cónicos.....	193
a) Tipos de rodamientos	193
b) Cálculo de cargas para rodamientos de rodillos cónicos.....	195
6. Motor eléctrico.....	196
a. Clasificación de motores eléctricos.....	196
1) Motores eléctricos DC.....	196
2) Motores eléctricos AC.....	198
a) Motores asíncronos.....	199
7. Potencia.....	202
8. Protecciones eléctricas.....	203
9. Selección de conductores eléctricos.....	203
a. Criterio de caída de tensión.....	205
b. Criterio de Ampacidad.....	206
B. Metodología.....	206
1. Fase de investigación.....	206
a. Definición del problema.....	206
b. Investigación preliminar.....	206
2. Fase de análisis.....	207
a. Requerimientos.....	208
3. Fase de diseño.....	209
a. Criterios de diseño.....	209
1) Motores, sus protecciones y conductores.....	209
2) Cajas reductoras de velocidad.....	209
b. Simulación y validación de diseño.....	210
4. Cotizaciones.....	210
C. Diseño de cajas reductoras.....	211

1. Requerimientos y parámetros de operación.....	211
a. Diseño de caja reductora para M1.....	212
1) Velocidad lineal de transporte de envases al sistema automático de embalaje.....	213
2) Cálculo de torque y potencia de salida.....	213
3) Relación de reducción de velocidad.....	215
4) Diseño geométrico del tornillo.....	215
a) Número de hilos del tornillo sinfín y número de dientes de la corona.....	215
b) Módulo de la corona.....	215
c) Distancia entre centros.....	216
d) Dimensiones generales del conjunto sinfín – corona.....	216
5) Análisis de fuerzas y esfuerzos en el mecanismo tornillo sinfín – corona.....	218
a) Velocidades tangenciales y de deslizamiento.....	218
b) Coeficiente de fricción.....	219
c) Eficiencia.....	219
d) Cálculo de carga real transmitida a la corona.....	219
e) Carga permisible a transmitir en la corona según AGMA 6034B-93.....	219
f) Factor de seguridad.....	219
g) Fuerza de fricción.....	219
h) Esfuerzo permisible por flexión.....	221
i) Selección de materiales.....	221
6) Diseño de ejes.....	222
a) Eje del tornillo sinfín.....	222
b) Eje de la corona.....	224
7) Selección de rodamientos.....	227
8) Carcasa del reductor de velocidad.....	228
D. Validación y simulación de diseño mecánico.....	229
E. Selección de elementos eléctricos.....	232
1. Selección de motores.....	232
a. Selección de motores de corriente alterna.....	233

b.	Selección de servomotores	234
1)	Selección de motor para accionamiento de mecanismo sujetador de envases.	234
2)	Selección de motor para accionamiento de mecanismo ordenador de envases.	235
2.	Conductores eléctricos.....	236
a.	Cálculo de sección del conductor de motores por el criterio de caída de tensión.....	237
1)	Selección del calibre de conductores para motores	238
b.	Cálculo de sección del conductor de motores por el criterio de ampacidad.....	239
c.	Selección del calibre del conductor del tablero eléctrico de la máquina de embalaje.	241
3.	Protecciones para motores	241
a.	Selección de interruptores termo-magnéticos.....	241
b.	Selección de guarda motores.....	242
F.	Cotizaciones	242
1.	Cotización de sistema eléctrico	242
2.	Cotización caja reductora	244
VII.	MÓDULO SISTEMA DE CONTROL NEUMÁTICO.....	245
A.	Definición del problema	245
1.	Identificación de las necesidades.....	245
2.	Investigación preliminar	245
a.	Sistema neumático.....	245
b.	Sistema hidráulico.....	246
c.	Comparación entre la neumática e hidráulica.....	247
3.	Conceptos de operación del sistema	248
4.	Requerimientos del sistema	249
5.	Matriz de decisión.	253
B.	Estudio de factores para el diseño	253
1.	Componentes de un sistema neumático.....	254

2. Actuadores neumáticos.....	255
3. Tipos de válvulas.....	257
4. Sistema de vacío.....	259
5. Unidades de mantenimiento.....	262
6. Mantenimiento de un sistema neumático.....	263
C. Análisis del diseño.....	263
1. Parámetros del diseño.....	263
2. Ciclos de trabajo del sistema.....	264
3. Selección preliminar de componentes para el sistema neumático.....	265
D. Cálculo y diseño.....	266
1. Dimensionamiento de componentes del sistema neumático.....	266
a. Cabezal de sujeción:.....	266
1) Cilindro de elevación de botellas:.....	266
2) Ventosas del cabezal de sujeción.....	268
b. Manipulación de cajas:.....	273
1) Cilindro de despliegue de cajas:.....	273
2) Cálculo de las ventosas para el despliegue y el transporte de cajas.....	275
3) Cilindro de articulación para cierre de paleta frontal:.....	275
4) Cilindro de transporte de caja con soporte.....	276
2. Consumo de aire comprimido.....	277
a. Generadores de vacío.....	277
1) Generador de vacío para el manejo de botellas.....	277
2) Generadores de vacío: despliegue de cajas y transporte de cajas.....	279
b. Cilindros.....	280
c. Consumo total de aire del sistema.....	280
3. Velocidades de trabajo de los cilindros y diámetros de las mangueras.....	281

4. Análisis de velocidades de los cilindros neumáticos.....	284
5. Válvulas.....	286
6. Diseño del sistema neumático.....	287
E. Resultados.....	291
1. Simulación y validación del sistema neumático.....	291
2. Selección de los cilindros neumáticos.....	297
3. Selección de los generadores de vacío y ventosas.....	299
4. Selección de las válvulas.....	300
5. Selección de las mangueras.....	302
6. Selección de otros componentes neumáticos.....	302
F. Presupuesto.....	303
VIII. MÓDULO DE CONTROL.....	305
A. Marco teórico.....	305
1. Identificación de la necesidad.....	305
2. Investigación preliminar.....	305
a. Controladores Lógicos Programables.....	305
1) Historia de los PLCs.....	305
2) La creación del controlador programable.....	305
3) El Principio del PLC.....	306
a) La interfaz de un controlador programable.....	306
b) La unidad central de procesamiento de un PLC.....	306
4) Funcionamiento de un controlador lógico programable.....	307
5) ¿Por qué un PLC y no un circuito de relevación?.....	307
6) Los PLCs de hoy en día.....	309
a) Desarrollo de empresas.....	309
b) Aplicaciones del PLC en la Industria.....	309
7) Selección de la gama de PLC.....	309

8) Módulos digitales de entrada y salida.....	311
b. Fuente de poder.....	311
c. Variador de frecuencia.....	311
d. Panel HMI.....	311
e. Pulsadores industriales.....	312
1) Pulsadores Normalmente Cerrados (NC).....	312
2) Pulsadores Normalmente Abiertos (NO).....	312
3) Paro de emergencia.....	312
f. Sensores.....	312
1) Clasificación de sensores por el tipo de señal de salida.....	312
a) Sensores analógicos.....	312
b) Sensores digitales.....	313
c) Sensores todo-nada.....	313
2) Estos sensores a su vez se dividen en activos y pasivos.....	313
a) Sensores activos.....	313
b) Sensores pasivos.....	313
3) Sensores según el tipo de variable física a detectar.....	313
4) Sensores según el tipo de conexión.....	313
a) Sensores de dos hilos.....	313
b) Sensores de 3 hilos.....	313
5) Sensores de detección de proximidad.....	313
a) Tipos de sensores para detección de proximidad.....	314
b) Criterios de selección del tipo de sensor de proximidad.....	314
g. Red de comunicación industrial profibus.....	315
1) Estructura de la red.....	315
a) Medio físico.....	315
b) Conexiones del bus.....	316
c) Estructura lógica.....	316

d) Capa de aplicación.....	317
h. Disyuntores.....	317
1) El disyuntor termo-magnético.....	317
2) El disyuntor electrónico.....	317
i. Los relés.....	317
j. Electroneumática.....	317
1) Electroválvulas.....	318
2) El vacuostato.....	318
k. Diseño de una solución de automatización.....	318
1) Subdividir el proceso.....	318
2) Describir las diferentes áreas funcionales.....	318
3) Describir los requerimientos de seguridad.....	319
4) Describir los elementos de manejo y visualización necesarios.....	319
5) Crear los esquemas de configuración para el sistema de automatización.....	319
l. Diagramas eléctricos.....	319
1) Norma IEC 60617.....	320
m. Programación de sistemas de PLCs.....	320
1) Lista de instrucciones (IL).....	320
2) Esquema básico de funciones.....	320
3) Esquema de contactos o ladder diagram (LD).....	320
3. Especificaciones de desempeño.....	320
4. Selección previa de la tecnología a utilizar.....	325
a. Opciones de PLC.....	325
b. Paneles HMI.....	327
B. Fase de análisis.....	328
1. Análisis del diseño.....	328

2. Selección del diseño	329
C. Fase de diseño	333
1. Subdividir el proceso	333
2. Describir los requerimientos de seguridad.....	339
a. Definición de los enclavamientos mecánicos/eléctricos de seguridad.....	339
b. Diseñar circuitos que para realizar un uso manual de la máquina.....	340
3. Describir los elementos de manejo y visualización necesarios.....	340
4. Crear los esquemas de configuración para el sistema de automatización.....	343
D. Metodología.....	344
E. Resultados	345
1. Listado de sensores.....	345
2. Listado de componentes del tablero.....	346
3. Diseño interno del tablero de control.....	348
4. Diagrama unifilar del sistema.....	348
5. Simulaciones en software del funcionamiento de la máquina.....	352
a. Pantallas de control y configuración de parámetros de la máquina.....	352
b. Diagramas de flujo de programación del PLC por áreas de la máquina.....	354
F. Análisis de resultados.....	359
IX. CONCLUSIONES.....	364
X. RECOMENDACIONES	367
XI. BIBLIOGRAFÍA.....	370
XII. ANEXOS.....	377
XIII. GLOSARIO.....	555

LISTA DE CUADROS

<i>Cuadro 1. Especificaciones de la máquina empacadora.</i>	19
<i>Cuadro 2. Requerimientos del sistema de manipulación.</i>	20
<i>Cuadro 3. Requerimientos de la estructura.</i>	22
<i>Cuadro 4. Requerimientos del mecanismo de sujeción.</i>	25
<i>Cuadro 5. Requerimientos del mecanismo de manipulación.</i>	26
<i>Cuadro 6. Matriz de decisión del sistema de manipulación.</i>	33
<i>Cuadro 7. Matriz de decisión del sistema de transmisión de potencia.</i>	35
<i>Cuadro 8. Matriz de decisión de los actuadores.</i>	36
<i>Cuadro 9. Condiciones de diseño sistema de manipulación.</i>	39
<i>Cuadro 10. Parámetros para la selección del sistema de posicionamiento de Festo.</i>	45
<i>Cuadro 11. Símbolos para la selección y diseño del sistema de transmisión de potencia.</i>	50
<i>Cuadro 12. Características del rodamiento seleccionado.</i>	58
<i>Cuadro 13. Área de retracción de cilindro normalizado DSBF.</i>	71
<i>Cuadro 14. Condiciones de diseño mecanismo de sujeción.</i>	73
<i>Cuadro 15. Condiciones de diseño de la estructura.</i>	83
<i>Cuadro 16. Propiedades de tubos estructurales de sección circular.</i>	84
<i>Cuadro 17. Propiedades de tubos estructurales de sección cuadrada.</i>	85
<i>Cuadro 18. Propiedades mecánicas del Acero Inoxidable 304.</i>	87
<i>Cuadro 19. Propiedades mecánicas del Aluminio 6061 T6.</i>	87
<i>Cuadro 20. Selección de material para los elementos del mecanismo de manipulación.</i>	88
<i>Cuadro 21. Selección de material para los elementos del mecanismo de sujeción.</i>	88
<i>Cuadro 22. Selección de material para los elementos de la estructura.</i>	88
<i>Cuadro 23. Resumen del análisis del mecanismo de manipulación.</i>	93
<i>Cuadro 24. Resumen del análisis del mecanismo de sujeción.</i>	97
<i>Cuadro 25. Resumen del análisis de la estructura.</i>	103
<i>Cuadro 26. Dimensiones de cajas plegadas.</i>	126
<i>Cuadro 27. Dimensiones de cajas desplegadas y cerrada de la parte inferior.</i>	126
<i>Cuadro 28. Especificaciones de la máquina empacadora.</i>	131
<i>Cuadro 29. Despliegue de cajas.</i>	131
<i>Cuadro 30. Cierre de paletas.</i>	133
<i>Cuadro 31. Transporte y posicionamiento.</i>	134
<i>Cuadro 32. Evaluación de conceptos cierre de paletas inferiores.</i>	139

<i>Cuadro 33. Evaluación de conceptos de empuje de cajas plegadas</i>	<i>140</i>
<i>Cuadro 34. Coeficiente de fricción estático Cartón - Acero inoxidable (μ_{s1}).....</i>	<i>144</i>
<i>Cuadro 35. Características del bloque de cajas</i>	<i>145</i>
<i>Cuadro 36. Resultados de pesos y masas para sistema resorte-guía.....</i>	<i>145</i>
<i>Cuadro 37. Fuerzas resultantes</i>	<i>146</i>
<i>Cuadro 38. Características de resorte comercial</i>	<i>146</i>
<i>Cuadro 39. Características de resorte comercial con factor aplicado</i>	<i>147</i>
<i>Cuadro 40. Constantes del mecanismo de articulación</i>	<i>148</i>
<i>Cuadro 41. Constantes para cilindro neumático</i>	<i>149</i>
<i>Cuadro 42. Área de retracción de los cilindros neumáticos comerciales.....</i>	<i>150</i>
<i>Cuadro 43. Dimensiones de cilindro neumático comercial</i>	<i>150</i>
<i>Cuadro 44. Mediciones para despliegue de caja</i>	<i>151</i>
<i>Cuadro 45. Constantes del sistema de rodamiento lineal</i>	<i>154</i>
<i>Cuadro 46. Datos para cálculo de fuerza de cilindro transporta cajas.....</i>	<i>156</i>
<i>Cuadro 47. Reacciones para sostén de cajas.....</i>	<i>159</i>
<i>Cuadro 48. Características para análisis de cilindro neumático despliega cajas.....</i>	<i>161</i>
<i>Cuadro 49. Características para análisis sin guías lineales.....</i>	<i>163</i>
<i>Cuadro 50. Características para análisis con guías lineales.....</i>	<i>165</i>
<i>Cuadro 51. Elementos.....</i>	<i>169</i>
<i>Cuadro 52. Cotización láminas de acero inoxidable</i>	<i>169</i>
<i>Cuadro 53. Cotización láminas en aluminio</i>	<i>170</i>
<i>Cuadro 54. Cotización tubos y perfiles</i>	<i>170</i>
<i>Cuadro 55. Cotización cilindros neumáticos</i>	<i>170</i>
<i>Cuadro 56. Accesorios para cilindro neumáticos</i>	<i>170</i>
<i>Cuadro 57. Cotización resortes.....</i>	<i>171</i>
<i>Cuadro 58. Costo total de la máquina</i>	<i>171</i>
<i>Cuadro 59. Módulos normalizados AGMA</i>	<i>174</i>
<i>Cuadro 60. Factor por condición superficial.....</i>	<i>187</i>
<i>Cuadro 61. Factor por tamaño</i>	<i>188</i>
<i>Cuadro 62. Factor por carga.....</i>	<i>188</i>
<i>Cuadro 63. Factor de carga promedio de Marín para carga axial</i>	<i>188</i>
<i>Cuadro 64. Factor de carga de Marín para carga de torsión</i>	<i>188</i>
<i>Cuadro 65. Factor por confiabilidad.....</i>	<i>189</i>

<i>Cuadro 66. Ventajas y desventajas de los tipos de rodamientos.....</i>	<i>191</i>
<i>Cuadro 67. Factores de potencia para motores asíncronos</i>	<i>200</i>
<i>Cuadro 68. Clasificación de motores jaula de ardilla según NEMA.</i>	<i>201</i>
<i>Cuadro 69. Características de motores jaula de ardilla, Clase B NEMA.....</i>	<i>201</i>
<i>Cuadro 70. Tabla de resistividades y conductividad de algunos materiales conductores</i>	<i>203</i>
<i>Cuadro 71. Características mecánicas de materiales empleados en LTEBT.....</i>	<i>204</i>
<i>Cuadro 72. Tipo de conductores según exposición de instalación.....</i>	<i>204</i>
<i>Cuadro 73. Características de cable de aislamiento THHN.</i>	<i>205</i>
<i>Cuadro 74. Dimensión de matrices de envases utilizados en insecticidas.</i>	<i>207</i>
<i>Cuadro 75. Voltajes de alimentación disponibles en la planta.</i>	<i>207</i>
<i>Cuadro 76. Datos varios de operación del proceso de embalaje.....</i>	<i>207</i>
<i>Cuadro 77. Descripción de requisitos.....</i>	<i>208</i>
<i>Cuadro 78. Elección de tipo de engranajes para cajas reductoras.</i>	<i>210</i>
<i>Cuadro 79. Identificación de motores.....</i>	<i>212</i>
<i>Cuadro 80. Requerimientos de diseño para M1.....</i>	<i>213</i>
<i>Cuadro 81. Requerimientos para transmisión de potencia de primera banda transportadora</i>	<i>214</i>
<i>Cuadro 82. Parámetros de diseño preliminares de la corona</i>	<i>216</i>
<i>Cuadro 83. Resumen de las fuerzas que actúan sobre el tornillo sinfín y la corona</i>	<i>220</i>
<i>Cuadro 84. Propiedades del acero AISI 4340.....</i>	<i>221</i>
<i>Cuadro 85. Propiedades mecánicas del bronce SAE-62.....</i>	<i>221</i>
<i>Cuadro 86. Fuerzas que actúan sobre el eje del tornillo sinfín</i>	<i>222</i>
<i>Cuadro 87. Momentos flexionantes en secciones críticas del eje.....</i>	<i>224</i>
<i>Cuadro 88. Diámetros mínimos para los puntos críticos del eje</i>	<i>224</i>
<i>Cuadro 89. Fuerzas que actúan sobre el eje del tornillo sinfín</i>	<i>225</i>
<i>Cuadro 90. Momentos flexionantes en secciones críticas del eje.....</i>	<i>226</i>
<i>Cuadro 91. Diámetros para los puntos críticos del eje.....</i>	<i>227</i>
<i>Cuadro 92. Especificación de rodamientos para eje del tornillo.....</i>	<i>228</i>
<i>Cuadro 93. Especificaciones de rodamientos para el eje de la corona</i>	<i>228</i>
<i>Cuadro 94. Selección de motor M1 y M2.....</i>	<i>233</i>
<i>Cuadro 95. Datos para motor de cabezal para colocación de matrices de envases en las cajas.</i>	<i>234</i>
<i>Cuadro 96. Especificaciones de motor M3</i>	<i>235</i>
<i>Cuadro 97. Especificaciones de controlador de servomotor, M3</i>	<i>235</i>
<i>Cuadro 98. Especificaciones necesarias para motor M4.....</i>	<i>235</i>

<i>Cuadro 99. Especificaciones del motor M4, Siemens</i>	<i>236</i>
<i>Cuadro 100. Selección de servodriver para motor M4: SIMOVERT MASTERDRIVE 611</i>	<i>236</i>
<i>Cuadro 101. Calibre mínimo del conductor para líneas vivas con ref. a su tensión nominal.</i>	<i>238</i>
<i>Cuadro 102. Calibre de conductores por el criterio de caída de tensión para motor M1</i>	<i>238</i>
<i>Cuadro 103. Calibre de conductores por el criterio de caída de tensión para motor M2</i>	<i>238</i>
<i>Cuadro 104. Calibre de conductores por el criterio de caída de tensión para motor M3</i>	<i>238</i>
<i>Cuadro 105. Calibre de conductores por el criterio de caída de tensión para motor M4</i>	<i>239</i>
<i>Cuadro 106. Calibre del conductor por criterio de ampacidad para motor M1.....</i>	<i>240</i>
<i>Cuadro 107. Calibre del conductor por criterio de ampacidad para motor M2.....</i>	<i>240</i>
<i>Cuadro 108. Calibre del conductor por criterio de ampacidad para servomotor M3</i>	<i>240</i>
<i>Cuadro 109. Calibre del conductor por criterio de ampacidad para servomotor M4</i>	<i>241</i>
<i>Cuadro 110. Calibre del conductor principal</i>	<i>241</i>
<i>Cuadro 111. Selección de protecciones termo-magnéticas.....</i>	<i>242</i>
<i>Cuadro 112. Selección de guardamotor para motores M1 y M2.</i>	<i>242</i>
<i>Cuadro 113. Cotización de motores eléctricos</i>	<i>243</i>
<i>Cuadro 114. Cotización de conductores eléctricos.....</i>	<i>243</i>
<i>Cuadro 115. Cotización de elementos de protección eléctrica</i>	<i>243</i>
<i>Cuadro 116. Resumen cotización sistema de potencia eléctrica.....</i>	<i>243</i>
<i>Cuadro 117. Comparación Neumática con hidráulica</i>	<i>247</i>
<i>Cuadro 118. Requerimientos generales de la máquina.....</i>	<i>249</i>
<i>Cuadro 119. Requerimientos del sistema neumático.</i>	<i>249</i>
<i>Cuadro 120. Requerimientos del sistema neumático: Manipulación de botellas.....</i>	<i>251</i>
<i>Cuadro 121. Requerimientos del sistema neumático: Manipulación de cajas.....</i>	<i>252</i>
<i>Cuadro 122. Ponderación sistema neumático y sistema hidráulico.....</i>	<i>253</i>
<i>Cuadro 123. Niveles de un sistema electro neumático.....</i>	<i>255</i>
<i>Cuadro 124. Fuerzas de empuje en cilindros neumáticos.....</i>	<i>256</i>
<i>Cuadro 125. Tipos de válvulas neumáticas.....</i>	<i>258</i>
<i>Cuadro 126. Tiempos de formación de 75% de vacío en un recipiente de 1 Litro.....</i>	<i>261</i>
<i>Cuadro 127. Componentes de mantenimiento y acondicionamiento del aire comprimido.</i>	<i>262</i>
<i>Cuadro 128. Masa de las botellas y su arreglo.....</i>	<i>264</i>
<i>Cuadro 129. Componentes del sistema neumático.....</i>	<i>265</i>
<i>Cuadro 130. Dimensiones cilindro Festo.....</i>	<i>267</i>
<i>Cuadro 131. Área de retracción para cilindros DSBC.</i>	<i>268</i>

<i>Cuadro 132. Valores empíricos de la aceleración.</i>	269
<i>Cuadro 133. Fuerza de succión en ventosas Festo.</i>	272
<i>Cuadro 134. Consumo de aire de los cilindros neumáticos.</i>	280
<i>Cuadro 135. Dimensiones cilindro Festo.</i>	281
<i>Cuadro 136. Cuadro general de racor rápido roscado estándar recto Festo.</i>	282
<i>Cuadro 137. Longitudes de las mangueras.</i>	282
<i>Cuadro 138. Velocidades de los cilindros neumáticos.</i>	284
<i>Cuadro 139. Velocidades de los cilindros según tiempos establecidos.</i>	285
<i>Cuadro 140. Resultados de los cilindros neumáticos y generadores de vacío.</i>	291
<i>Cuadro 141. Resultados de las simulaciones.</i>	295
<i>Cuadro 142. Selección de los cilindros neumáticos.</i>	297
<i>Cuadro 143. Caudales nominales de las válvulas VUVS.</i>	301
<i>Cuadro 144. Componentes neumáticos varios.</i>	302
<i>Cuadro 145. Tabla de costos de los componentes neumáticos.</i>	304
<i>Cuadro 146. Selección entre un sistema implementado con relevación u otro con PLC.</i>	308
<i>Cuadro 147. Selección del tipo de sensor de distancia según la necesidad.</i>	314
<i>Cuadro 148. Largos de cables RS-485 para la buena transmisión de información.</i>	315
<i>Cuadro 149. Lista de requerimientos generales de la máquina empacadora de botellas.</i>	321
<i>Cuadro 150. Lista de requerimientos generales del sistema de control.</i>	321
<i>Cuadro 151. Lista de requerimientos derivados del requerimiento E5.1.</i>	322
<i>Cuadro 152. Lista de requerimientos derivados del requerimiento E5.3.</i>	323
<i>Cuadro 153. Lista de requerimientos derivados del requerimiento E5.4.</i>	323
<i>Cuadro 154. Lista de requerimientos derivados del requerimientos E5.8.</i>	324
<i>Cuadro 155. Características del PLC LOGO V!8 de gama baja.</i>	326
<i>Cuadro 156. Características del PLC de la familia S7-300 de gama media.</i>	326
<i>Cuadro 157. Características del panel HMI 6AV664 70AJ11 3AX0.</i>	327
<i>Cuadro 158. Características del panel SIMATIC TP177B 6" PN/DP 6AV6642 0BA01 1AX1.</i>	328
<i>Cuadro 159. Selección entre un PLC de gama baja y uno de gama media.</i>	329
<i>Cuadro 160. Selección entre panel HMI 6AV6642 0BA01 1AX1 y HMI 6AV664 70AJ11 3AX0.</i>	330
<i>Cuadro 161. Ventajas de seleccionar un sensor inductivo para el sistema de control.</i>	330
<i>Cuadro 162. Ventajas de seleccionar un sensor capacitivo para el sistema de control.</i>	331
<i>Cuadro 163. Ventajas de seleccionar un sensor óptico para el sistema de control.</i>	331
<i>Cuadro 164. Selección entre comunicación de tipo de profibus y de cableado paralelo.</i>	331

<i>Cuadro 165. Utilizar variador de frecuencia o módulos analógicos para controlar actuadores.</i>	<i>332</i>
<i>Cuadro 166. Áreas de la máquina y listado de componentes eléctricos/electrónicos por área.</i>	<i>336</i>
<i>Cuadro 167. Utilidad de sensores en la entrada de material al sistema.</i>	<i>337</i>
<i>Cuadro 168. Utilidad de sensores en el ordenamiento de botellas en matrices.</i>	<i>337</i>
<i>Cuadro 169. Utilidad de sensores en el cabezal de transporte de matrices de botellas.</i>	<i>337</i>
<i>Cuadro 170. Utilidad de sensores en el sistema de armado y posicionamiento de cajas.</i>	<i>338</i>
<i>Cuadro 171. Utilidad de sensores en la salida de cajas con material del sistema.</i>	<i>338</i>
<i>Cuadro 172. Utilidad de actuadores en la entrada de material al sistema.</i>	<i>338</i>
<i>Cuadro 173. Utilidad de actuadores en el ordenamiento de botellas en matrices.</i>	<i>338</i>
<i>Cuadro 174. Utilidad de actuadores en el cabezal de transporte de matrices de botellas.</i>	<i>338</i>
<i>Cuadro 175. Utilidad de actuadores en el sistema de armado y posicionamiento de cajas.</i>	<i>338</i>
<i>Cuadro 176. Utilidad de actuadores en la salida de cajas con material del sistema.</i>	<i>339</i>
<i>Cuadro 177. Pulsadores y sensores que se deben instalar en la máquina por seguridad.</i>	<i>339</i>
<i>Cuadro 178. Listado de operaciones que se deben de controlar manualmente en la máquina.</i>	<i>340</i>
<i>Cuadro 179. Información de pantalla para parámetros de máquina.</i>	<i>340</i>
<i>Cuadro 180. Información de pantalla para parámetros de tipo.</i>	<i>341</i>
<i>Cuadro 181. Información de pantalla para funciones manuales.</i>	<i>341</i>
<i>Cuadro 182. Información de pantalla de cambio de tipo de presentación de botella.</i>	<i>341</i>
<i>Cuadro 183. Información de pantalla de producción.</i>	<i>342</i>
<i>Cuadro 184. Dispositivos que necesitan ser conectados a una entrada o salida digital del PLC.</i>	<i>343</i>
<i>Cuadro 185. Dispositivos que deben de ser conectados a comunicación PROFIBUS.</i>	<i>344</i>
<i>Cuadro 186. Listado de sensores a utilizar en el proyecto.</i>	<i>345</i>
<i>Cuadro 187. Listado de componentes utilizados para armar el tablero de control.</i>	<i>346</i>
<i>Cuadro 188. Borneras de alimentación general de los dispositivos en el tablero de control.</i>	<i>349</i>
<i>Cuadro 189. Cantidad de borneras utilizadas para la conexión eléctrica del sistema.</i>	<i>349</i>
<i>Cuadro 190. Identificación de borneras para el manejo de señales de entrada digital 1-19.</i>	<i>350</i>
<i>Cuadro 191. Identificación de borneras para el manejo de señales de entrada digital 19-37.</i>	<i>350</i>
<i>Cuadro 192. Relevadores utilizados para el manejo de señales digitales de salida del sistema.</i>	<i>351</i>
<i>Cuadro 193. Variables utilizadas en la programación de banda transportadora de entrada.</i>	<i>357</i>
<i>Cuadro 194. Variables utilizadas en la lógica de programación del ordenamiento de botellas.</i>	<i>357</i>
<i>Cuadro 195. Variables utilizadas en la lógica de programación de transporte de botellas.</i>	<i>358</i>
<i>Cuadro 196. Variables utilizadas en la lógica de programación de armado de cajas.</i>	<i>358</i>
<i>Cuadro 197. Variables utilizadas programación de banda transportadora de salida.</i>	<i>359</i>

<i>Cuadro 198. Calibre mínimo para conductores de puesta a tierra.....</i>	<i>424</i>
<i>Cuadro 199. Ampacidades admisibles de los conductores aislados de 0 a 2000 V, 60°C a 90°C.</i>	<i>425</i>
<i>Cuadro 200. Factor de cálculo aplicado a potencia de motores</i>	<i>426</i>
<i>Cuadro 201. Capacidad nominal de interruptores para motores jaula de ardilla.....</i>	<i>426</i>
<i>Cuadro 202. Naturaleza de la carga según tipo de aplicación</i>	<i>427</i>
<i>Cuadro 203. Factor s_1 para cálculo de factor de servicio para reductores sinfín corona</i>	<i>428</i>
<i>Cuadro 204. Factor s_2 para cálculo de factor de servicio para reductores sinfín corona</i>	<i>428</i>
<i>Cuadro 205. Dimensiones típicas de los dientes en sinfines y coronas.....</i>	<i>428</i>
<i>Cuadro 206. Ángulo mayor de avance asociado con un ángulo de presión normal</i>	<i>429</i>
<i>Cuadro 207. Número mínimo de dientes de engrane de un ángulo normal de presión</i>	<i>429</i>
<i>Cuadro 208. Factor de forma para cálculo de esfuerzo por flexión en dientes de engranajes</i>	<i>429</i>
<i>Cuadro 209. Aplicaciones de rodamientos y vida requerida.</i>	<i>430</i>
<i>Cuadro 210. Dimensiones de tornillos de cabeza hexagonal común y pesados.....</i>	<i>430</i>

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1. Niveles de empaque.</i>	10
<i>Figura 2. Construcción de una empacadora intermitente.</i>	13
<i>Figura 3. Construcción de una empacadora continua.</i>	14
<i>Figura 4. Tipos de robots.</i>	16
<i>Figura 5. Empacadora Wrap Around.</i>	17
<i>Figura 6. Empacadora Shrink- wrap.</i>	18
<i>Figura 7. Concepto de operaciones del sistema de manipulación.</i>	19
<i>Figura 8. Idea 1: principio de vacío, mediante succión en ventosas para sujetar el producto.</i>	30
<i>Figura 9. Idea 2: Basada en principio de presión, para sujetar el producto.</i>	30
<i>Figura 10. Idea 3: principio de vacío, mediante succión en área para sujetar el producto.</i>	31
<i>Figura 11. Idea 4: Basada en la utilización de un robot para realizar las trayectorias necesarias.</i>	31
<i>Figura 12. Sistema de manipulación clásico vs. robot.</i>	32
<i>Figura 13. Eslabón horizontal del mecanismo de manipulación.</i>	34
<i>Figura 14. Engranajes vs. fajas dentadas vs. cadenas.</i>	34
<i>Figura 15. Neumática vs. hidráulica vs. eléctrica.</i>	35
<i>Figura 16. Trayectoria de referencia del sistema de manipulación.</i>	37
<i>Figura 17. Sistema cartesiano Festo de un eje.</i>	40
<i>Figura 18. Diseño de sistema cartesiano.</i>	41
<i>Figura 19. Grafica velocidad vrs. tiempo del sistema de manipulación.</i>	41
<i>Figura 20. Fases del ciclo del mecanismo de manipulación.</i>	42
<i>Figura 21. Resumen de los parámetros de entrada.</i>	46
<i>Figura 22. Resumen del sistema seleccionado.</i>	47
<i>Figura 23. Resumen de las opciones seleccionadas.</i>	48
<i>Figura 24. Carro del sistema de manipulación.</i>	51
<i>Figura 25. DCL del carro modelado como una partícula.</i>	51
<i>Figura 26. Soporte del sistema de manipulación.</i>	56
<i>Figura 27. DCL de la polea dentada.</i>	56
<i>Figura 28. Parámetros de diseño para el cálculo del eje.</i>	60
<i>Figura 29. Gráfico de fuerza de corte del eje.</i>	61
<i>Figura 30. Gráfico de momento flector.</i>	61
<i>Figura 31. Gráfico de flexión del eje.</i>	62
<i>Figura 32. Grafico del diámetro ideal del eje.</i>	62

<i>Figura 33. Aplicación de rodamientos lineales en máquinas "Pick and Place".</i>	63
<i>Figura 34. Mecanismo de sujeción de 100 ml.</i>	74
<i>Figura 35. Mecanismo de sujeción de 250 ml.</i>	74
<i>Figura 36. Mecanismo de sujeción de 500 ml.</i>	75
<i>Figura 37. Mecanismo de sujeción de 1000 ml.</i>	75
<i>Figura 38. Características de la unión no permanente.</i>	76
<i>Figura 39. Placa Superior del mecanismo de sujeción.</i>	81
<i>Figura 40. Placas inferiores del mecanismo de sujeción.</i>	82
<i>Figura 41. Diseño de la estructura.</i>	86
<i>Figura 42. Propiedades mecánicas del acero inox. en la base de datos de Ansys Workbench.</i>	90
<i>Figura 43. Propiedades mecánicas del aluminio en la base de datos de Ansys Workbench.</i>	90
<i>Figura 44. Apoyos fijos del mecanismo de manipulación.</i>	91
<i>Figura 45. Apoyo sin fricción del mecanismo de manipulación.</i>	92
<i>Figura 46. Fuerza externa aplicada al mecanismo de manipulación.</i>	92
<i>Figura 47. Deformación total del mecanismo de manipulación.</i>	93
<i>Figura 48. Esfuerzo equivalente de von Mises del mecanismo de manipulación.</i>	94
<i>Figura 49. Factor de seguridad del mecanismo de manipulación.</i>	94
<i>Figura 50. Apoyo fijo del mecanismo de sujeción de 1000 ml.</i>	96
<i>Figura 51. Fuerza externa aplicada al mecanismo de sujeción de 1000 ml.</i>	96
<i>Figura 52. Deformación total del mecanismo de sujeción de 1000 ml.</i>	97
<i>Figura 53. Esfuerzo equivalente de von Mises del mecanismo de sujeción de 1000 ml.</i>	98
<i>Figura 54. Factor de seguridad del mecanismo de sujeción de 1000 ml.</i>	98
<i>Figura 55. Factor de seguridad contra la fatiga del mecanismo de sujeción de 1000 ml.</i>	99
<i>Figura 56. Apoyo fijo de la estructura.</i>	100
<i>Figura 57. Fuerza externa debida al sistema de manipulación.</i>	101
<i>Figura 58. Fuerza remota debido al peso de la matriz de envases de 1000 ml.</i>	101
<i>Figura 59. Fuerza externa debida al peso de un elemento de toma de cajas.</i>	102
<i>Figura 60. Fuerza externa debida al peso de un elemento de cierre de cajas.</i>	102
<i>Figura 61. Deformación total de la estructura.</i>	104
<i>Figura 62. Esfuerzo equivalente de von Mises de la estructura.</i>	104
<i>Figura 63. Factor de seguridad de la estructura.</i>	105
<i>Figura 64. Quinto modo de vibración de la estructura.</i>	106
<i>Figura 65. Octavo modo de vibración de la estructura.</i>	106

<i>Figura 66. Diseño del prototipo del sistema de manipulación.....</i>	<i>116</i>
<i>Figura 67. Proceso de medición de las placas que soportan los cilindros.</i>	<i>117</i>
<i>Figura 68. Proceso de corte y unión del tubo estructural.....</i>	<i>117</i>
<i>Figura 69. Proceso de soldadura para generar el marco.</i>	<i>118</i>
<i>Figura 70. Proceso de unión de los ejes guías y del cilindro al marco.</i>	<i>118</i>
<i>Figura 71. Proceso de pintura y ensamble de los elementos.</i>	<i>119</i>
<i>Figura 72. Ventajas y desventajas de embalaje de madera</i>	<i>121</i>
<i>Figura 73. Ventajas y desventajas de embalaje de cartón</i>	<i>121</i>
<i>Figura 74. Máquina automática dobladora de cajas de cartón de 1988</i>	<i>123</i>
<i>Figura 75. Estilo de cajas</i>	<i>126</i>
<i>Figura 76. Máquina de embalaje GPK-40H18.....</i>	<i>127</i>
<i>Figura 77. Máquina de cierre de paletas superiores modelo YX-GPC50-A.....</i>	<i>128</i>
<i>Figura 78. Proceso de cierre de paletas superiores.....</i>	<i>128</i>
<i>Figura 79. Máquina para cierre de paletas superiores de KLONGER.....</i>	<i>129</i>
<i>Figura 80. Hamrick Tri-Pack case erector</i>	<i>129</i>
<i>Figura 81. Modelo 1 para cierre de paletas inferiores laterales</i>	<i>136</i>
<i>Figura 82. Modelo 1 para cierre de paletas inferiores frontales</i>	<i>136</i>
<i>Figura 83. Modelo 2 para cierre de paletas inferiores</i>	<i>137</i>
<i>Figura 84. Modelo 1 empuje de cajas plegadas.....</i>	<i>138</i>
<i>Figura 85. Modelo 2 empuje de cajas plegadas.....</i>	<i>139</i>
<i>Figura 86. Diagrama de cuerpo libre del sistema resorte-guía.....</i>	<i>141</i>
<i>Figura 87. Caja y fuerza experimental.....</i>	<i>143</i>
<i>Figura 88. Gráfica Fuerza- Tiempo.....</i>	<i>143</i>
<i>Figura 89. Coeficiente de fricción estático Acero - Acero lubricado (μ_s)</i>	<i>144</i>
<i>Figura 90. Diagrama de cuerpo libre para sistema de articulación.....</i>	<i>147</i>
<i>Figura 91. Distancia del pivote hacia el centro de masa.....</i>	<i>148</i>
<i>Figura 92. Experimento para fuerza de despliegue de cajas</i>	<i>151</i>
<i>Figura 93. Fuerza experimental para despliegue de cajas</i>	<i>151</i>
<i>Figura 94. Guías y rodamiento lineal acoplado a la estructura principal</i>	<i>152</i>
<i>Figura 95. DCL del sistema de rodamiento lineal</i>	<i>153</i>
<i>Figura 96. Sostén de cajas</i>	<i>157</i>
<i>Figura 97. Cuña de soporte</i>	<i>158</i>
<i>Figura 98. Fuerzas y reacciones sostén de cajas.</i>	<i>158</i>

<i>Figura 99. Diseño final de la máquina</i>	<i>160</i>
<i>Figura 100. Dimensiones generales de la máquina</i>	<i>160</i>
<i>Figura 101. Tensión de Von Mises Cilindro despliega caja</i>	<i>161</i>
<i>Figura 102. Desplazamiento en Y cilindro despliega caja.....</i>	<i>162</i>
<i>Figura 103. Coeficiente de seguridad cilindro despliega caja</i>	<i>162</i>
<i>Figura 104. Tensión de Von Mises cilindro transporta caja sin guías lineales</i>	<i>163</i>
<i>Figura 105. Desplazamiento en Y para cilindro despliega caja sin guías lineales.....</i>	<i>164</i>
<i>Figura 106. Cilindro transporta cajas con guías lineales.....</i>	<i>164</i>
<i>Figura 107. Tensión de Von Mises para cilindro transporta cajas con guías lineales.....</i>	<i>165</i>
<i>Figura 108. Desplazamiento para cilindro de transporte de cajas con guías lineales</i>	<i>166</i>
<i>Figura 109. Coeficiente de seguridad para cilindro de transporte de caja con guías lineales.....</i>	<i>166</i>
<i>Figura 110. Tensión de Von Mises para sostén de cajas</i>	<i>167</i>
<i>Figura 111. Desplazamiento en el eje Y, para sostén de cajas</i>	<i>168</i>
<i>Figura 112. Coeficiente de seguridad para sostén de cajas.....</i>	<i>168</i>
<i>Figura 113. Funcionamiento de engranajes rectos.....</i>	<i>173</i>
<i>Figura 114. Tangencia de los círculos de paso de engranajes</i>	<i>174</i>
<i>Figura 115. Nomenclatura de un diente de engranaje recto.....</i>	<i>175</i>
<i>Figura 116. Reductor de tornillo sinfín y corona.....</i>	<i>176</i>
<i>Figura 117. Engranaje tornillo sinfín - corona de envoltorio sencilla con garganta.....</i>	<i>177</i>
<i>Figura 118. Engranaje tornillo sinfín - corona sin garganta.....</i>	<i>177</i>
<i>Figura 119. Configuración del sinfín de doble garganta.....</i>	<i>178</i>
<i>Figura 120. Nomenclatura de un engranaje de tornillo sinfín.....</i>	<i>178</i>
<i>Figura 121. Representación gráfica del ancho de cara del sinfín</i>	<i>180</i>
<i>Figura 122. Diagrama de fuerzas sobre un tornillo sinfín ejercidas por la rueda</i>	<i>180</i>
<i>Figura 123. Componentes de velocidad de un engranaje de tornillo sinfín.....</i>	<i>181</i>
<i>Figura 124. Diagrama de flexión y torsión en un eje cilíndrico</i>	<i>185</i>
<i>Figura 125. Diagrama S-N de algunos metales</i>	<i>186</i>
<i>Figura 126. Usos comunes de anillos de retención.....</i>	<i>189</i>
<i>Figura 127. Partes de un rodamiento.</i>	<i>190</i>
<i>Figura 128. Línea de acción de rodamientos de rodillos cónicos.....</i>	<i>193</i>
<i>Figura 129. Rodamientos cónicos de una hilera.....</i>	<i>194</i>
<i>Figura 130. Rodamiento de rodillos cónicos de doble hilera.</i>	<i>194</i>
<i>Figura 131. Rodamiento de rodillos cónicos de cuatro hileras.</i>	<i>194</i>

<i>Figura 132. Arreglo espalda con espalda de rodamientos cónicos</i>	195
<i>Figura 133. Arreglo cara a cara de rodamientos cónicos.</i>	195
<i>Figura 134. Disposición de rodamientos y carga dinámica equivalente</i>	196
<i>Figura 135. Partes de un motor DC</i>	197
<i>Figura 136. Clasificación de motores eléctricos DC según NEMA</i>	197
<i>Figura 137. Partes de un motor eléctrico de inducción</i>	198
<i>Figura 138. Estator y rotor de motor eléctrico.</i>	198
<i>Figura 139. Clasificación de motores AC según NEMA</i>	199
<i>Figura 140. Conductor THHN</i>	205
<i>Figura 141. Ubicación de motores encargados de movimiento de bandas transportadoras.</i>	211
<i>Figura 142. Ubicación de servomotores en máquina de embalaje.</i>	212
<i>Figura 143. Esquema de conexión sistema de acople de velocidad para M1</i>	213
<i>Figura 144. Dimensiones generales del tornillo sinfín.</i>	217
<i>Figura 145. Dimensiones generales de la corona del sinfín.</i>	218
<i>Figura 146. Esquema de distribución de fuerzas en un mecanismo de tornillo sinfín corona</i>	220
<i>Figura 147. Propuesta de geometría del eje de tornillo sinfín</i>	222
<i>Figura 148. Diagramas fuerza cortante</i>	223
<i>Figura 149. Diagrama de momento flector</i>	224
<i>Figura 150. Propuesta de geometría del eje de tornillo sinfín</i>	225
<i>Figura 151. Diagramas fuerza cortante</i>	225
<i>Figura 152. Diagrama de momento flector</i>	226
<i>Figura 153. Dimensiones de rodamientos cónicos</i>	227
<i>Figura 154. diseño final carcasa caja reductora</i>	229
<i>Figura 155. Análisis de esfuerzo de Von Mises para mecanismo tornillo sinfín – corona</i>	229
<i>Figura 156. Deformación para mecanismo tornillo sinfín – corona</i>	230
<i>Figura 157. Factor de seguridad para mecanismo tornillo sinfín – corona</i>	230
<i>Figura 158. Esfuerzo de Von Mises en carcasa de caja reductora</i>	231
<i>Figura 159. Factor de seguridad en carcasa de caja reductora</i>	231
<i>Figura 160. Deformación de carcasa de caja reductora</i>	232
<i>Figura 161. Funcionamiento servodriver.</i>	236
<i>Figura 162. Representación gráfica y sencilla de un sistema neumático.</i>	246
<i>Figura 163. Representación gráfica y simple de un sistema hidráulico.</i>	246
<i>Figura 164. Conceptos de operación del sistema</i>	248

<i>Figura 165. Niveles de un sistema neumático</i>	254
<i>Figura 166. Cilindro de simple efecto</i>	255
<i>Figura 167. Cilindro de doble efecto</i>	256
<i>Figura 168. Representación de posiciones y vías de una válvula, junto con su numeración</i>	257
<i>Figura 169. Tipos de accionamientos de una válvula</i>	257
<i>Figura 170. Tipos de válvulas</i>	258
<i>Figura 171. Sistema de vacío</i>	259
<i>Figura 172. Vacío por el principio de Venturi</i>	260
<i>Figura 173. Diagrama de un generador de vacío y ventosa</i>	260
<i>Figura 174. Módulos que integran la máquina</i>	266
<i>Figura 175. Cilindro de elevación (color verde)</i>	266
<i>Figura 176. Plano cilindro neumático Festo</i>	267
<i>Figura 177. Ventosas del cabezal. (color verde)</i>	269
<i>Figura 178. Casos para el cálculo de ventosas</i>	270
<i>Figura 179. Coeficiente de fricción de varios polímeros</i>	271
<i>Figura 180. Ensamble de la ventosa de 30 mm de diámetro con tapadera</i>	272
<i>Figura 181. Cilindro de despliegue de cajas. (Color azul)</i>	273
<i>Figura 182. Prueba de apertura para cartón</i>	273
<i>Figura 183. Arreglo de las pruebas experimentales con cajas</i>	274
<i>Figura 184. Gráfica obtenida durante las pruebas experimentales</i>	274
<i>Figura 185. Montaje de las ventosas para manipulación de cajas</i>	275
<i>Figura 186. Cilindro articulación (color azul)</i>	276
<i>Figura 187. Cilindro de transporte de cajas (color azul)</i>	277
<i>Figura 188. Generación de vacío en función de la presión de trabajo</i>	278
<i>Figura 189. Consumo de aire en función de la presión de trabajo</i>	278
<i>Figura 190. Caudal de aspiración en función de la presión de trabajo</i>	279
<i>Figura 191. Ubicación de las válvulas (color magenta)</i>	283
<i>Figura 192. Diagrama de velocidades de cilindros neumáticos</i>	283
<i>Figura 193. Diagrama fase - tiempo para el manejo de botellas</i>	285
<i>Figura 194. Diagrama fase - tiempo para el manejo de cajas</i>	286
<i>Figura 195. Diagrama fase - tiempo para el transporte de cajas</i>	286
<i>Figura 196. Diagrama de movimientos: Grupo 1 (Manejo de botellas)</i>	287
<i>Figura 197. Diagrama de movimientos: Grupo 2 (Manejo de cajas)</i>	288

<i>Figura 198. Diagrama de movimientos del sistema completo.</i>	289
<i>Figura 199. Diseño del sistema neumático.</i>	290
<i>Figura 200. Simulación de sistema neumático.</i>	292
<i>Figura 201. Programa del PLC del sistema neumático, parte 1.</i>	293
<i>Figura 202. Programa del PLC del sistema neumático, parte 2.</i>	294
<i>Figura 203. Gráfica velocidad-tiempo cilindros A, C, E, F.</i>	296
<i>Figura 204. Cilindros DSBC marca Festo.</i>	298
<i>Figura 205. Racor recto QS marca Festo.</i>	298
<i>Figura 206. Pies de fijación HCN.</i>	298
<i>Figura 207. Generador de vacío VN marca Festo.</i>	299
<i>Figura 208. Modelo CAD de la tapadera de las botellas.</i>	300
<i>Figura 209. Ventosa ESG marca Festo (representación a modo de ejemplo).</i>	300
<i>Figura 210. Válvulas VUVS 5/2 biestables marca Festo.</i>	301
<i>Figura 211. Válvulas VUVS 3/2 monoestable marca Festo.</i>	301
<i>Figura 212. Manguera PUN marca Festo.</i>	302
<i>Figura 213. Unidad de mantenimiento MSB4 marca Festo.</i>	303
<i>Figura 214. Diagrama de bloque de un controlador programable.</i>	306
<i>Figura 215. Diagrama de bloque de los componentes del cpu de un plc.</i>	307
<i>Figura 216. Clasificación de PLCs por su cantidad de entradas, salidas, costo y complejidad.</i>	310
<i>Figura 217. PLC Logo v!8 (gama baja).</i>	325
<i>Figura 218. PLC S7-300 (gama media).</i>	326
<i>Figura 219. Panel HMI 6AV664 70AJ11 3AX0.</i>	327
<i>Figura 220. Panel simatic TP177B 6" PN/DP 6AV6642 0BA01 1AX1.</i>	327
<i>Figura 221. Entrada de botellas al sistema.</i>	334
<i>Figura 222. Ordenamiento de botellas en matrices.</i>	334
<i>Figura 223. Cabezal de transporte de matrices de botellas.</i>	335
<i>Figura 224. Sistema de armado y posicionamiento de cajas.</i>	335
<i>Figura 225. Salida de cajas con material del sistema.</i>	336
<i>Figura 226. Diagrama de flujo de la navegación en el panel HMI de la máquina.</i>	342
<i>Figura 227. Diseño interno del tablero de control de la máquina empacadora de botellas.</i>	348
<i>Figura 228. Visualización de la pantalla principal del panel HMI.</i>	352
<i>Figura 229. Pantalla de selección de presentación a empacar y modificación de recetas.</i>	352
<i>Figura 230. Ventana de ingreso de usuario y clave de seguridad para editar parámetros de tipo.</i>	353

<i>Figura 231. selección de receta de Il con puertas cerradas para poder trabajar.....</i>	<i>353</i>
<i>Figura 232. Pantalla de visualización actual del proceso de empaque.....</i>	<i>354</i>
<i>Figura 233. Lógica de programación de la selección de presentación a empacar.....</i>	<i>354</i>
<i>Figura 234. Lógica de programación del área de entrada de botellas.....</i>	<i>355</i>
<i>Figura 235. Lógica de programación del ordenamiento de matrices de botellas.....</i>	<i>355</i>
<i>Figura 236. Lógica de programación del transporte de matrices de botellas.....</i>	<i>356</i>
<i>Figura 237. Lógica de programación de armado de cajas.....</i>	<i>356</i>
<i>Figura 238. Lógica de programación de salida de cajas de botellas.....</i>	<i>357</i>

RESUMEN

Actualmente la planta de producción, cuenta con una línea de producción de insecticidas agroquímico. En dicha línea de producción ciertas tareas del proceso aún deben ser realizadas por operarios. Con el fin de aumentar la productividad se presenta una propuesta de diseño de un sistema que automatice el proceso de embalaje de producto terminado, según los requerimientos de la planta.

Se definió la función que debe ser capaz de cumplir el sistema y luego se procedió a dividir el mismo en los subsistemas que se consideren pertinentes para llevar a cabo dicha función. El funcionamiento de la parte mecánica de la máquina se dividió en tres módulos que se encargan del ordenamiento de los envases en matrices, la manipulación o “Pick and Place” de los envases y el armado y posicionamiento de cajas para guardar los envases.

El módulo de ordenamiento de los envases constó en el diseño de 2 bandas transportadoras, una en la entrada para recibir botellas de la fase anterior de la fábrica y otra para entregar cajas llenas de envases en la salida. También se realizó el diseño de un ordenador de botellas, el cual tiene como objetivo recibir una línea de botellas y armar matrices de botellas con las dimensiones necesarias para ser guardadas en cajas.

En el módulo de traslado de matrices de envases a cajas se aplicó la metodología de diseño utilizada por Robert. L Norton. para desarrollar un mecanismo que tome las distintas presentaciones de envase y los coloque en las cajas abiertas que están esperando ser embaladas. Como parte del módulo también se diseñará la estructura sobre la cual se colocarán cada uno de los distintos mecanismos desarrollados en los otros módulos del proyecto.

Se empleó el módulo de sistema automatizado para apertura de cajas en el cual se diseñó un mecanismo para el cierre de paletas inferiores, tanto laterales como frontales, además de un mecanismo que fuera capaz de desplegar, transportar y posicionar la caja para poder recibir la matriz de envases.

Para obtener el movimiento deseado de todos los mecanismos diseñados, se trabajó con dos módulos que se encargaron del diseño y ubicación de actuadores neumáticos en el diseño, así como la selección y ubicación de actuadores eléctricos.

El módulo de control neumático consistirá en diseñar el sistema neumático. Para alcanzar el objetivo, primero se investigará qué opciones se encuentran en el mercado, tomando la información más útil para luego iniciar el diseño del sistema completo.

En el módulo de selección de actuadores eléctricos, se diseñó el circuito eléctrico que maneja la transferencia de energía eléctrica a la máquina, la selección de los motores que cumplen con todas las especificaciones de diseño establecidas, selección de protecciones de motores y cables de conexión desde la fuente de alimentación a los elementos eléctricos. Además, se hizo un análisis acerca de la viabilidad de la fabricación de cajas reductoras para el acople de velocidades, en lo que se prefirió el uso de variadores de frecuencia.

Finalmente, se agregó un módulo de sistema de control, la base de este es un controlador lógico programable de gama media que por medio de módulos periféricos y otros dispositivos, se encargó de alimentar eléctricamente a toda la máquina y dirigir el funcionamiento de la misma por medio de una lógica programada en lista de instrucciones.

El desarrollo de cada uno de los módulos que conforman el diseño mecánico, el uso de accionadores para el movimiento de las partes mecánicas, la alimentación eléctrica y el sistema de control para dirigir el funcionamiento deseado de la máquina empaedora dieron como resultado un sistema de empaque de botellas de insecticida el cual puede aumentar la eficiencia del empaque de botellas de insecticida en cajas hasta un 420%, adaptable a empaçar 4 presentaciones de botellas.

I. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, los productos y las herramientas de ingeniería que se utilizan en la industria son muy diferentes a los que se tenían años atrás. Esto se debe principalmente a las nuevas necesidades de las empresas, que deben adaptarse y satisfacer cada vez más el exigente, cambiante y competitivo mercado. Esta evolución constante, genera las nuevas necesidades, requerimientos, como la necesidad de automatizar los procesos. Procesos que con anterioridad se llevaban a cabo mediante la utilización de la fuerza humana y de mecanismos básicos. La automatización de un proceso presenta ciertas ventajas, en este caso particular, significa la normalización del proceso de empaque, una mayor velocidad de empaque, programación del embalaje y reduce la probabilidad de equivocarse.

Una empresa agroquímica solicitó el diseño de una máquina capaz de realizar el proceso de embalaje de envases de insecticida, está se posiciona delante del final de la línea de envasado y etiquetado, de tal forma que optimice la producción actual de la línea de producción de la planta. De tal manera que esta tarea repetitiva de empacado se realice de manera autónoma, reduciendo al mínimo la intervención humana y a la vez, buscando la mayor cantidad de envases empacados en el menor tiempo posible, reduciendo los costos y garantizando una mayor uniformidad en la calidad de empaque. El sistema diseñado debe cumplir ciertos requerimientos y apegarse a las limitaciones impuestas, por el proceso y la empresa.

El módulo de sistema de manipulación, mismo que está encargado de proveer el desplazamiento necesario para trasladar los envases de la zona de ordenamiento a la zona de empacado. El módulo de sistema automatizado de apertura de cajas, suple la necesidad de eficientizar el proceso ligado a la manipulación y cierre de paletas inferiores de la misma, logrando así acoplarse a la necesidad de la empresa y evitando el trabajo directo a través de un operario.

Cabe mencionar que, en todos los módulos, el enfoque se basa estrictamente en el diseño mecánico que permitan llevar a cabo la tarea que se requiere realizar. Por lo tanto, debe tomarse en cuenta que el diseño debe ser complementado con los controles neumáticos y electrónicos correspondientes.

El módulo de sistema de control se basó en la guía para soluciones de automatización que *SIEMENS* brinda, esta trata de la identificación de las áreas claves del sistema, identificación de todas las variables de entrada y salida, todos los actuadores a controlar y la manera de controlarlos. Durante todo el diseño no se dejó a un lado la seguridad tanto del operario como de la máquina. Finalmente se seleccionaron todos los dispositivos necesarios para realizar la solución de automatización y se utilizó un lenguaje de lista de instrucciones para programar dicha máquina para que opere en modo manual y automático.

II. OBJETIVOS

A. General del megaproyecto

- Diseñar un sistema capaz de realizar el proceso de embalaje de envases de insecticida agroquímico, alimentados desde el final de la línea de envasado y etiquetado, de tal forma que optimice la producción actual de la línea de producción de la planta.

B. General módulo de manipulación de botellas

- Diseñar un mecanismo capaz de tomar los envases de distintas presentaciones, previamente ordenadas y colocarlas en las cajas abiertas tipo B1 que estarán ubicadas en la zona de espera del embalado de los envases.

C. Específicos módulo de manipulación de botellas

- Determinar las necesidades y los requerimientos del cliente para que cumpla con los estándares de la empresa.
- Modelar cada uno de los componentes que conforman el sistema mediante herramientas de diseño Asistido por Computadora, para asegurar que cumplan con el funcionamiento requerido.
- Identificar los puntos críticos en el diseño, a partir de los resultados obtenidos luego del proceso de modelamiento.
- Obtener un mecanismo que se pueda adaptar al cambio de presentación del producto en la línea dentro del tiempo que actualmente toma dicho cambio.
- Alcanzar una productividad mínima de 45 envases/min.

D. General módulo de manipulación de cajas

- Diseñar un sistema de apertura de caja y cierre de paletas inferiores para la automatización de la línea de producción de insecticidas agrícolas.

E. Específicos módulo de manipulación de cajas

- Diseñar un sistema mecánico que pueda manipular cuatro tipos de caja.
- Realizar un análisis de esfuerzos en las partes críticas del sistema

- Diseñar el sistema de manera que garantice una operación segura y ergonómica para el operario.
- Delimitar las medidas del sistema al espacio disponible en la estructura del sistema de colocación de botellas.
- Diseñar y construir un prototipo que cumpla con las consideraciones de la máquina real.

F. Generales módulo de potencia

- Diseñar el sistema de transmisión de potencia, que incluye motores y sus elementos de protección y conexión, cajas reductoras de velocidad mediante mecanismos sencillos y funcionales para las bandas transportadoras encargadas de realizar el acople entre máquinas y el transporte de los envases de insecticida para su ordenamiento y embalaje.

G. Específicos módulo de potencia

- Elegir los motores adecuados que brinden la potencia necesaria para el movimiento de bandas transportadoras de acople entre la máquina a diseñar y las que utilizan actualmente en una planta de producción de insecticida en Guatemala.
- Elegir el arranque adecuado del motor, sus protecciones, transformador para voltaje necesario para la alimentación de motores y conductores de energía eléctrica.
- Realizar un estudio y análisis de cada uno de los elementos del mecanismo de reducción de velocidad haciendo las consideraciones necesarias para determinar el diseño para engranes y ejes.
- Determinar los materiales de fabricación de cada uno de los elementos del mecanismo para que el modelo sea funcional y económico.
- Generar los planos de dimensiones del mecanismo y ensamble de todos los elementos que conformen la caja de reducción de velocidad.

H. Generales modulo sistema de control neumático

- Diseñar el sistema neumático que proporcione todos los movimientos necesarios a todos los mecanismos de la máquina.

I. Específicos modulo sistema de control neumático

- Diseñar un sistema neumático con un ciclo de trabajo que eleve la producción a 45 unidades por minuto.
- Diseñar un sistema neumático seguro y de fácil manejo para los operarios, al momento de realizar el cambio de presentación en la línea.
- Diseñar un sistema neumático que trabaje con las cuatro presentaciones disponibles y permita realizar cambios de presentación en un tiempo menor a 30 minutos.

J. General módulo de control

- Diseñar el Sistema de Control de una Máquina Empacadora de Botellas destinada a su uso en una planta de producción en Guatemala.

K. Específicos módulo de control

- Seleccionar los sensores que se deben utilizar para realizar la automatización de la Máquina Empacadora de Botellas.
- Diseñar el tablero de control para automatizar la Máquina Empacadora de Botellas.
- Diseñar un Diagrama Unifilar de la Máquina y el Tablero de Control para automatizar la Máquina Empacadora de Botellas.
- Realizar simulaciones en software para replicar la mayoría de las funciones del módulo de control de la Máquina Empacadora de Botellas.
- Diseñar la interfaz gráfica a utilizar en el panel de control de la Máquina Empacadora de Botellas.

III. JUSTIFICACIÓN

Debido a que el embalaje en la línea de producción de insecticida agroquímico es el cuello de botella de la línea, se tiene la necesidad de implementar un sistema que permita aumentar la productividad. Para la planta, una de las razones de mayor interés para llevar a cabo este proyecto es que con esta se puede satisfacer la necesidad planteada, representando un menor costo que el comprar una máquina a una empresa.

El sistema debe realizar varias tareas, para lo cual se ha dividido el sistema en varios módulos. Con esto se busca darle una mayor prioridad al desarrollo del diseño de las tareas más críticas del proceso.

El módulo del sistema de manipulación del producto busca lograr una precisión alta y en menor tiempo que aportará a lograr la reducción del cuello de botella y por lo tanto se obtendrá la mejora en la productividad. Los envases deben ser ingresados a cajas por lo cual se cuenta con el módulo de manipulación de cajas. En este módulo se desarrolló un mecanismo que despliega las cajas, cierra todas las paletas inferiores y se traslada a la zona de embalaje. Con este se busca la menor intervención posible por parte de los operarios.

Para lograr una alta precisión se gobernarán los movimientos más críticos a través de un servomotor. El único movimiento crítico en este caso es el horizontal en el cabezal de manipulación de botellas. Para gobernar los movimientos restantes, se necesita de un sistema de energía. Por lo que se diseñó un sistema neumático que brinde todos los movimientos necesarios. Para el manejo del producto se utiliza succión, ya que es una alternativa bastante flexible y práctica para mover cargas pequeñas y variables.

Para dar movimiento a la máquina, fue necesario el uso de motores trifásicos de jaula de ardilla y servomotores, específicamente para aplicaciones de torque y velocidades constantes y con protección mecánica y eléctrica para su correcto funcionamiento.

El sistema de control, es una parte clave del diseño de la máquina empacadora de botellas ya que en este se encuentra programada toda la lógica de funcionamiento de la máquina, esto abarca el funcionamiento manual, el funcionamiento automático y funcionamiento predeterminado en caso de accidentes.

IV. MÓDULO DE MANIPULACIÓN DE BOTELLAS

A. Fase de investigación

1. Identificación de la necesidad. Actualmente una planta ubicada en Amatlán, cuenta con una línea de producción de insecticidas agroquímico. En dicha línea ciertas tareas del proceso aún son realizadas por operarios. Esto limita la productividad de la máquina y por consiguiente de la línea, debido a que el proceso depende de la habilidad del operario que es el encargado de tomar todos los envases llenos con el producto y colocar cada uno de ellos dentro de la caja. Además, este mismo operario realiza la tarea de tomar la caja, armarla y cerrarla por abajo.

Por lo tanto, y con el objetivo de aumentar la productividad de la línea de producción, se determinó que la tarea que más tiempo consume en la misma es la del empaqueo del producto en las cajas de cartón. Así que, en primera instancia, se desea automatizar esta tarea reemplazando al operario por una máquina que sea capaz de aumentar la productividad actual de embalado de 25 envases/min a 45 envases/min.

Para llevar a cabo la automatización de esa parte del proceso, es necesario considerar ciertas limitaciones que se tienen, las cuales se describen más adelante, y además es importante tener en cuenta que la planta no está dispuesta a agregar más insumos al proceso. Por lo tanto, la solución al problema debe ajustarse a las condiciones actuales del proceso y a los insumos y recursos disponibles.

2. Investigación preliminar

a. El empaqueo desde una perspectiva histórica. El empaqueo ha sido utilizado de una u otra forma desde que el ser humano comenzó a fabricar sus herramientas. Este usaba pieles de animales y cáscaras de frutas para llevar agua y utilizaba plantas para tejer cestas con el fin de proporcionar una forma útil de mantener toda su mercadería junta y poder transportarla. Probablemente uno de los primeros ejemplos de "empaqueo", para conservar los alimentos, fue el uso de las hojas para envolver la carne cuando las tribus se movilizaban de un lugar a otro y la disponibilidad de su próxima comida era incierta.

A medida que las tribus se hicieron menos nómadas y se fueron estableciendo, en un lugar en el cual pudieran cultivar la tierra, se produjo la necesidad de almacenar el producto que cultivaban. Las ollas de barro permitieron solucionar el problema a la necesidad de almacenar y la evidencia arqueológica que data desde 8000 a.C. muestra grandes cantidades de tarros con boca ancha que se utilizaban para almacenar los granos, sal, aceitunas, aceites, etc. El descubrimiento de que la arena podía ser fusionada a altas temperaturas

y convertida en botellas y vasijas, aumento las posibilidades de almacenar y conservar líquidos como los aceites y perfumes. Ambos utensilios de vidrio también fueron utilizados por sus cualidades decorativas, como las ánforas pintadas que se dieron como premios en los primeros Juegos Olímpicos de 700 a.C.

Mientras los pueblos y las ciudades se fueron desarrollando, el ser humano se convirtió en experto en la artesanía. El comercio entre ciudades, países y continentes se desarrolló, sin duda debido al espíritu de exploración que todavía vemos hoy en día. En primera instancia esto provoco que los animales fueran aprovechados para llevar mercancías a través de las rutas comerciales utilizando una variedad de cestos tejidos de hierba, barriles de madera y barricas. Así, se estableció el concepto de la utilización del empaçado como un medio conveniente de transporte de mercancías, y de protección y visualización de la misma.

b. Desarrollo social: Cambios en los patrones de consumo y su impacto en el empaçado.

1) Revolución industrial. Una de las grandes influencias en la modificación del empaçado para hacer frente a las necesidades de los individuos fue la revolución industrial, la cual comenzó en Inglaterra a finales del siglo XVII. El cambio de la artesanía individual hecha en casa, a la producción en masa en las fábricas provocó una migración a gran escala de los trabajadores y sus familias a los pueblos y ciudades. Los alimentos y productos básicos que antes de la revolución eran producidos y se tenían fácilmente disponibles en el hogar, ahora tenían que ser transportados a los almacenes en las ciudades para que los trabajadores pudieran ir ahí y comprarlos.

Esto aumentó la demanda de barriles, cajas y bolsas, lo cual llevó los suministros a una escala que nunca antes se había conocido, provocando la necesidad de suministrar los alimentos y productos en pequeñas cantidades exigidas por los trabajadores. Estos nuevos "clientes" vivían ahora en un entorno relativamente estrecho y no contaban con las grandes instalaciones de almacenamiento con las que contaban cuando vivían en las granjas. Así que ahora necesitaban realizar compras con mayor frecuencia y debían llevar los bienes que adquirirían, manteniéndolos en condiciones aceptables mientras lo hacían. Los artículos se solían medir en la canasta del comprador, pero poco a poco esto cambió y se modificó el momento en el que se llevaba a cabo la medición, siendo esta ahora realizada en los almacenes con artículos pre-empacados, tales como medicamentos, cosméticos y té. De esta manera ahora las mercancías estaban disponibles para la venta en cantidades medidas y previamente definidas, lo que le ofrecía al comprador cierta garantía en cuanto a la calidad y la cantidad de las mercancías que adquiriría. Finalmente, este pre-empacado cambió de nuevo, y se convirtió en la situación que conocemos hoy en día, donde la mayoría de los productos son empaçados en el lugar donde son producidos.

2) Empacado moderno. El cambio de empacar en el punto de venta para empacar en el momento en el que la mercancía es producida provocó un cambio mayor en los empaques para el consumidor. Ya que ahora no solo debía de sobrevivir el viaje del almacén al hogar del consumidor, sino que más importante aún, el viaje de la fábrica de producción al almacén, un viaje que hoy en día puede abarcar países e incluso continentes. Esto dio a los productores la oportunidad de desarrollar sus propios estilos de empaque, con el fin de promover sus propios productos, y esto nos ha llevado al empackado de hoy en día. Ahora bien, a diferencia de nuestros antepasados, hoy en día las personas esperan contar con una gama de productos entre los que elegir cuando vamos de compras y el empaque juega un papel muy importante, ya que ayuda al consumidor a diferenciar entre las opciones disponibles. También hoy en día se espera que los productos se encuentren libres de cualquier tipo de daños, y en el caso de los productos alimenticios y de salud, nuevamente, el envase juega un papel muy importante para el cumplimiento de estas expectativas. Las grandes empresas invierten una buena parte de sus recursos en el desarrollo de empaques y envases, con el fin de atraer la atención de los compradores y al mismo tiempo, proporcionarle al producto la protección necesaria.

c. Desarrollo de negocios: los efectos de la globalización y la distribución moderna. De la misma manera que los cambios sociales, los cambios en la forma en que operan las empresas también influye fuertemente en los tipos de empaques utilizados hoy en día. Como ejemplo, el crecimiento del supermercado moderno aporta un entorno minorista altamente competitivo, con distintas marcas del mismo producto exhibidos todos en el mismo lugar. El comprador, quien en la actualidad por lo general se encuentra limitado de tiempo, se basa en las señales subliminales de los empaques para hacer una selección, por lo general basado en el reconocimiento casi instantáneo de características familiares, tales como color, gráficos o forma del empaque.

Otras formas en que los cambios del mercado han influido en los estilos y tipos de empaques incluyen los siguientes aspectos:

- La globalización, con productos que se envían a destinos a muy largas distancias y a través de diferentes condiciones climatológicas, provoca la necesidad de hacer especial énfasis en los empaques, para que estos puedan proporcionar la protección necesaria contra los probables peligros.
- Los supermercados modernos que exigen una rápida reposición de las existencias con un mínimo esfuerzo manual. Esto provoca que sea necesario la utilización de empaques secundarios que puedan "doblarse", y que el empaque permita visualizar el producto y este se encuentre listo para colocarlo en las estanterías.

- Los supermercados modernos también requieren prestar un servicio rápido en la caja, y aquí el código de barras proporciona un medio rápido y fiable de identificar el producto y su precio. Cabe mencionar que estos datos también se utilizan para fines de control de existencias en bodegas, a menudo se vincula este control a pedidos automáticos para reponer los suministros.

Otro aspecto a considerar es la preocupación por la salud y la higiene, por parte de los consumidores y del mercado actual. Los vendedores, productores y consumidores quieren garantías de que el producto, especialmente si se trata de un producto alimenticio, sea apto para el consumo y no cause enfermedad o sea perjudicial para la salud. El empaque contribuye a proporcionar tales garantías, a través de contenedores completamente sellados, a menudo con un cierto grado de evidencia de la manipulación que se le ha dado. Un aspecto relacionado es que el empaque puede proporcionar la autenticidad de un producto, mostrando que el artículo es genuino y no una alternativa deficiente.

d. Clasificación del empaçado. Un empaque, en la forma más difundida, es una simple caja en el estante de un supermercado o el envoltorio de una barra de chocolate. El empaque también puede ser una caja de madera alrededor de una máquina o de un recipiente a granel lleno de algún producto industrial. Hay cuatro amplias categorías de paquetes:

1) Empaque para el consumidor. Se refiere generalmente a aquellas pequeñas unidades en grandes cantidades, a menudo son decoradas de cierta manera para que sean atractivas para el consumidor. Este tipo de empaque puede incluir alimentos, productos farmacéuticos, bienes de consumo duraderos y hasta regalos.

2) Empaque industrial. Estos empaques son generalmente más pesados y sólidos, y a diferencia de los empaques para el consumidor a estos se les dedica menor esfuerzo para hacerlos atractivos a los ojos del consumidor. Este tipo de empaque incluye el que se utiliza para la maquinaria y equipo pesado.

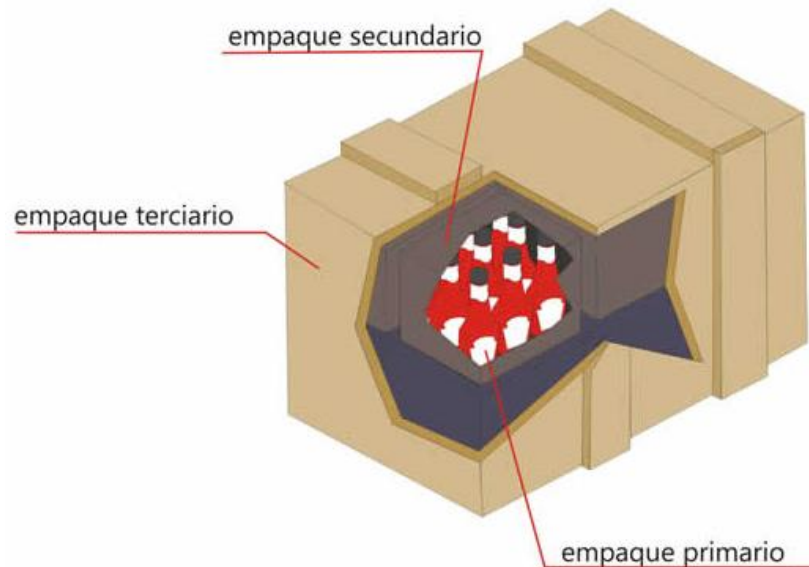
3) Empaque institucional. Estos empaques están diseñados para ciertos tipos de organizaciones, como hoteles, hospitales y salones de belleza.

4) Empaque militar. Es un empaque altamente especializado que requiere de buenas cualidades de protección según lo especificado por el gobierno y requerido por los más altos estándares y normas militares.

Además, es importante mencionar que el empaqueo existe en tres diferentes niveles y se describen con las siguientes definiciones:

- El empaqueo o envase primario incluye no sólo los materiales en contacto directo con el producto, sino que también todo el empaque que rodea el producto cuando el consumidor lo lleva a su casa. Por ejemplo, para un multipack de papas fritas, el envase primario serán las bolsas individuales y la gran bolsa en la que se empaacan los envases separados. Una forma útil para definir el empaque primario es pensar en él como todos los empaques que eventualmente terminarían en los desechos domésticos, una vez que se ha consumido la totalidad del producto.
- El empaqueo secundario es el que se utiliza para agrupar los empaques primarios con el fin de facilitar el manejo. En el ejemplo anterior de las papas fritas, varios paquetes múltiples se empaacan en cajas de cartón. La caja de cartón es el empaque secundario. Otros ejemplos de empaques secundarios son la capa de plástico shrinkwrap y las bandejas de plástico termo formado.
- El empaqueo terciario es el que se utiliza para recopilar los empaques secundarios con el propósito de facilitar el transporte. Una de las formas más comunes de empaques terciarios es la plataforma de carga, junto con la capa del plástico stretchwrap y la etiqueta, para asegurar los paquetes secundarios en el pallet y proporcionar un medio fácil de identificación.

FIGURA I. NIVELES DE EMPAQUE.



e. Equipo de empaçado. Utilizar el equipo de empaçado adecuado es tan importante para lograr cumplir con las funciones de empaçado a los costos más bajos posibles. Se emplean dos clases de equipos de empaçado: en primer lugar, el equipo con el cual se fabrican los materiales para fabricar el empaqué; segundo, el equipo que se emplea para utilizar los empaques y empaçar el producto con el aprovechamiento de los mismos. Bajo ciertas condiciones, las compañías encuentran más económico incorporar en sus operaciones, completa o parcialmente un equipo para fabricar el empaqué. En estas instancias, las compañías se convierten en sus propios proveedores de empaques.

El empaqué que es empleado por las organizaciones a menudo está diseñado para un material o tipo de empaqué en especial. Por lo tanto, es común que las actividades utilizadas en operaciones tales como la formación del empaqué, el refuerzo, la agrupación, y una fácil apertura del mismo están atados a un material o tipo de empaqué en particular. Por simplicidad, la mejor manera de clasificar los equipos de empaçado es por la función que cumplen. A continuación, se presentan las funciones básicas que pueden ser realizadas por el equipo de empaçado.

- Conformar y ensamblar.
- Llenar, cargar y realizar el overwrapping.
- Pesar y contar el producto.
- Cerrar y sellar.
- Agrupar, separar en unidades, y reforzar.
- Identificar.
- Otras actividades.

f. Selección de la máquina de empaçado. El punto de partida, para la elección del equipo que realizara la tarea de empaçar, es el empaqué primario. Esto, junto con el empaqué secundario que sea necesario, sin importar si es un empaqué retornable o no retornable, determina las necesarias o posibles alternativas para poder realizar el proceso de empaqué. Esto significa que los recipientes y empaques en los que se tiene interés aportaran distintos enfoques para la selección de la máquina de empaçado.

1) Selección para empaçado secundario en cajas abiertas en la parte superior. Los empaques abiertos en la parte superior, como las cajas de cartón, se empaқан y desempaquen utilizando una maquina conocida como empaçadora “Pick and Place”, que operan ya sea de forma continua o discontinua. El aumento en la utilización de este tipo de empaçado está impulsando el desarrollo de robots para este tipo de aplicación.

A continuación, se detallan los distintos diseños de empacadoras que cumplen con la función de “Pick and Place”:

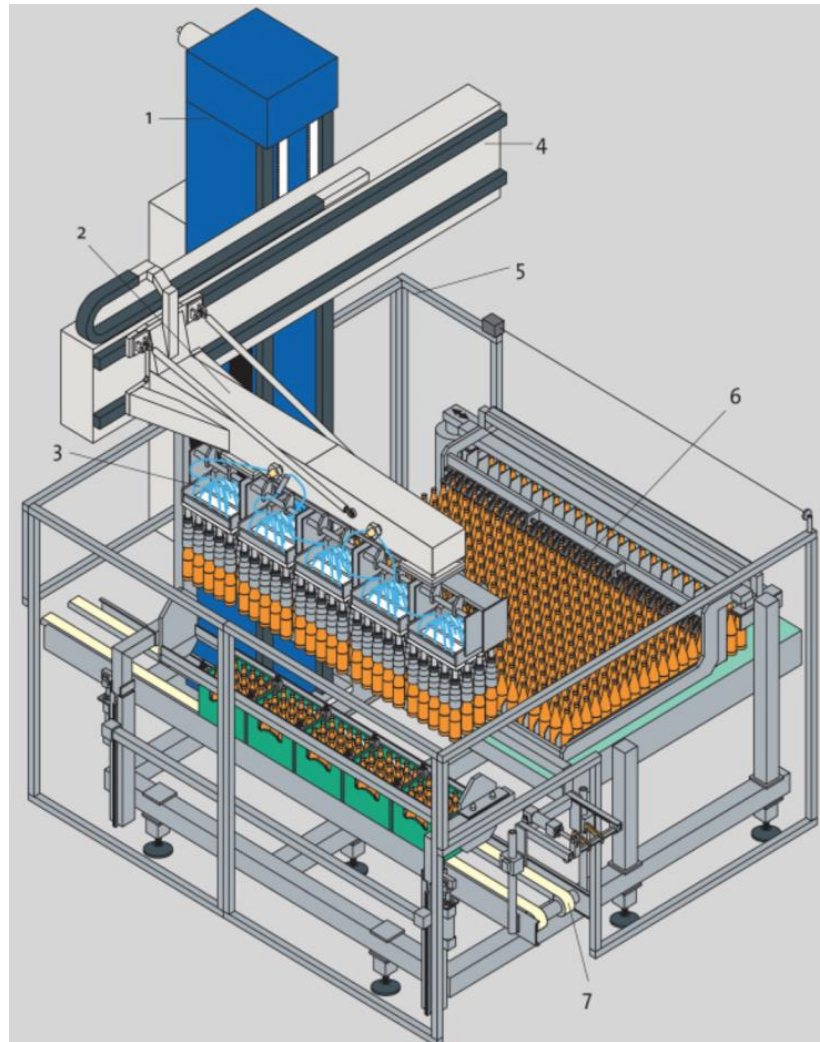
a) Sistema clásico. En los empacadores intermitentes que operan de forma discontinua, el cabezal de agarre se mueve horizontalmente entre el empaque y la línea que alimenta las cajas o empaques secundarios. Este desplazamiento horizontal generalmente está bien controlado a través de medios mecánicos o definido por el usuario a través de un eje lineal con su respectivo sistema de accionamiento.

La segunda opción de control, ofrece que la empacadora cuente con posibilidades más flexibles en su aplicación, lo que la hace adecuada para tareas más especializadas. Al llegar al final de su recorrido horizontal, el cabezal de agarre desciende y utiliza sus ventosas para agarrar los empaques. Luego se retrocede verticalmente para luego retroceder horizontalmente, y cuando se llega al inicio de su recorrido horizontal se hace descender sobre las cajas o empaques secundarios para que coloque los empaques dentro de éstos. Y entonces el ciclo se repite.

Para empacar y desempacar las cajas o empaques secundarios, la empacadora cuenta con uno o más cabezales de agarre dependiendo de las que sean necesarias para la aplicación. El número y la configuración de las ventosas corresponden a la cantidad de empaques a empacar dentro de una caja o empaque secundario. Si dentro de la caja se pueden colocar veinte botellas, con una configuración de 4×5 , el cabezal de agarre tendrá veinte ventosas con una configuración de 4×5 . Esto muestra que cada cabezal de agarre es por lo tanto adecuado para un solo tipo particular de empaque. Para otros tipos de empaques, podría requerirse cambiar por completo la empacadora. Además del cabezal de agarre, otros componentes también tendrán que ser cambiados en una rutina de cambio de presentación o de empaque, estos componentes suelen ser agrupados bajo el término genérico de "piezas de formato".

Los empacadores intermitentes están limitados en cuanto a su potencia máxima, ya que, de acuerdo con su principio de diseño, el empaque secundario debe estar inmóvil cuando los empaques están siendo retirados o insertados. Cuando la aplicación es de empacado de alta velocidad, es a menudo imposible en este tipo de empacadora que los empaques y empaques secundarios mantengan el ritmo en el tiempo que se dispone. Por lo general la salida para este tipo de empacadora oscila entre 300 y 5000 unidades/hora, dependiendo del tipo de empaque y el tamaño de la máquina.

FIGURA 2. CONSTRUCCIÓN DE UNA EMPACADORA INTERMITENTE.



Tal como se puede observar en la figura, la numeración es la siguiente: 1, columna de elevación; 2, Cabezal de sujeción; 3, Elementos de manipulación; 4, eje horizontal; 5, Dispositivo de seguridad; 6, Mesa contenedora de envases con producto; 7, banda transportadora

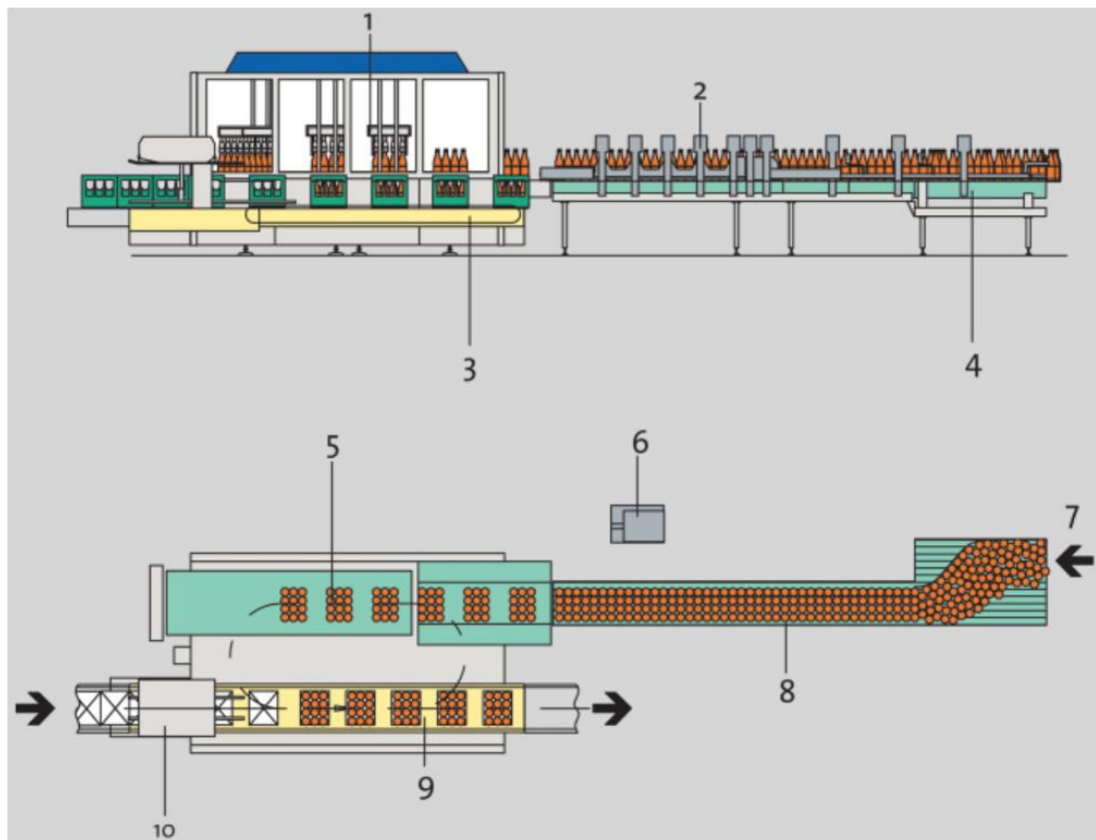
Los empacadores rotativos, por el contrario, son capaces de lograr salidas de hasta 6000 unidades por hora, dependiendo del tipo de empaque implicado en el proceso. Esta velocidad de salida se logra debido a que la operación de empaquetado se realiza de forma continua en tránsito.

Para lograrlo, los módulos de transporte de los empaques secundarios y transportadores de empaques están instalados en los lados opuestos de la máquina. Los cabezales de agarre se montan sobre un carro, que gira horizontalmente alrededor de la torre de la máquina en una curva que ha sido precisamente sincronizada con las bandas transportadoras del empaque y el empaque secundario.

Por lo general, los empacadores giratorios operan con cabezales de agarre estándar, pero también se pueden utilizar cabezales de agarre diseñados específicamente para el producto particular que se está manejando. Aparte de empaques individuales, los empaques múltiples también pueden ser empacados en cajas, cartones o bandejas.

Utilizando soportes con un sistema de apertura rápida para sostener los cabezales de agarre, estos se pueden quitar y cambiar con rapidez. Y se deben tener disponibles estanterías para almacenar los distintos cabezales de agarre.

FIGURA 3. CONSTRUCCIÓN DE UNA EMPACADORA CONTINUA



Tal como se puede observar en la figura, la numeración es la siguiente: 1, cabezal de sujeción; 2, sistema guía de carril; 3, banda transportadora de empaque secundario; 4, banda transportadora de envases con producto; 5, zona de recopilación de producto; 6, panel de control.

b) Robots. Los procesos de llenado y empaçado en las industrias modernas se caracterizan por un alto grado de automatización y la utilización óptima del equipo con el que disponen. La tendencia hacia unidades más pequeñas y flexibles de empaçado han promovido el uso de robots multifuncionales en lugar de máquinas de diseño cartesiano. En este contexto, las tres variantes de robots que por lo general se utilizan son: Gantry, brazo articulado, y SCARA (Selective Compliance Assembly Robot Arm). Los robots Gantry se encuentran disponibles con dos, tres o cuatro ejes, y con diferentes longitudes. Dependiendo de la longitud del eje con la que se cuente, se pueden variar las capacidades máximas de carga. Un robot Gantry, por lo general, opera con tres ejes lineales, en ángulo recto entre sí, cubriendo así un área de trabajo en forma de paralelepípedo. Con los sistemas de accionamiento disponibles hoy en día, los robots cartesianos son muy rápidos y precisos. Por otra parte, son muchos más pequeños y compactos que sus predecesores de accionamiento convencional.

El robot de brazo articulado por lo general cuenta con cuatro o seis ejes, de los cuales uno funciona como el eje de rotación principal, en el que se basan los demás ejes de movimiento. Normalmente se deriva un área con forma de riñón, a partir de las longitudes de los ejes de desplazamiento y los ángulos máximos de oscilación y de articulación, permitiendo que el robot sea capaz de llegar a cualquier punto deseado dentro de esta área definida.

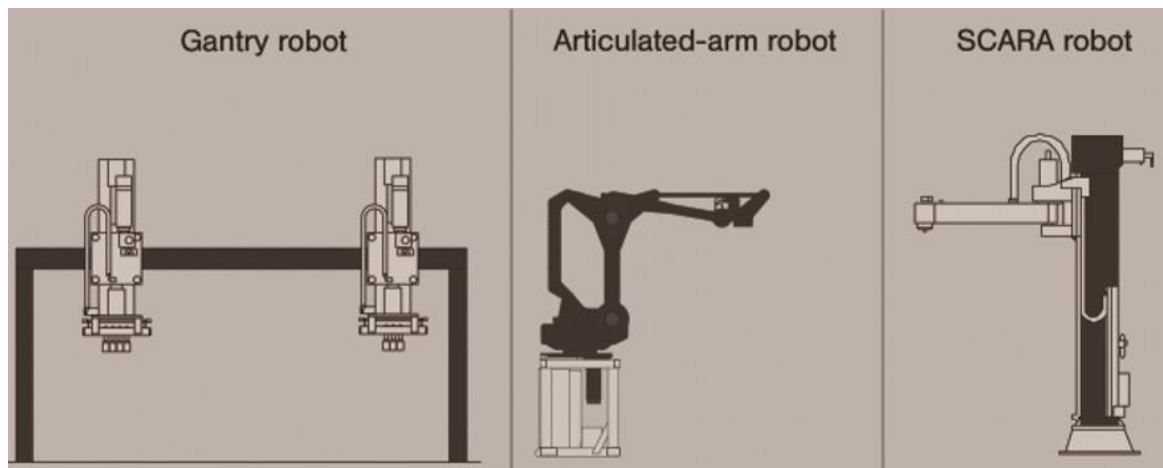
El robot SCARA es un caso especial del robot de tipo brazo articulado. Los robots SCARA son especialmente adecuados para aplicaciones como "Pick and Place". Este tipo de robot es capaz de alcanzar muy altas velocidades y aceleraciones, permiten que los tiempos de ciclo sean muy cortos, con una alta producción por hora. Los robots SCARA por lo general cuentan con tres o cuatro ejes de giro o con dos ejes de tipo lineal.

Al igual que en las empaçadoras de diseño cartesiano, el sistema de agarre corresponde a la cantidad y configuración de los empaques a empaçar, de modo que las pinzas mecánicas, ventosas o una combinación de estos pueden sujetar los empaques de una forma segura y suave. El cabezal de agarre se encuentra colocado sobre el eyector final del robot. Como una alternativa, se puede colocarle al robot un sistema automático de cambio de cabezal.

Por lo general, es suficiente contar con cuatro ejes programables para realizar las tareas de manipulación de las industrias modernas. Un robot de seis ejes es realmente necesario solo para el manejo de barriles, ya que este es capaz de ejecutar fácilmente los movimientos de giro del barril a velocidades bajas. Al dimensionar y diseñar los cabezales de agarre, debe tenerse en cuenta la capacidad máxima de carga admisible del robot. El parámetro más relevante a tomar en cuenta aquí es siempre el peso total de la pinza y de los empaques. Otro parámetro importante a considerar es la salida. La experiencia práctica ha mostrado que, en la industria, en función de la tecnología de agarre, se puede alcanzar un máximo de seis a siete ciclos

por minuto. Cuando las trayectorias son sencillas y las cargas no son sensibles, se pueden alcanzar altas aceleraciones.

FIGURA 4. TIPOS DE ROBOTS.

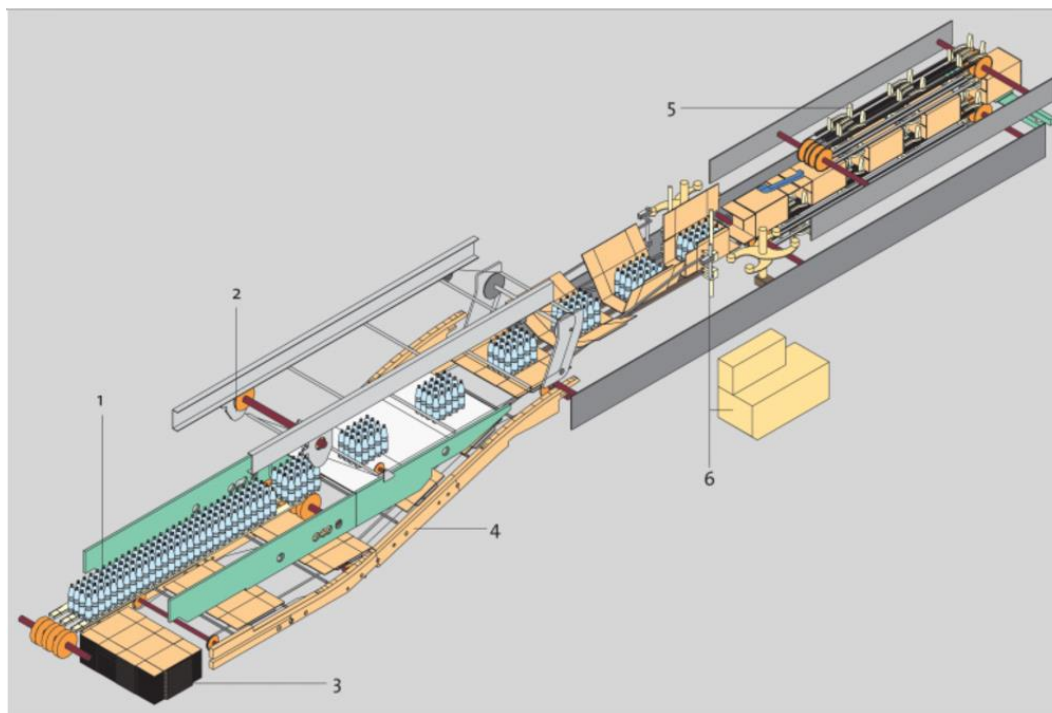


c) Wrap-Around. Este proceso de empaqueo comprende de tres fases: la caja de cartón se despliega y se pega la base, a continuación, se inserta el producto, y finalmente las aletas superiores son selladas, utilizando de nuevo un proceso de fusión en caliente. Por lo tanto, para este tipo de empaque, se requieren como mínimo tres máquinas en la línea, sobre todo cuando el proceso requiere una media a alta velocidad de salida. El método de empaqueo alrededor, sin embargo, realiza todos los pasos de empaqueo mencionados anteriormente en una sola máquina de funcionamiento continuo.

Esta empacadora toma y despliega la caja de cartón directamente alrededor del producto y no sella la caja hasta que se ha empacado por completo el producto. Esto significa que el embalaje secundario permite un empaqueo más firme que cuando se empaqueta sobre una caja doblada, proveyendo una mayor protección. Estas empacadoras automáticas de funcionamiento continuo manejan velocidades de 30 a 60 paquetes/min.

La máquina básica está compuesta de los siguientes conjuntos principales: alimentador de cajas con divisor de carril, estructura de la máquina, colocador de cajas, banda transportadora de empaques y la estación de plegado. Gracias al concepto de máquina modular y a la tecnología utilizada en toda la máquina, el empacador puede ser modificado con precisión al tipo de empaque involucrado en cada situación.

FIGURA 5. EMPACADORA WRAP AROUND.



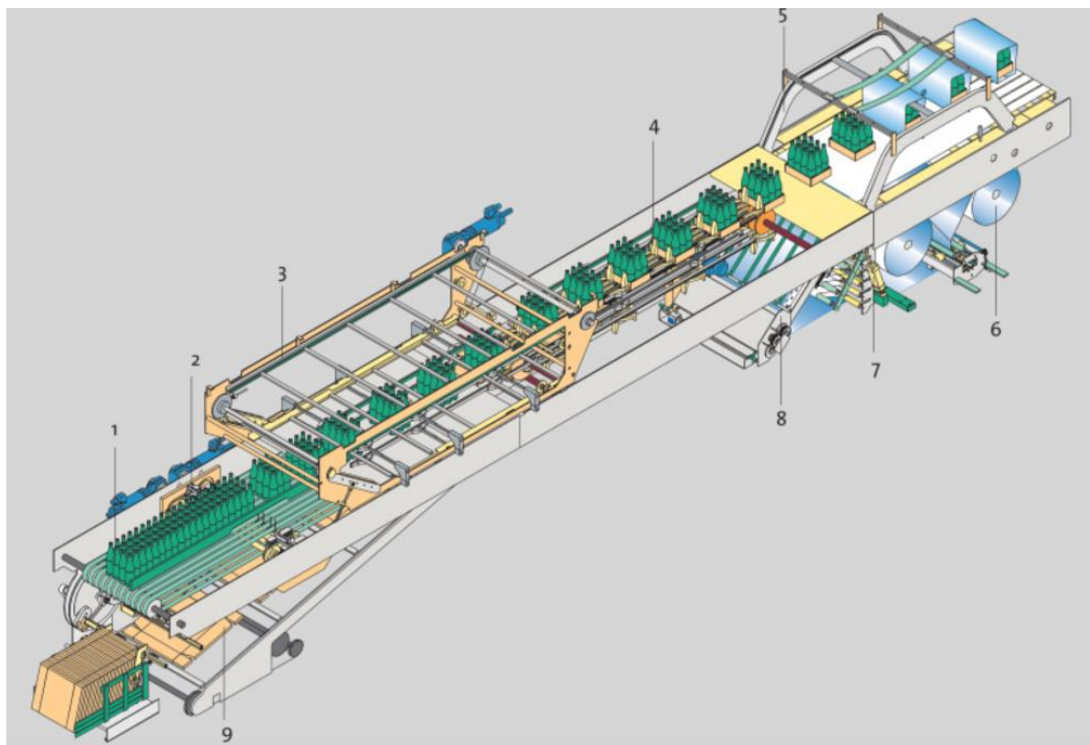
Tal como se puede observar en la figura, la numeración es la siguiente: 1, alimentación de envases con producto; 2, espaciador de envases con producto; 3, palet con cajas de cartón; 4, alimentación de cajas de cartón; 5, unidad formadora de las cajas de cartón; 6, unidad de pegado.

d) Shrink-wrap. Esta empacadora agrupa envases, latas, vidrio o plástico en distintos tipos de empaques multipack. Además, también muchos multipacks pueden convertirse en multipacks más grandes. Una empacadora de carril simple de este tipo, puede funcionar a una velocidad entre 18 a 120 paquetes/min, dependiendo del tipo de empaque que se está manejando. Por lo tanto, la empacadora de dos carriles puede funcionar a velocidades de hasta 240 paquetes/min y las de tres carriles hasta 360 paquetes/min. La construcción de la empacadora es modular, diseñada para satisfacer las nuevas necesidades que vayan surgiendo con el paso de los años.

Cuando se realiza el empaqueo con plástico termoencogible, los empaques se hacen pasar sobre placas de deslizamiento recubiertas de plástico a través de la unidad de formación del empaque. La empacadora en su versión básica tiene capacidad para dos carretes de plástico. Cuando se cambia de un carrete al otro carrete, se cuenta con un tiempo extremadamente corto para empalmar el final del carrete con el inicio del otro. Una unidad adicional de empalme automático, permite cambios de carrete sin ningún tipo de interrupción en el proceso de producción. Una cuchilla giratoria se encarga de separar la capa de plástico en partes de igual tamaño con mucha precisión.

La empacadora cuenta con una unidad de suministro de plástico con control electrónico, la cual asegura que la tensión se mantendrá constante a lo largo del proceso de empaque. Cuando el plástico cuenta con marcas de corte, lo que significa que contiene la publicidad del producto, se utilizan sensores ópticos para garantizar un posicionamiento preciso del corte. Después de haber sido cortada la capa de plástico es transportada hacia la empacadora por una banda transportadora de vacío. Para asegurarse de que el plástico alcance su temperatura óptima de contracción, la cual se encuentra entre 105 y 120°C en la superficie, el horno debe ser calentado con aire caliente desde la temperatura ambiente hasta aproximadamente 80°C. Los empaques de plástico termoencogible pueden ser posteriormente terminados en una empaquetadora de bandejas. Además, como alternativa, el empaque múltiple terminado se pasa directamente a la paletizadora.

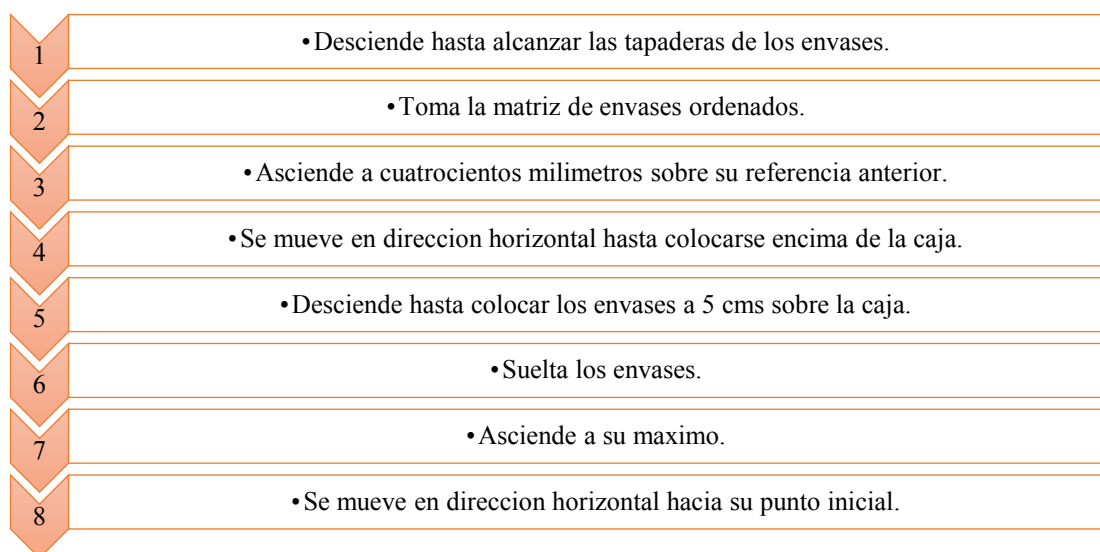
FIGURA 6. EMPACADORA SHRINK- WRAP.



Tal como se puede observar en la figura, la numeración es la siguiente: 1, alimentación de envases con producto; 2, espaciador de envases con producto; 3, cadena de empuje; 4, unidad formadora de empaques; 5, plastificado; 6, alimentación de plástico; 7, tensor; 8, cortadora del plástico

3. Especificaciones de desempeño. Ahora, se describe cómo opera el sistema desarrollado en este módulo, con el fin de cumplir los objetivos.

FIGURA 7. CONCEPTO DE OPERACIONES DEL SISTEMA DE MANIPULACIÓN.



Las especificaciones que la planta solicito para la máquina empacadora, se resumen en la siguiente tabla:

CUADRO 1. ESPECIFICACIONES DE LA MÁQUINA EMPACADORA.

Especificaciones de la máquina empacadora		
Código	ID Concepto	Descripción general
E1.0	Ordenamiento de botellas	Debe tomar las botellas de la banda transportadora, y ordenarlas en una matriz en función de la presentación que se esté empacando.
E2.0	Sistema de manipulación	Debe tomar la matriz ordenada de botellas, y debe transportarlas y colocarlas dentro de las cajas de cartón.
E3.0	Manipulación de cajas	Debe tomar la caja plegada, abrirla y cerrar las paletas inferiores, para de esta manera entregar la caja con las paletas superiores abiertas y lista para recibir la matriz de botellas.
E4.0	Sistema de potencia	Debe suministrar, la potencia requerida para alimentar todos los componentes de la máquina que lo requieran.
E5.0	Sistema de control	Debe leer las señales de entrada del sistema para ordenar la ejecución de operaciones de empaque de producto, interacción con el operario y seguridad industrial, según la necesidad del usuario.
E6.0	Sistema de energía	Debe transformar aire comprimido en la energía necesaria para mover y hacer funcionar los mecanismos que lo requieran.

Debido a que, en este trabajo, se debe desarrollar el sistema de manipulación se ampliarán las especificaciones solo para este módulo.

CUADRO 2. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA DE MANIPULACIÓN.

Sistema de manipulación				
Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.1	Máquina empacadora	Debe contar con una estructura, sobre la cual se apoye el sistema de manipulación y los demás elementos de la maquina empacadora.	Alta	Mediante los planos donde se pueda observar que todos los elementos estén sobre la máquina.
E2.2	Máquina empacadora	Debe adaptarse a las cuatro presentaciones que se manejan en la línea.	Alta	
E2.3	Máquina empacadora	El mecanismo de manipulación debe poder tomar la matriz de botellas, y sujetarlas mientras realiza su tarea.	Alta	Colocar las botellas y realizar pruebas para determinar que realiza la tarea.
E2.4	Máquina empacadora	La modificación para adaptarlo al cambio de presentación debe tomar menos de una hora.	Alta	Tomar el tiempo con un cronometro para adaptarse a la nueva presentación.
E2.5	Máquina empacadora	De ser necesario debe poder alimentarse con la fuente de aire comprimido disponible de 60 psi.	Alta	Alimentar la maquina con la presión disponible, y realizar pruebas que muestran que la maquina trabaja.
E2.6	Máquina empacadora	Se debe utilizar acero inoxidable para los elementos de la máquina.	Media	Mediante las certificaciones y hojas técnicas del proveedor.
E2.7	Máquina empacadora	La estructura debe estar neutralizada y aterrizada.	Alta	Utilizar aparatos como multímetros o teluro metros para determinar que la tierra este bien colocada.

CONTINUACIÓN CUADRO 2.

Sistema de manipulación

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.8	Máquina empacadora	Debe ser resistente a la acumulación de polvo.	Baja	Mediante los planos donde se pueda observar que la maquina este prácticamente sellada.
E2.9	Máquina empacadora	Todos los elementos deben estar fuera del alcance del operario, mientras la maquina este encendida.	Alta	Mediante los planos donde se pueda observar que la maquina este prácticamente sellada.
E2.10	Máquina empacadora	La productividad debe ser mínimo de 45 piezas/min.	Alta	Realizar pruebas, y contar la cantidad de botellas que empaca en un minuto.
E2.11	Máquina empacadora	Debe estar enlazado con el sistema de ordenamiento de botellas.	Alta	Realizar pruebas, y determinar que ambos sistemas trabajen en conjunto.
E2.12	Máquina empacadora	Debe estar enlazado con el sistema de ordenamiento de cajas.	Alta	Realizar pruebas, y determinar que ambos sistemas trabajen en conjunto.
E2.13	Máquina empacadora	Debe ser lo más sencillo posible, y con la menor cantidad de elementos que lo compongan.	Media	Contar la cantidad de elementos y comparar este dato con la de una maquina empacadora disponible en el mercado.
E2.14	Máquina empacadora	Los elementos deben facilitar la realización de mantenimientos preventivos cada semana.	Media	

CONTINUACIÓN CUADRO 2.

Sistema de manipulación

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.15	Máquina empacadora	Debe contar con sistemas de seguridad, que desactiven el sistema de inmediato si el operario se encuentra dentro de la máquina.	Alta	Accionar los elementos o sistemas de seguridad, y presenciar que la máquina se detenga.

CUADRO 3. REQUERIMIENTOS DE LA ESTRUCTURA.

Estructura

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.1.1	Sistema de manipulación	La estructura debe ser de acero inoxidable 304.	Alta	Mediante las certificaciones y hojas técnicas del proveedor.
E2.1.2	Sistema de manipulación	Los elementos de la estructura deben ser fijados entre sí mediante el proceso de soldadura.	Alta	Especificar que se utilice un proceso de soldadura para unir las piezas.
E2.1.3	Sistema de manipulación	Debe tener como mínimo un factor de seguridad de 1.5	Alta	Realizar cálculos y análisis por elementos finitos de la estructura.
E2.1.4	Sistema de manipulación	No debe tener partes con filos expuestos.	Media	Mediante los planos, donde se pueda observar que no existe ningún filo expuesto.
E2.1.5	Sistema de manipulación	Debe soportar el peso total del mecanismo de manipulación.	Alta	Colocar el peso total del mecanismo y determinar que es capaz de soportarlo.
E2.1.6	Sistema de manipulación	Debe soportar las aceleraciones máximas a las que estará expuesto el mecanismo de manipulación.	Alta	Exponer la estructura a la aceleración máxima permisible de diseño y determinar que es capaz de soportarlo.

CONTINUACIÓN CUADRO 3.

Estructura				
Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.1.7	Sistema de manipulación	La geometría de la estructura debe facilitar la colocación de paneles que aislen los elementos dentro de la máquina.	Media	Verificar que se cuente con un área que facilita la colocación de elementos sobre esta.
E2.1.8	Sistema de manipulación	Debe aislar por completo todos los mecanismos de cualquier operador o técnico.	Alta	Mediante los planos donde se pueda observar que la maquina este prácticamente sellada.
E2.1.9	Sistema de manipulación	Debe sujetar el sistema de ordenamiento de botellas.	Alta	Jalar y empujar los distintos elementos para determinar que esté completamente asegurados y que no se mueven.
E2.1.10	Sistema de manipulación	Debe soportar el peso total del sistema de ordenamiento de botellas.	Alta	Colocar el sistema de ordenamiento de botellas encima y determinar que es capaz de soportarlo.
E2.1.11	Sistema de manipulación	La estructura debe estar compuesta por tubería estructural.	Media	Especificar que la estructura este construida de tubo estructural.
E2.1.12	Sistema de manipulación	Debe soportar el peso total del sistema de ordenamiento de cajas.	Alta	Colocar el sistema de ordenamiento de cajas encima y determinar que es capaz de soportarlo.

CONTINUACIÓN CUADRO 3.

Estructura				
Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.1.13	Sistema de manipulación	Debe permitir que los tres sistemas involucrados con el proceso de empaque, puedan moverse sin ninguna interferencia entre ellos.	Alta	Accionar simultáneamente los mecanismos de los tres sistemas y observar que no exista interferencia.
E2.1.14	Sistema de manipulación	Debe sujetar el sistema de ordenamiento de cajas.	Alta	Jalar y empujar los distintos elementos para determinar que esté completamente asegurados y que no se mueven.
E2.1.15	Sistema de manipulación	Las dimensiones máximas de la base de la estructura son 1.2 metros x 1.2 metros.	Media	Utilizar un metro para determinar las dimensiones de la estructura.
E2.1.16	Sistema de manipulación	Debe soportar y sujetar todos los actuadores y sensores con los que cuenta la máquina.	Alta	Jalar y empujar los distintos elementos para determinar que esté completamente asegurados y que no se mueven.
E2.1.17	Sistema de manipulación	Debe sujetar, de forma ordenada, todos los cables o alambres que utilicen los distintos elementos.	Media	Jalar y empujar los cables para determinar que esté completamente asegurados y que no se mueven.
E2.1.18	Sistema de manipulación	Debe permitir la visualización de la máquina en operación.	Alta	Mediante los planos donde se pueda observar que la máquina permite la visualización del proceso.

CONTINUACIÓN CUADRO 3.

Estructura				
Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.1.19	Sistema de manipulación	Debe contar con un espacio determinado para la banda transportadora donde se desplaza el producto.	Media	Mediante los planos donde se pueda observar que la maquina cuenta con un espacio para la banda.
E2.1.20	Sistema de manipulación	Debe contar con un espacio determinado para la banda transportadora de salida, donde se desplazan las cajas de cartón con producto.	Alta	Mediante los planos donde se pueda observar que la maquina cuenta con un espacio para la banda.

CUADRO 4. REQUERIMIENTOS DEL MECANISMO DE SUJECIÓN.

Mecanismo de sujeción				
Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.2.1	Sistema de manipulación	Debe adaptarse a las cuatro presentaciones del producto: 100 ml, 250 ml, 500 ml, 1000 ml.	Alta	Mediante los planos donde se pueda observar la existencia de un mecanismo para cada presentación.
E2.2.2	Sistema de manipulación	Cada uno de los mecanismos de sujeción debe contar con una conexión estandarizada para la energía que lo hará funcionar, y poder conectarlo rápidamente al mecanismo de manipulación.	Media	Distinguir en cada uno de los mecanismos la única conexión.
E2.2.3	Sistema de manipulación	Debe contar con una matriz de 4 botellas x 5 botellas para la presentación de 100 ml.	Alta	Mediante los planos donde se pueda observar que el mecanismo sujeta todas las botellas.

CONTINUACIÓN CUADRO 4.

Mecanismo de sujeción				
Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.2.4	Sistema de manipulación	Debe contar con una matriz de 4 botellas x 3 botellas para las presentaciones de 250 ml, 500 ml y 1000ml.	Alta	Mediante los planos donde se pueda observar que el mecanismo sujeta todas las botellas.
E2.2.5	Sistema de manipulación	Se debe sujetar la botella de 100 ml, 250 ml, 500 ml y 1000ml, en un área máxima definida por un círculo de 35 mm	Media	Medir con un vernier el diámetro en el cual efectivamente se sujeta la botella.
E2.2.6	Sistema de manipulación	Debe contar con una medida datum o de referencia, y en base a ella se deben adaptar los distintos mecanismos de sujeción.	Alta	Mediante los planos donde se pueda observar que todos los mecanismos de sujeción pueden tomar las botellas.
E2.2.7	Sistema de manipulación	Debe tener una masa máxima de 4 kg. Siendo liviana para que el operario lo manipule.	Alta	Utilizar una balanza y determinar el peso del mecanismo.
E.2.2.8	Sistema de manipulación	Las botellas deben estar lo más pegado posible entre ellas, ya que la matriz entra ajustada en la caja de cartón.	Alta	Medir que el rango de separación entre las botellas en cada matriz, sea la requerida.

CUADRO 5. REQUERIMIENTOS DEL MECANISMO DE MANIPULACIÓN.

Mecanismo de manipulación				
Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.3.1	Sistema de manipulación	Debe soportar el peso máximo de las botellas más pesadas, 15 kg de masa.	Alta	Colocarle 15 kg y determinar que es capaz de soportarlo.

CONTINUACIÓN CUADRO 5.

Mecanismo de manipulación				
Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.3.2	Sistema de manipulación	El ciclo debe tomar como máximo 16 segundos.	Alta	Utilizar un cronometro para medir el tiempo que toma realizar el ciclo.
E2.3.3	Sistema de manipulación	No debe dañar o lastimar el empaque primario donde se encuentra el producto.	Alta	Realizar pruebas, y determinar la inexistencia de daños en el producto.
E2.3.4	Sistema de manipulación	Debe acelerarse en cualquiera de los dos ejes máximo a 5 m/s, aceleración máxima recomendada por fabricantes de sistemas de manipulación.	Alta	Utilizar un acelerómetro para determinar que no se sobrepasa esta aceleración en ningún momento.
E2.3.5	Sistema de manipulación	La oposición al movimiento debe ser la mínima posible.	Media	
E2.3.6	Sistema de manipulación	Debe poder moverse verticalmente para tomar las botellas, y también para depositarlas en la caja de cartón.	Alta	Realizar pruebas, y determinar recoger las botellas.
E2.3.7	Sistema de manipulación	Debe ser lo más liviano posible, máximo 10 kg de masa para que la medida nominal del tubo sea la más pequeña posible.	Media	Utilizar una balanza para determinar que el mecanismo pese menos de 10 kg.

CONTINUACIÓN CUADRO 5.

Mecanismo de manipulación				
Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.3.8	Sistema de manipulación	Debe realizar la tarea de tomar y sujetar las botellas, con la menor cantidad de actuadores posible.	Baja	Contar la cantidad de elementos y comparar este dato con la de una maquina empacadora disponible en el mercado.
E2.3.9	Sistema de manipulación	La sujeción se debe realizar en la tapadera de la botella.	Alta	Mediante los planos donde se pueda observar que la botella se sujeta de su tapa.
E2.3.10	Sistema de manipulación	La distancia máxima a la cual se puede encontrar la matriz de botellas antes de soltarlas dentro de la caja debe ser de 5 cms.	Alta	Medir con un metro la distancia a la cual se sueltan las botellas.
E2.3.11	Sistema de manipulación	El elemento que se encarga de realizar el movimiento vertical del mecanismo, debe poder alcanzar y posicionarse en distintas alturas.	Alta	Realizar pruebas, y determinar que el mecanismo puede alcanzar cualquier posición y altura que se le solicite.
E2.3.12	Sistema de manipulación	Debe facilitar el cambio de los dispositivos para cada matriz de botellas.	Media	Tomar el tiempo con un cronometro, y compararlo con el tiempo que toma hacer otra adaptación en otra máquina.

CONTINUACIÓN CUADRO 5.

Mecanismo de manipulación				
Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E2.3.13	Sistema de manipulación	El elemento que se encarga de realizar el movimiento horizontal del mecanismo, debe poder alcanzar y posicionarse en la zona de toma y descarga de botellas.	Alta	Realizar pruebas, y determinar que el mecanismo puede alcanzar la posición de toma y descarga de botellas.
E2.3.14	Sistema de manipulación	Debe contar con una sola fuente de energía, la cual se pueda conectar con cualquiera de los cuatro mecanismos que sujetan la matriz de botellas.	Alta	Distinguir la existe de una única conexión.
E2.3.15	Sistema de manipulación	Debe facilitar el mantenimiento preventivo semanal, en cada uno de sus elementos.	Media	
E2.3.16	Sistema de manipulación	Los mecanismos que sujetan las distintas matrices deben ser de dimensiones, tales que permitan almacenarlos completamente armados.	Baja	Observar que los mecanismos que no estén en uso, se almacenen sin desarmar.
E2.3.17	Sistema de manipulación	No debe tener en ningún momento interferencia con ningún componente del mecanismo de ordenamiento de botellas.	Alta	Accionar simultáneamente los sistemas y observar que no exista interferencia entre estos.
E2.3.18	Sistema de manipulación	No debe tener en ningún momento interferencia con ningún componente del mecanismo de ordenamiento de cajas.	Alta	Accionar simultáneamente los sistemas y observar que no exista interferencia entre estos.

4. **Ideación.** Con base en la investigación preliminar y a la identificación y determinación de las especificaciones de desempeño se generó una cantidad de ideas como solución al problema que tiene la planta de producción. En las siguientes figuras se muestran los distintos sistemas.

FIGURA 8. IDEA 1: PRINCIPIO DE VACÍO, MEDIANTE SUCCIÓN EN VENTOSAS PARA SUJETAR EL PRODUCTO.

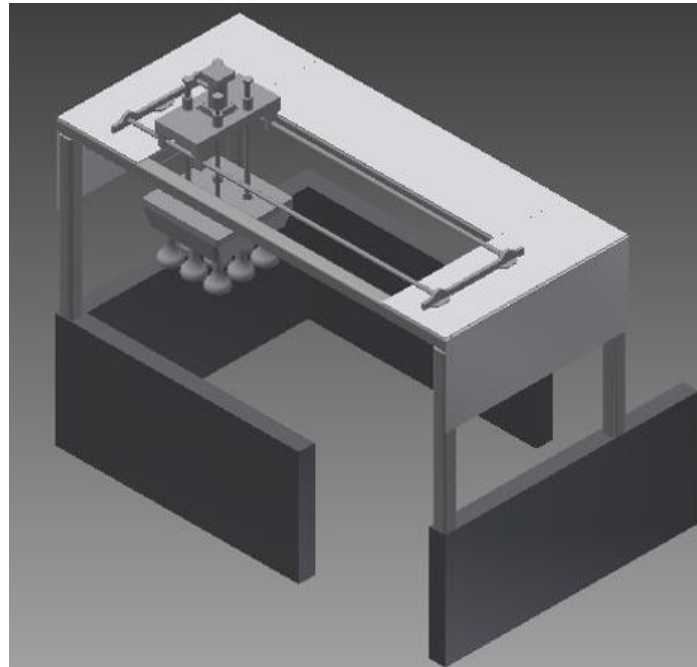


FIGURA 9. IDEA 2: BASADA EN PRINCIPIO DE PRESIÓN, PARA SUJETAR EL PRODUCTO.

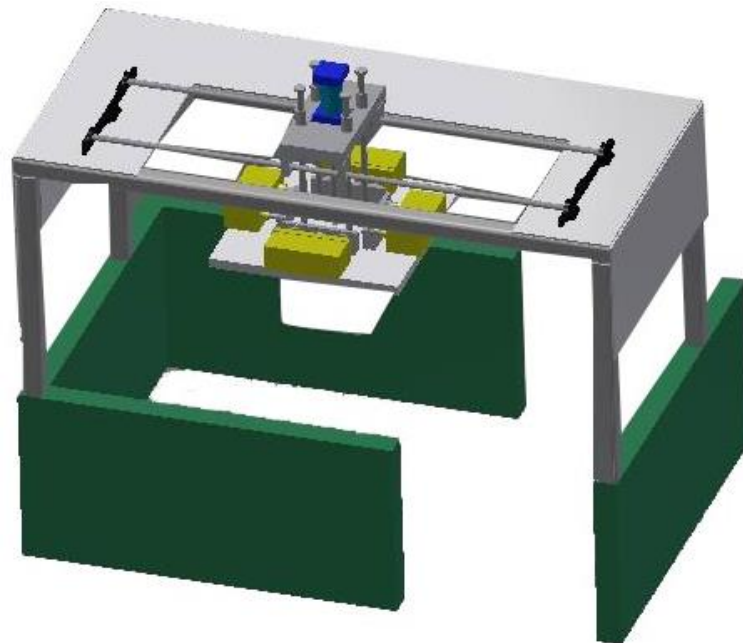


FIGURA 10. IDEA 3: PRINCIPIO DE VACÍO, MEDIANTE SUCCIÓN EN ÁREA PARA SUJETAR EL PRODUCTO.

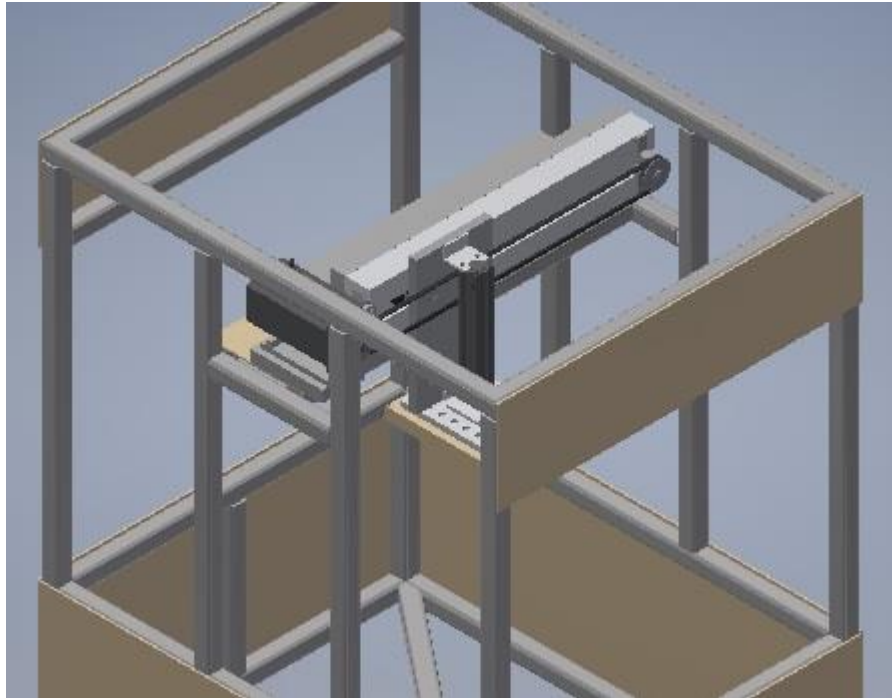
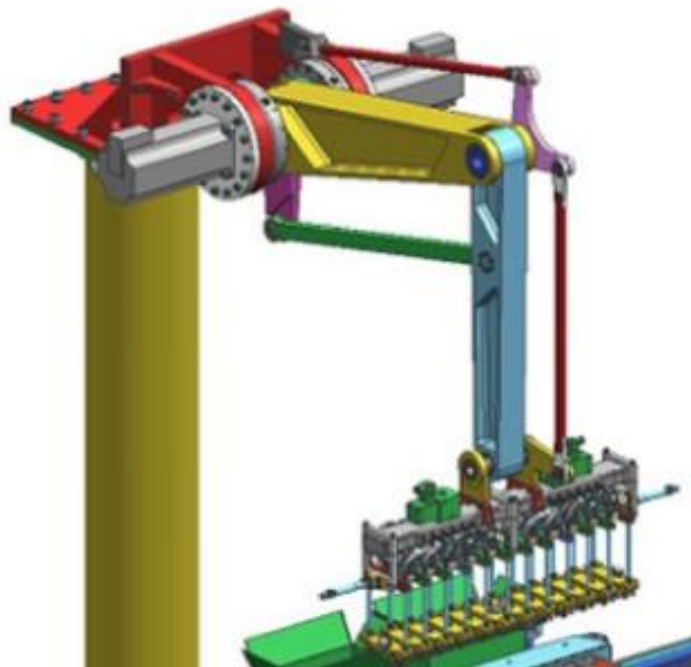


FIGURA 11. IDEA 4: BASADA EN LA UTILIZACIÓN DE UN ROBOT PARA REALIZAR LAS TRAYECTORIAS NECESARIAS.



B. Fase de análisis

1. **Análisis del diseño.** En este módulo se desea buscar un sistema que permita realizar la tarea de “Pick and Place” de los envases con insecticida agroquímico. Luego de la investigación preliminar y de la fase de ideación se debe determinar y seleccionar el tipo de sistema de manipulación que se utilizara y en la medida de lo posible los actuadores que se utilizaran en base a los requerimientos que se desarrollaron.

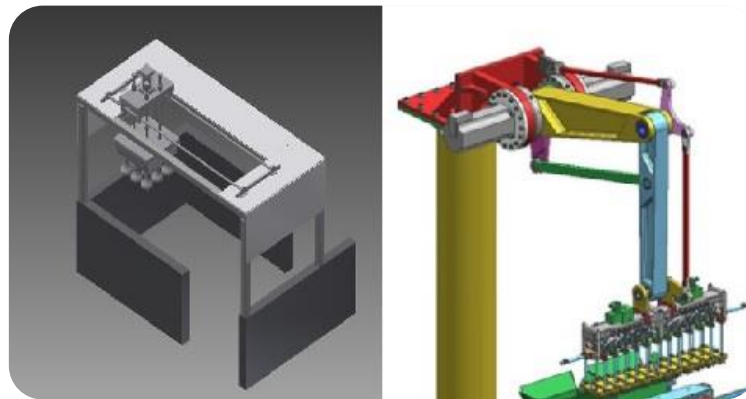
Tomando en cuenta los requerimientos, especificaciones de desempeño y limitaciones, es necesario desechar las ideas de utilizar un sistema de empaque secundario de tipo: Wrap-around y Shrinkwrap. Ambos sistemas son voluminosos, y en el caso del Shrinkwrap la empresa necesitaría invertir en carretes de plástico para llevar a cabo el proceso de empaque, lo que significa que no cumplirían con la limitación de espacio y con el requerimiento de no agregar más elementos de empaque al proceso.

Por lo tanto, los sistemas que nos permitirían realizar la tarea, de manipulación de los envases serían: manipulador clásico y manipulador robótico. Ambos sistemas se pueden desarrollar y diseñar considerando todos los requerimientos, especificaciones de desempeño y limitaciones. Por este motivo, se analizarán comparativamente ambos modelos para determinar la mejor solución.

2. **Selección del diseño.** A continuación, se muestran los distintos análisis comparativos que se llevaron a cabo con el fin de seleccionar la mejor solución para cada uno de los sistemas. Es necesario indicar que la escala se determinó considerando las características que se desea que puedan realizar los distintos sistemas.

Tomando en cuenta los requerimientos, se consideran dos de los tipos de sistemas de manipulación.

FIGURA 12. SISTEMA DE MANIPULACIÓN CLÁSICO VS. ROBOT



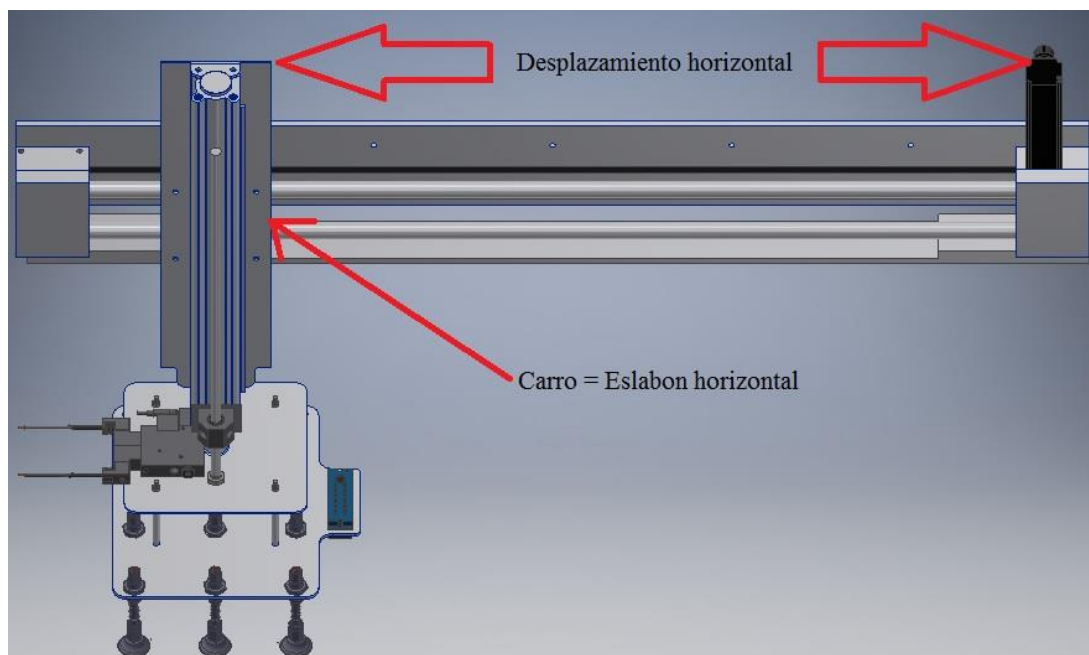
CUADRO 6. MATRIZ DE DECISIÓN DEL SISTEMA DE MANIPULACIÓN

Criterio	Escala	Clásico	Robot
Precisión	8 = Alta precisión	7	5
	1 = Baja precisión		
Rigidez	6 = Muy rígido	5	2
	1 = Poco rígido		
Velocidad	6 = Rápido	4	5
	1 = Lento		
Espacio de trabajo	4 = Grande	3	3
	1 = Pequeño		
Control	7 = Fácil	6	2
	1 = Complejo		
Simplicidad mecánica	7 = Fácil	7	3
	1 = Difícil		
Manufactura	5 = Sencilla	4	2
	1 = Compleja		
Tamaño	5 = Pequeño	3	2
	1 = Grande		
Capacidad de carga	6 = Grande	5	2
	1 = Pequeña		
Exactitud	4 = Alta exactitud	3	2
	1 = Baja exactitud		
Costo	4 = Barato	2	1
	1 = Caro		
Total		49	29

Del análisis se puede determinar que la mejor solución es el sistema clásico, debido a su fácil configuración cinemática, alta rigidez mecánica, alta precisión, fácil control, alta repetitividad y a su capacidad de carga.

Ahora se debe determinar los elementos que generan el movimiento del eslabón horizontal en el sistema seleccionado. En la siguiente figura se muestra el eslabón horizontal, y el desplazamiento que este realiza.

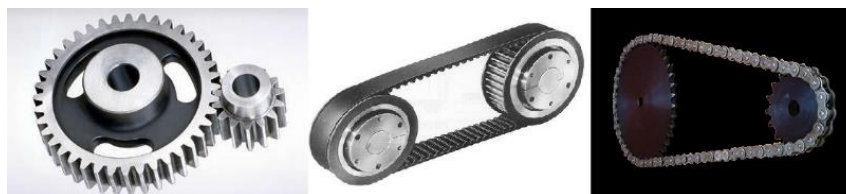
FIGURA 13. ESLABÓN HORIZONTAL DEL MECANISMO DE MANIPULACIÓN.



Con base en los requerimientos se puede conocer que para el movimiento horizontal no se puede utilizar un actuador lineal, como un cilindro neumático; esto debido al espacio reducido y al amplio desplazamiento que se requiere en este eslabón. Por este motivo es necesario la utilización de un actuador rotativo. Nuevamente, en base a los requerimientos no será necesario realizar un análisis comparativo para la selección del tipo del actuador, se selecciona un actuador de tipo motor eléctrico por las ventajas que este tiene para esta aplicación en específico.

Para este actuador, es necesario definir los tipos de sistemas de transmisión de potencia que permitirán obtener el movimiento lineal requerido a partir del movimiento rotativo del motor. Básicamente son los elementos que se encargan de entregar la potencia generada por el motor eléctrico. En función del tipo de operación que realizara la máquina, se debe determinar y seleccionar la transmisión correcta para la aplicación.

FIGURA 14. ENGRANAJES VS. FAJAS DENTADAS VS. CADENAS



CUADRO 7. MATRIZ DE DECISIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

Criterio	Escala	Engranajes	Fajas dentadas	Cadenas
Par de torsión transmitido	4 = Alto 1 = Bajo	4	3	3
Ruido	3 = Poco Ruido 1 = Mucho Ruido	2	1	2
Lubricación	4 = Poco necesario 1 = Muy necesario	1	4	2
Distancia de transmisión	8 = Grande 1 = Pequeño	3	8	8
Mantenimiento	4 = Sencillo 1 = Complejo	2	4	4
Costo	4 = Barato 1 = Caro	1	4	2
Total		13	24	21

Del análisis se puede determinar que la mejor solución para el sistema de transmisión de potencia es la faja dentada, debido a su capacidad de transmitir potencia en distancias relativamente largas, generación de poco ruido, poco mantenimiento, nula lubricación y a su costo relativamente barato.

Ahora se debe determinar los elementos que generan el movimiento del eslabón vertical en el sistema seleccionado. Con base en los requerimientos se puede conocer que el movimiento vertical se puede llevar a cabo con un actuador de tipo cilindro. Para esto se analizarán los distintos tipos de actuadores, y se determinara cual es la mejor opción.

FIGURA 15. NEUMÁTICA VS. HIDRÁULICA VS. ELÉCTRICA



CUADRO 8. MATRIZ DE DECISIÓN DE LOS ACTUADORES.

Criterio	Escala	Neumático	Hidráulico	Eléctrico
Potencia	8 = Alta 1 = Limitada	5	8	2
Ruido	6 = Poco Ruido 1 = Mucho Ruido	2	4	6
Velocidad	6 = Rápido 1 = Lento	5	4	5
Capacidad de carga	8 = Grande 1 = Pequeña	4	8	2
Control	7 = Fácil 1 = Complejo	4	5	7
Precisión	7 = Alta precisión 1 = Baja precisión	5	7	4
Limpieza	10 = Limpio 1 = Sucio	9	1	10
Mantenimiento	5 = Sencillo 1 = Complejo	4	2	5
Costo	4 = Barato 1 = Caro	4	2	2
Total		42	41	43

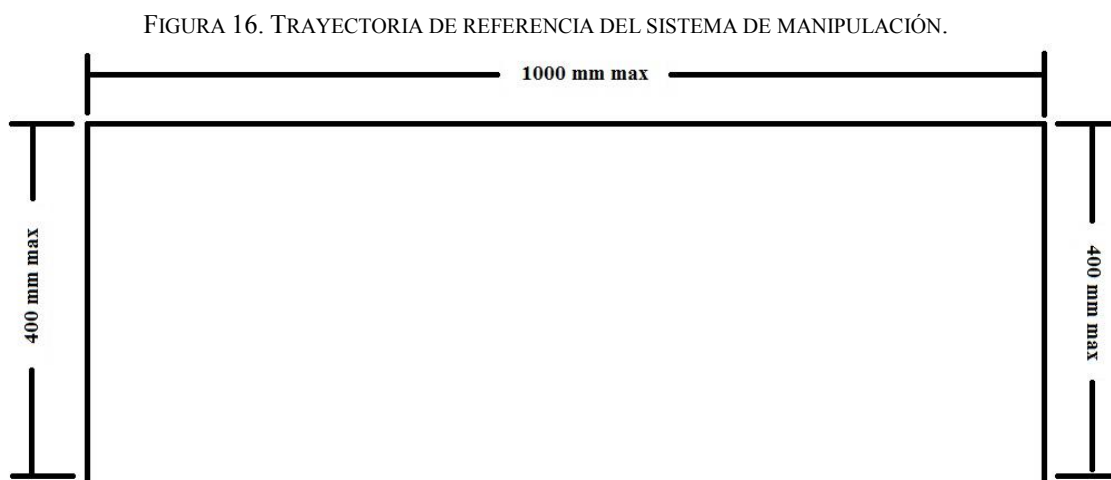
Del análisis se puede observar que el actuador neumático y eléctrico son una buena solución. En este caso la decisión queda a criterio del diseñador, y en función de los recursos con los que se cuentan en la planta de producción, se selecciona los actuadores neumáticos debido a su menor costo. Los actuadores hidráulicos son también una excelente opción, pero en este caso no se requiere de potencia elevada y además se está trabajando con un producto de una empresa farmacéutica que debe de cumplir con ciertas normas de limpieza y este sistema es el que más suciedad puede generar al presentarse una falla.

C. Fase de diseño

1. Diseño del mecanismo del manipulador. El manipulador es el componente principal de la maquina empacadora. Generalmente, un manipulador de este tipo está conformado por una serie de eslabones, articulaciones y otros elementos estructurales. Para un sistema clásico, la geometría está compuesta por tres articulaciones prismáticas y mutuamente ortogonales.

Debido a su ortogonalidad, la solución de la cinemática inversa es trivial y no presenta ninguna singularidad en el espacio de trabajo. Esto indica que cada grado de libertad corresponde al del desplazamiento del espacio cartesiano.

a. Parámetros de diseño. Las decisiones acerca del diseño mecánico del manipulador se basan en los requerimientos de la operación de “Pick and Place” (véase el Cuadro 5). Para este propósito se debe indicar la trayectoria de referencia, que en este caso se realizará en un plano cartesiano.



Adicionalmente a la trayectoria de referencia y de los requerimientos previamente identificados se presentan las condiciones de diseño para el sistema propuesto:

- La carga máxima, incluyendo el sistema de sujeción.
- Aceleración permisible del producto en la dirección X y Y.
- Deformación permisible en el mecanismo de sujeción.
- Tiempo máximo que debe tomar el ciclo.
- Rango de densidad de los distintos productos agroquímicos.

Para conocer la carga máxima, se procederá a calcular la masa de cada una de las presentaciones, y así poder determinar cuál de estas presentaciones es la más crítica, es decir, la de mayor masa.

Conociendo las densidades del producto, las cuales fueron proveídas por los encargados de la línea de producción, se toma el valor del producto con mayor densidad, el cual es de 1.25 kg/L. Estas densidades se resumen a continuación, en los parámetros de diseño del mecanismo de manipulación. Ahora, tomando el valor del producto con mayor densidad, el cual es de 1.25 kg/L, se procederá a calcular el peso para cada una

de las presentaciones suponiendo que los envases se encuentran llenos hasta su volumen nominal. Suponiendo que el producto tiene una distribución uniforme de la masa en todos sus puntos, la densidad media es la razón entre la masa del cuerpo y el volumen que este ocupa. Por lo tanto, debido a que cada una de las matrices se compone de un número específico de botellas, la masa total por cada matriz se obtiene:

$$m = n\rho V \quad \text{ECUACIÓN IV-1}$$

Donde:

$$n = \text{número de botellas en la matriz}$$

Para la matriz de 100 ml, utilizando la ecuación VII.1, se obtiene una masa total:

$$m = 1.25 \frac{kg}{L} * 0.1L * 20 = 2.5 kg \quad \text{ECUACIÓN IV-2}$$

Para la matriz de 250 ml, utilizando la ecuación VII.1, se obtiene una masa total:

$$m = 1.25 \frac{kg}{L} * 0.25L * 12 = 3.75 kg \quad \text{ECUACIÓN IV-3}$$

Para la matriz de 500 ml, utilizando la ecuación VII.1, se obtiene una masa total:

$$m = 1.25 \frac{kg}{L} * 0.5L * 12 = 7.5 kg \quad \text{ECUACIÓN IV-4}$$

Para la matriz de 1000 ml, utilizando la ecuación VII.1, se obtiene una masa total:

$$m = 1.25 \frac{kg}{L} * 1L * 12 = 15 kg \quad \text{ECUACIÓN IV-5}$$

Por lo tanto, se ha determinado que la presentación crítica es la de 1000 ml, debido a que es la de mayor masa. Ahora es necesario, agregar a este dato la masa correspondiente a los demás elementos que componen el conjunto que debe soportar el eslabón número uno. Sobredimensionando los elementos, se considera que la masa total que soporta este eslabón es de 30 kg.

Ahora se resumen las condiciones de diseño en el siguiente cuadro.

CUADRO 9. CONDICIONES DE DISEÑO SISTEMA DE MANIPULACIÓN

Condiciones de diseño		
Descripción general	Valor	Unidades
Carga máxima	300	N
Magnitud de la aceleración permisible	5	m/seg ²
Dirección horizontal		
Dirección vertical		
Deformación permisible de los ejes guías	1	mm
Tiempo de ciclo	16	seg
Densidad del insecticida	0.95 – 1.25	Kg/L

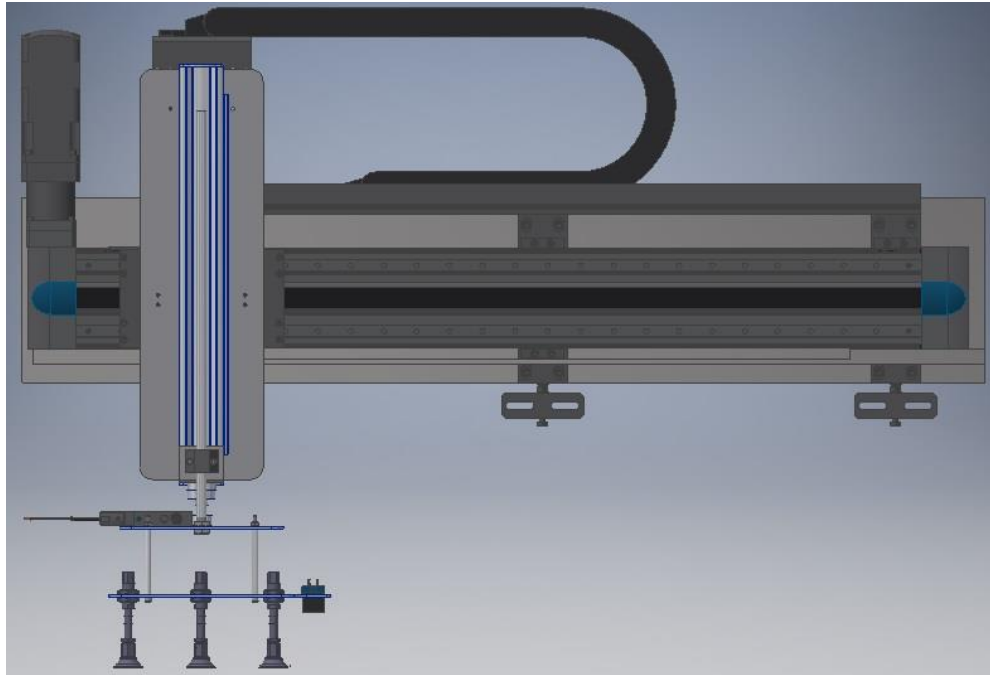
Para el sistema de manipulación, se proponen dos diseños. El primer diseño incluye un actuador que comercializa la marca Festo, el cual se selecciona fácilmente mediante la herramienta en línea con la que cuenta dicha empresa.

El actuador que ofrece Festo se basa en la utilización de ejes de posicionamiento electromecánico, es decir un mecanismo que es capaz de conseguir el movimiento lineal mediante un husillo o una faja dentada de movimiento continuo. El eje electromecánico de posicionamiento está conformado por las siguientes partes:

- Eje que ejecuta el movimiento, con motor, brida del motor y acoplamiento.
- Sistema de medición del recorrido, sea este integrado o externo.
- Electrónica funcional.
- Conjuntos de cables pre confeccionados.

Este actuador consta de un solo grado de libertad, siendo el eje X en el que se genera el movimiento horizontal. Con el fin de obtener otro grado de libertad, que permita obtener un movimiento vertical, en el eje Y, se utiliza un actuador lineal. La transmisión del movimiento en el eje horizontal se obtiene mediante la utilización del actuador de Festo, y el desplazamiento en el eje vertical se obtiene de la utilización de un cilindro neumático.

FIGURA 17. SISTEMA CARTESIANO FESTO DE UN EJE.

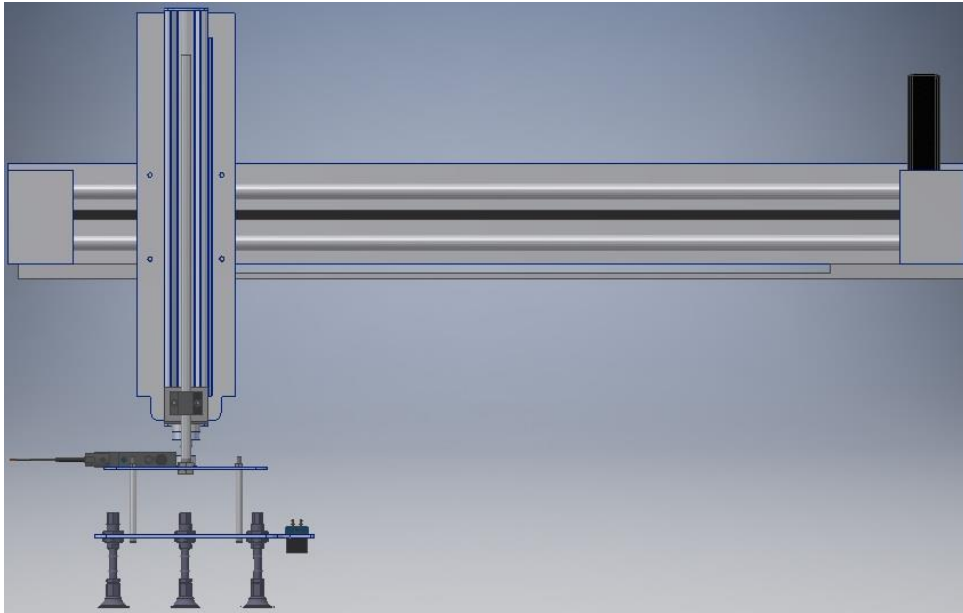


El segundo sistema de manipulación que se propone, es diseño propio y este consta igualmente de dos grados de libertad, siendo el eje X en el que se genera el movimiento horizontal y el eje Y en el que se genera el movimiento vertical. La transmisión del movimiento en el eje horizontal se obtiene de la utilización de una banda dentada. Y el desplazamiento en el eje vertical se obtiene de la utilización de un actuador lineal, siendo este un cilindro neumático.

El eslabón del eje horizontal está compuesto por dos ejes paralelos sobre los cuales se desliza el carro que sostiene el actuador lineal. Los ejes a su vez se encuentran sujetos en cada extremo por un soporte. Y en el extremo derecho se ubica el motor, que tendrá una polea para colocar la banda dentada de puntas abiertas con la cual se transmitirá el movimiento al carro.

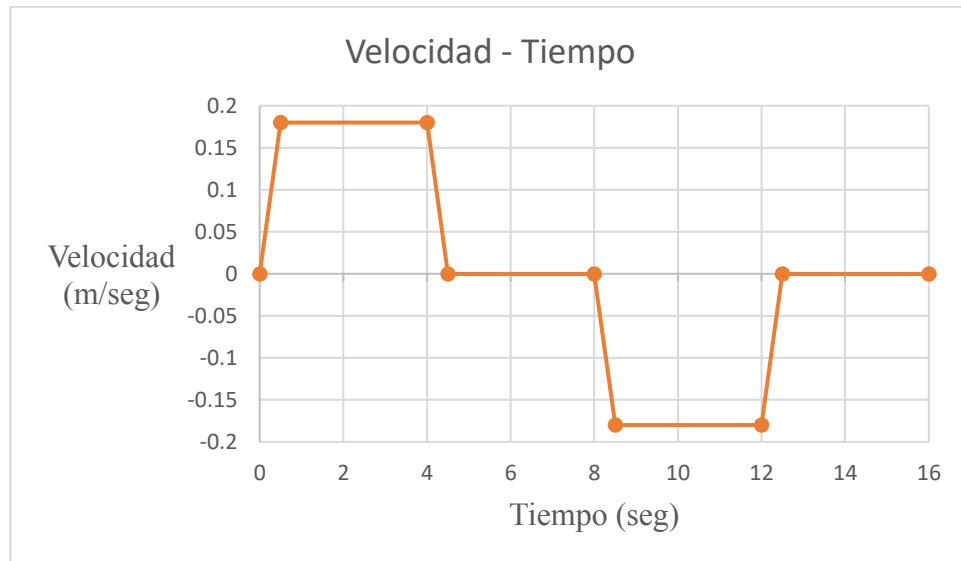
El eslabón vertical es básicamente un cilindro neumático, este se une al eslabón horizontal mediante la utilización de pernos.

FIGURA 18. DISEÑO DE SISTEMA CARTESIANO.



Para ambos mecanismos propuestos, la distancia que recorre el eslabón número uno es de 800 mm, y para el eslabón dos lo máximo que debe recorrer es 400 mm. Ahora es necesario determinar la velocidad y aceleración del primer eslabón del mecanismo de manipulación. Teniendo como referencia la magnitud de la aceleración máxima permisible recomendada por Festo para esta aplicación de 5 m/s^2 y el tiempo que debe tomar el ciclo al llevar a cabo la tarea de manipulación, se puede determinar la gráfica velocidad – tiempo. En la siguiente figura se muestra la gráfica de velocidad – tiempo, y a continuación se muestra la obtención de la misma.

FIGURA 19. GRAFICA VELOCIDAD VRS. TIEMPO DEL SISTEMA DE MANIPULACIÓN.



Esta gráfica muestra el tiempo, la velocidad y la aceleración que toma cada una de las etapas del proceso de “Pick and Place”. Modelando el carro como una partícula, y definiendo que el tiempo que le tomará trasladarse a velocidad constante del punto de toma de botellas al punto de entrega de botellas en la caja de cartón y viceversa será $t_{desplaz} = 3.5 \text{ seg}$. Además, definiendo que el tiempo que le tomará al carro acelerar y desacelerar será $t_{accel} = 0.5 \text{ seg}$ para alcanzar la velocidad de traslación y de retorno, se puede determinar la velocidad y la aceleración del carro. Aplicando los conceptos de movimiento rectilíneo uniforme y uniformemente acelerado, se calcula la velocidad, la aceleración y desaceleración del carro.

FIGURA 20. FASES DEL CICLO DEL MECANISMO DE MANIPULACIÓN.



Para la fase de avance, analizando el movimiento rectilíneo uniforme (MRU), la velocidad se calcula con la siguiente ecuación:

$$x_2 - x_1 = v \frac{t_{desplaz}}{2} \quad \text{ECUACIÓN IV-6}$$

$$x_2 = x_1 + v \frac{t_{desplaz}}{2} \quad \text{ECUACIÓN IV-7}$$

Es importante resaltar, que debido a que se analiza la mitad de la fase de avance, el tiempo de desplazamiento es la mitad del tiempo de desplazamiento definido para toda la fase de avance. Ahora, analizando el movimiento rectilíneo uniformemente acelerado (MRUA), la velocidad de la partícula se obtiene de la siguiente ecuación:

$$v = v_0 + at_{accel} \quad \text{ECUACIÓN IV-8}$$

Al describir la velocidad, como la derivada de la posición con respecto al tiempo, se obtiene la posición de la partícula en función del tiempo:

$$x_1 - x_0 = v_0 t_{accel} + \frac{1}{2} a t_{accel}^2 \quad \text{ECUACIÓN IV-9}$$

Como el desplazamiento y la velocidad inicial es cero, el cálculo de la velocidad y de la posición de la partícula en el MRUA se reduce a:

$$v = a t_{accel} \quad \text{ECUACIÓN IV-10}$$

$$x_1 = \frac{1}{2} a t_{accel}^2 \quad \text{ECUACIÓN IV-11}$$

Conociendo el desplazamiento horizontal que se realiza en la fase de avance, se puede determinar el avance para lo que se analiza. Ya que se analiza la mitad de la fase de avance, el desplazamiento analizado es la mitad del desplazamiento del primer eslabón, $x_t = 400 \text{ mm}$. Este desplazamiento, es la adición del desplazamiento que se genera en el MRU y en el MRUA, y se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$x_1 + x_2 = 400 \text{ mm} \quad \text{ECUACIÓN IV-12}$$

Como se desea obtener la velocidad constante a la que se desplaza el carro, la magnitud de la aceleración y desaceleración del carro, es necesario resolver las ecuaciones desarrolladas anteriormente. Se obtiene un sistema de cuatro ecuaciones lineales con cuatro variables. A continuación, se resume el sistema de ecuaciones lineales:

$$x_1 = \frac{1}{2} a (0.5)^2 \quad \text{ECUACIÓN IV-13}$$

$$x_2 = x_1 + v(1.75) \quad \text{ECUACIÓN IV-14}$$

$$v = a(0.5) \quad \text{ECUACIÓN IV-15}$$

$$x_1 + x_2 = 0.4 \quad \text{ECUACIÓN IV-16}$$

Al resolver simultáneamente el sistema de ecuaciones, se obtienen los siguientes resultados:

$$a = 0.36 \frac{m}{seg^2} \quad \text{ECUACIÓN IV-17}$$

$$v = 0.18 \frac{m}{seg} \quad \text{ECUACIÓN IV-18}$$

$$x_1 = 0.04 \text{ m} \quad \text{ECUACIÓN IV-19}$$

$$x_2 = 0.36 \text{ m} \quad \text{ECUACIÓN IV-20}$$

Con estos valores se determina la posición, velocidad, aceleración y el tiempo de cada etapa y por lo tanto se puede generar la gráfica de velocidad – tiempo, para el eje de movimiento horizontal.

b. Diseño del sistema de movimiento del primer eslabón. Debido a que se proponen dos diseños, se debe abordar el proceso del diseño del sistema de movimiento que permita generar el movimiento horizontal para ambas propuestas.

1) Selección de actuador Festo. Comenzando con la primera propuesta, como se ha mencionado se utiliza la herramienta de selección de ejes de posicionamiento electromecánico de Festo. Como primer paso se debe ingresar a la página de Festo, y luego se procede a seleccionar que se desea utilizar el software de “Handling Guide Online”.

Una vez, seleccionada la herramienta, se solicitarán los parámetros necesarios para que el software pueda determinar la opción más adecuada para esta aplicación particular. Se debe mencionar que este procedimiento se llevó a cabo para el sistema de posicionamiento de un eje. La distancia al centro de gravedad, se determinó considerando las dimensiones y geometrías del actuador lineal. La distancia X, es la más crítica, puesto que es esta la que genera el momento debido a la asimetría de la carga con respecto al actuador de Festo. Por lo tanto, se sobredimensiono la medida, considerando un margen de seguridad para la selección del actuador. A continuación, en el siguiente cuadro se muestra resumido los parámetros que solicita la herramienta de Festo.

CUADRO 10. PARÁMETROS PARA LA SELECCIÓN DEL SISTEMA DE POSICIONAMIENTO DE FESTO.

Parámetro	Definición	Valor
Carga máxima	Carga que soporta el sistema, se debe considerar la masa del eslabón número dos y de todos los elementos que componen el mecanismo de sujeción	30 kg
Distancia al centro de gravedad	La distancia entre el centro de gravedad del carro posicionador del sistema de Festo al centro de gravedad de la carga máxima, tomando el marco de referencia que Festo indica.	
X	Componente de la distancia en el eje X	100 mm
Y	Componente de la distancia en el eje Y	0 mm
Z	Componente de la distancia en el eje Z	-50 mm
Carrera de trabajo máxima	Es la distancia máxima que se desplazara horizontalmente el carro posicionador en el sistema de posicionamiento.	800 mm
Posición del motor	Indica en qué posición se encontrará el motor en el sistema de posicionamiento	Izquierda
Bus de campo	Es el sistema de transmisión de datos, son redes digitales montadas sobre un bus serie, que conecta los distintos dispositivos.	Profibus
Alimentación disponible	Es el voltaje disponible, para alimentar los dispositivos eléctricos.	230 V 400 V
Desplazamiento	Es el desplazamiento que realiza el sistema de posicionamiento durante el ciclo de trabajo	800 mm
Tiempo de posicionamiento	Es el tiempo máximo en que el sistema se desplaza durante el ciclo.	8 seg
Tiempo de espera y sujeción	Es el tiempo máximo en que el sistema toma y deja la matriz de botellas.	8 seg
Fuerza adicional	Es la fuerza externa presente en la dirección del movimiento	0 N

Al ingresar todos estos parámetros en la herramienta, esta determina las distintas opciones que son adecuadas para la realización de la tarea de posicionamiento. Por lo tanto, se procede a seleccionar una de esas opciones. Luego de seleccionar esta opción, aparece una ventana en la cual se debe de terminar de especificar la configuración del sistema. Por último, Festo resume las características y propiedades del sistema que se ha seleccionado.

FIGURA 21. RESUMEN DE LOS PARÁMETROS DE ENTRADA.

Your handling solution

Find your handling solution in a few steps

Close

Your selected system overview:

Your entries	Value
Characteristic	Single-axis system
Handling type	30 kg
Payload	100 mm
Distance from the centre of mass in the X direction	0 mm
Distance from the centre of mass in the Y direction	-50 mm
Distance from the centre of mass in the Z direction	Electric: several positions
Drive system of the axis	800 mm
Working stroke	Left
Motor position on the axis	None
Safety function to EN 61800-5-2	Profibus
Fieldbus interface	230 V
AC 1-phase	400 V
AC 3-phase	800 mm
Travel	8 s
Travel time	8 s
Gripping and waiting time	16 s
Cycle time	0 N
Force in direction of movement	

Cad preview:

Your next step:

Send request

2D/3D-CAD

Documentation

Data sheet

Send request

Handling solution:

✓ Standard system

Save system:

Load system

Selected: system # 1

Your system

Your options

Your handling solution

Find your handling solution in a few steps



Your selected system overview:

Your entries

Your system

Characteristic Value

Handling type	Single-axis system
System series	YXCS
System workload	34 %
Repetition accuracy (+/-)	0.08 mm
Drive module	Toothed belt axis EGC-HD-125
effective stroke	800 mm
Gear ratio, module	5:1
Motor type module	Servo motor EMMS-AS
Motor position on the axis	Left
Motor controller	CMMP-AS-M3
Nominal voltage phases	1-phase
Guide workload	34 %
Drive workload	3 %
Axis workload	7 %

Your options

Cad preview:

Your next step:

Send request

2D/3D-CAD

Documentation

Data sheet

Send request

Handling solution:

Standard system

Save system:

Load system

Selected: system # 1

FIGURA 22. RESUMEN DEL SISTEMA SELECCIONADO.

FIGURA 23. RESUMEN DE LAS OPCIONES SELECCIONADAS.

Your handling solution
Find your handling solution in a few steps

Close

Your selected system overview:

Your entries

Cad preview:

Your system

Your next step:

Send request

Your options

2D/3D-CAD
Documentation
Data sheet
Send request

Handling solution:
 Standard system
 Save system:
 Load system

Selected: system # 1

Characteristic	Value
Festo motor	Yes
Festo motor controller	Yes
Fieldbus interface	Profibus
Pilot line	Yes
Programming cable	Yes
Encoder type on motor	Absolute encoder, single-turn
Motor brake	No
Festo sensor package	Yes
Switching output	PNP
Switching element function for electric axis	N/C contact
Mounting	Profile mounting
Minimum line length	5 m
Mounting method	Complete assembly
Printed user documentation	English

De la figura se puede observar el porcentaje de la capacidad del mecanismo de Festo que demanda esta aplicación específica. La carga máxima que se presenta en este caso, representa un 34% de la capacidad máxima del actuador seleccionado. El torque necesario, representa un 3% de la capacidad máxima del torque del actuador seleccionado. Y la fuerza que se debe mover horizontalmente en este caso, representa un 7% de la capacidad mecánica máxima del eje del actuador seleccionado. Es importante recordar, que actualmente se desea alcanzar una productividad de 45 envases/min debido a que se tienen otras limitaciones en la línea de producción que no permiten aumentar por encima de ese valor la productividad. La planta tiene la intención de en un futuro cercano eliminar las limitaciones y así poder aumentar la productividad. Por lo que los distintos elementos de la máquina deben ser capaces de poder adaptarse a una mayor productividad de envases por minuto. Así que este mecanismo aún tiene mucho potencial que permitiría alcanzar ese aumento.

2) Diseño de transmisión de potencia para el primer eslabón. Con respecto a la segunda propuesta, para la generación del movimiento horizontal en el primer eslabón, tomando en cuenta el desplazamiento relativamente grande que es necesario para que el mecanismo realice la función de colocar los envases de insecticida en el empaque secundario, se emplea la transmisión de potencia mediante la utilización de bandas de sincronización. Estas bandas por lo general se fabrican de tela impregnada con hule y con alambre de acero, y poseen dientes que entran en las ranuras formadas en la periferia de las ruedas dentadas. Se caracterizan principalmente porque no se estiran ni se deslizan, lo que permite que sean capaces de transmitir la potencia con una relación constante de velocidad angular.

El hecho de que la banda sea dentada, proporciona varias ventajas con respecto a las otras variantes de bandas que se utilizan para transmitir potencia. Una de las ventajas es la ausencia de tensión inicial, por lo cual los centros del mecanismo de transmisión se mantienen fijos. Además, eliminan la restricción sobre las velocidades, ya que los dientes permiten que el mecanismo opere casi a cualquier velocidad, sea esta lenta o rápida. Otra ventaja es la eliminación de la necesidad de lubricar la banda.

Para el dimensionamiento de la banda de sincronización, se debe considerar el conjunto, el cual se encuentra formado por el carro, el eslabón número dos, y el mecanismo de sujeción. Para llevar a cabo el proceso de selección y diseño de bandas de sincronización, se utilizan catálogos de algunos fabricantes, debido a que los fabricantes proporcionan una cantidad amplia de información y detalles sobre la selección y diseño del sistema de transmisión de potencia, tamaños y resistencias de los distintos elementos. Para este caso en particular, se consulta la información de dos fabricantes, Bando, que es un fabricante que comercializa distintos tipos de bandas de transmisión y Megadyne que cuenta con una línea enfocada en las bandas de sincronización con puntas abiertas. Este tipo de bandas de sincronización son particularmente adecuadas para aplicaciones donde se requiere alta precisión de posicionamiento, poco ruido y ningún mantenimiento.

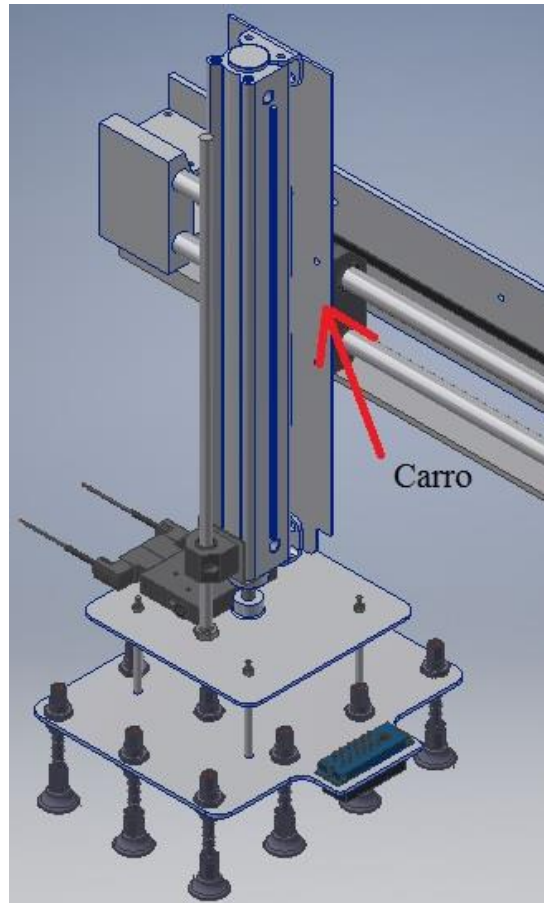
En función de la metodología utilizada por estas empresas para la selección y diseño del mecanismo de transmisión, se debe tener en cuenta las siguientes variables:

CUADRO 11. SÍMBOLOS PARA LA SELECCIÓN Y DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

Variables		
Símbolo	Unidades	Definición
a	m/seg ²	Aceleración
b	mm	Ancho de la banda
C _s	Adimensiona	Factor de seguridad
	l	
d	mm	Diámetro de paso de la rueda loca
d _l	mm	Diámetro de paso del sprocket
F _p	N	Tensión inicial
F _u	N	Fuerza periférica
F _{p spec}	N/cm	Fuerza transmisible por diente por ancho
F _{fr}	N	Fuerza que se opone al movimiento relativo entre ambas superficies.
F _n	N	Fuerza sobre el cuerpo cuya dirección es perpendicular a la superficie.
C	mm	Distancia de los centros
g	m/seg ²	Aceleración de la gravedad (Suponiendo este valor constante = 9.81)
μ	Adimensiona	Coefficiente de gravedad
	l	
m	Kg	Masa transportada
M _t	Nm	Torque
n _l	RPM	Revoluciones por minuto del Sprocket
P	KW	Potencia del actuador
Q	N	Fuerza ejercida por la masa transportada
V	m/seg	Velocidad de la banda
Z _i		Número de dientes del piñón
Z _m		Número de dientes en el engranaje del piñón

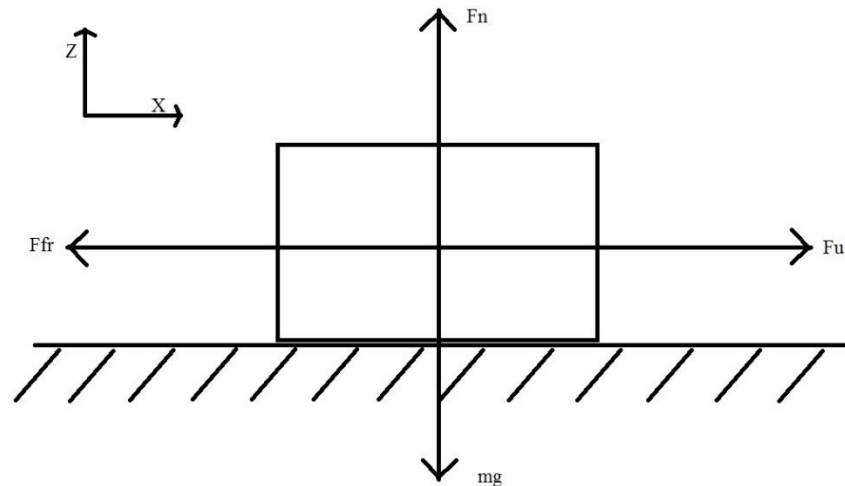
a) Cálculo de la carga periférica. Modelando el carro como una partícula, y conociendo los valores de la velocidad y aceleración a los que se debe desplazar para cumplir con el tiempo máximo que debe tomar el ciclo de trabajo del sistema de manipulación se puede aplicar los conceptos de la cinética de partículas. En la siguiente figura se muestra el carro del sistema de manipulación.

FIGURA 24. CARRO DEL SISTEMA DE MANIPULACIÓN.



Aplicando los conceptos de la cinética, se calcula la fuerza periférica. Para esto es necesario realizar un diagrama de cuerpo libre (DCL) del carro modelado como una partícula, que muestre las fuerzas aplicadas. En la siguiente figura se presenta el DCL de la partícula.

FIGURA 25. DCL DEL CARRO MODELADO COMO UNA PARTÍCULA



Conociendo las variables y los parámetros, se procede a realizar la sumatoria de fuerzas en ambos ejes. Las ecuaciones para cada uno de los ejes son las siguientes:

$$\sum F_x = m_x a_x \quad \text{ECUACIÓN IV-21}$$

$$\sum F_z = m_z a_z \quad \text{ECUACIÓN IV-22}$$

Siendo una partícula se tiene:

$$m_x = m_y = m_z = m \quad \text{ECUACIÓN IV-23}$$

Por lo tanto, se tiene:

$$\sum F_x: F_u - F_{fr} = m a_x \quad \text{ECUACIÓN IV-24}$$

$$\sum F_z: F_n - mg = m a_z \quad \text{ECUACIÓN IV-25}$$

Analizando los movimientos del mecanismo de manipulación, se deduce que la aceleración en el eje Z será nula debido a que el mecanismo no se desplaza a lo largo de este eje ($a_z = 0$). Por lo tanto, se tiene:

$$\sum F_x: F_u - F_{fr} = m a_x \quad \text{ECUACIÓN IV-26}$$

$$\sum F_z: F_n - mg = 0 \quad \text{ECUACIÓN IV-27}$$

Por otro lado, debido a que existen superficies en contacto se presentan fuerzas de fricción cuando se trata de mover una de las superficies con respecto a la otra (movimiento del carro en los ejes guías). Suponiendo que el contacto no está lubricado y que hay deslizamiento entre las superficies, entonces se puede suponer que el carro y los ejes están en contacto directo. En este caso, la evidencia experimental muestra que el valor de la fuerza de fricción es proporcional a la componente normal de la reacción de la superficie. Así, se tiene que:

$$F_{fr} = \mu_x F_n \quad \text{ECUACIÓN IV-28}$$

Reemplazando las ecuaciones, se obtiene la fuerza necesaria para generar la aceleración en el eje de movimiento, es decir la fuerza periférica, que es la tensión efectiva en la banda para mover el carro:

$$F_u = m(a_x + \mu_x g)$$

ECUACIÓN IV-29

El coeficiente de fricción se determina analizando la naturaleza del contacto, en este caso, el carro estará montado sobre rodamientos lineales con el fin de reducir la fuerza de fricción y poder disminuir el desperdicio de energía y recursos económicos. Del catálogo de Rodamientos lineales de SKF se obtiene que los coeficientes de fricción, para este tipo de rodamiento se encuentran dentro del rango de 0.0015 a 0.005. En este caso se tomará el valor más alto del coeficiente, con el fin de considerar el caso más crítico de fricción. Además, conociendo la aceleración, determinada en los parámetros de diseño, a la que se debe desplazar el carro para cumplir con la cantidad de botellas embaladas en un minuto, se obtiene:

$$F_u = 30 \text{ kg} \left(0.36 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} + \left\{ 0.005 * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \right\} \right) = 12.2715 \text{ N}$$

ECUACIÓN IV-30

3) Determinación del ancho de la banda. El ancho de la banda dentada, se obtiene mediante la utilización de la siguiente ecuación:

$$b = \frac{10F_u C_s}{F_{p \text{ spec}} Z_m}$$

ECUACIÓN IV-31

Antes de poder calcular el ancho de la banda dentada, es necesario determinar el tipo de banda dentada que se utilizará. Con base en la tabla número dos del catálogo del fabricante (véase el anexo A) se puede determinar que en función de la fuerza periférica el tipo de banda ideal, se encuentra entre las primeras opciones que ofrece el fabricante. Por lo tanto, para la fuerza periférica dada, se selecciona la banda T5.

Para encontrar las variables desconocidas de la ecuación VII.31 se debe determinar ciertas condiciones de operación del mecanismo. En primer lugar, se debe seleccionar el piñón adecuado, tomando en cuenta la velocidad de giro y la velocidad a la cual se debe desplazar el carro. El fabricante recomienda, que como mínimo la polea cuente con doce dientes que estén siempre en contacto ($Z_m \geq 12$). Por lo tanto, para el tipo de banda que se ha seleccionado, se selecciona una polea dentada de diámetro de paso de 41.40 mm (Véase el anexo A). Para determinar el valor de la fuerza transmisible por diente por ancho, es necesario obtener la frecuencia de giro del piñón. Para determinar la frecuencia, se determina primero la velocidad de giro y luego a partir de este se obtiene la frecuencia.

La relación entre la velocidad tangencial y angular, se muestra en la siguiente ecuación:

$$v = \omega r_{polea} \quad \text{ECUACIÓN IV-32}$$

Despejando para la velocidad angular, se obtiene:

$$\omega = \frac{v}{r_{polea}} \quad \text{ECUACIÓN IV-33}$$

Conociendo la velocidad tangencial a la cual se desplaza el carro, y el diámetro del piñón se obtiene la velocidad angular:

$$\omega = \frac{0.18 \frac{m}{seg}}{\frac{0.0414}{2} m} = 8.695 \frac{rad}{seg} \quad \text{ECUACIÓN IV-34}$$

Ahora para determinar la frecuencia, se aplica la siguiente ecuación, es importante mencionar que las dimensionales de la frecuencia fueron definidas en los parámetros del fabricante como revoluciones por minuto. Por lo tanto, se calcula la frecuencia tomando esto en consideración:

$$n_1 = \frac{60\omega}{2\pi} = \frac{8.695 \frac{rad}{seg}}{2\pi \frac{rad}{rev}} * 60 \frac{seg}{min} = 83.04 \text{ RPM} \quad \text{ECUACIÓN IV-35}$$

Para esta frecuencia la fuerza transmisible por diente por ancho es de 22 N/cm. Por lo tanto, se tomará la fuerza de 22 N/cm, con el fin de considerar de que será capaz de transmitir la menor fuerza dentro del rango establecido. (Véase el anexo A)

Para determinar el factor de seguridad, el fabricante en la tabla tres del catálogo de selección presenta distintos valores en función de las condiciones de operación. De esta tabla se toma el valor del factor de seguridad para aplicaciones de ejes de transmisión de potencia. Para esta aplicación el fabricante recomienda un factor de seguridad de 1.6 (Véase el anexo A).

Por último, para obtener la última variable de la ecuación VII.31, se debe determinar el número de dientes que estarán realmente en todo momento en contacto con la banda dentada. Para el piñón seleccionado, se tiene un número de dientes de 26 (Véase el anexo A).

Aplicando la siguiente ecuación, se puede obtener el número de dientes que están en contacto:

$$Z_m = \frac{Z_1 * \text{Arco de contacto}}{360^\circ} \quad \text{ECUACIÓN IV-36}$$

Si el resultado de la ecuación VII.36, para una aplicación de banda abierta, es mayor a doce, se debe utilizar doce como el valor para la variable de número de dientes en el engranaje del piñón. Por lo tanto, si se sabe que el arco de contacto es de 180° , se obtiene:

$$Z_m = \frac{26 * 180^\circ}{360^\circ} = 13 \quad \text{ECUACIÓN IV-37}$$

Como el valor de la variable resulto ser mayor que doce, el fabricante sugiere que cuando el valor sea mayor a doce, se utilice este valor para el número de dientes. Por lo tanto, para el cálculo del ancho de la banda dentada, se utiliza:

$$Z_m = 12 \quad \text{ECUACIÓN IV-38}$$

Teniendo todas las variables determinadas, se procede a realizar el cálculo del ancho de la banda dentada de acuerdo a la ecuación VII.31

$$b = \frac{10(12.2715 N)(1.6)}{\left(22 \frac{N}{cm}\right)(12)} = 0.74 \text{ mm} \quad \text{ECUACIÓN IV-39}$$

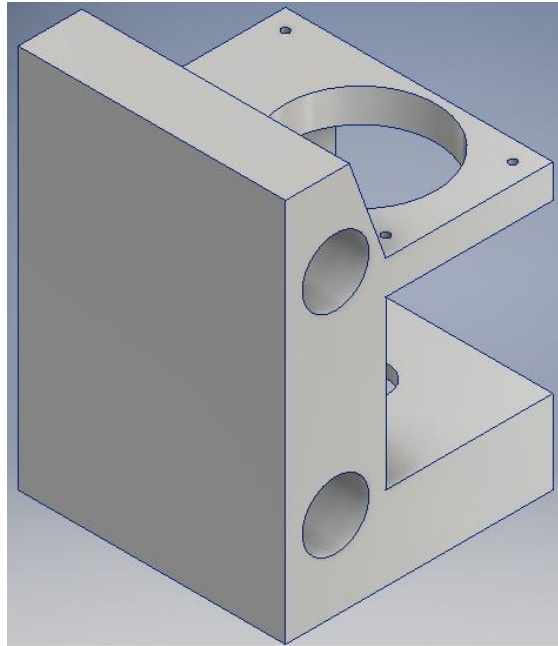
Del catálogo, se observa que para la banda tipo T5, el ancho comercial más pequeño es de 6 mm. Considerando que la velocidad de la máquina se desee incrementar en un futuro cercano, se seleccionara el ancho de 10 mm. Por lo tanto, se selecciona este ancho de banda para el sistema de transmisión de potencia (Véase el anexo A). Para unir la banda se utiliza una placa de sujeción normalizada, la cual se selecciona en función del tipo de banda que se utiliza, en este caso para una banda tipo T5 (Véase el anexo A).

c. Diseño del eje y selección del rodamiento. Luego de determinar el tipo de banda dentada y el ancho de la misma es necesario diseñar el eje que sujetara la polea dentada del lado opuesto del motor. Debido a que la polea conductora se coloca directamente en el motor que acciona el sistema de manipulación, la polea queda soportada por el propio motor. A diferencia de la polea conductora, para la polea conducida si es necesario diseñar un elemento que la soporte. En este caso, se emplea un eje, el cual es un elemento que no transmite un par de torsión, sino que se solo cumple la función de soportar la polea dentada.

Cuando no se cuenta con un diseño para utilizarlo como punto de partida, la determinación de la geometría del eje puede tener muchas soluciones. Uno de los métodos para el dimensionamiento de la geometría del eje es realizar una selección previa de los rodamientos y en este caso de las poleas dentadas.

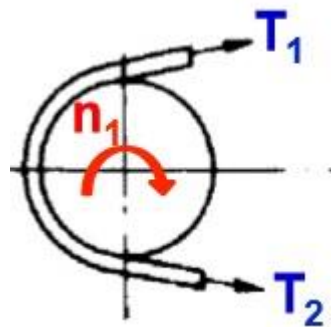
Para el diseño del eje ya existen dimensiones impositivas para acomodarse al espacio disponible en los soportes donde se instala la transmisión de potencia. De tal manera se prioriza no modificar los soportes. Ya que los soportes se dimensionan en función de la geometría de la unidad de rodamientos lineal que se selecciona para el sistema de manipulación.

FIGURA 26. SOPORTE DEL SISTEMA DE MANIPULACIÓN.



1) Selección del rodamiento. Debido a que el eje no transmite par de torsión, es decir se mantiene estático y fijo en su posición, el elemento que permite la rotación de la polea dentada es el rodamiento. Por lo tanto, para seleccionar el rodamiento indicado para esta aplicación es necesario determinar la carga que se le aplicara. En la siguiente figura se ilustra un diagrama de cuerpo libre de la polea dentada y de un parte de la banda.

FIGURA 27. DCL DE LA POLEA DENTADA.



La tensión del lado ajustado, es distinta de la tensión del lado holgado y esto se debe a la dirección de la componente de la tensión debida al par de torsión transmitido. Debido a que se desea obtener la reacción más crítica en el centro de la polea para seleccionar el rodamiento, no es necesario obtener un dato tan preciso. Al contrario, una sobredimensión permite seleccionar un rodamiento más robusto sin perjudicar en gran medida el costo del componente. Por lo tanto, se supone que ambas tensiones en la polea son iguales a la fuerza periférica, siendo la fuerza de reacción en el centro de la polea:

$$F_r = T_1 + T_2 = 2F_u = 2(12.2715 \text{ N}) = 24.543 \text{ N}$$

ECUACIÓN
IV-40

El procedimiento para seleccionar un rodamiento varía de acuerdo al tipo de cargas aplicadas al mismo. En este caso solo se presenta una carga de tipo radial, por lo tanto, no es necesario utilizar un tipo de rodamiento fabricado para soportar cargas combinadas, un rodamiento de bolas es ideal para esta aplicación. Ahora se debe determinar la carga dinámica equivalente del rodamiento, para esto se debe definir la vida útil del rodamiento y conocer la carga aplicada al rodamiento. Por lo tanto, se tienen los siguientes datos:

$$Vida \text{ útil} = 10,000 \text{ horas}$$

ECUACIÓN
IV-41

$$Carga \text{ aplicada} = F_r = 24.543 \text{ N}$$

ECUACIÓN
IV-42

La carga dinámica equivalente se obtiene de la siguiente ecuación:

$$P_r = XF_r + YF_a$$

ECUACIÓN
IV-43

Donde:

$$F_r = \text{Fuerza radial aplicada}$$

$$F_a = \text{Fuerza axial aplicada}$$

$$X = \text{Factor de carga radial}$$

$$Y = \text{Factor de carga axial}$$

En este caso, la fuerza axial aplicada es nula, por lo tanto, la carga dinámica equivalente es igual a la fuerza radial aplicada. Ahora se puede determinar la capacidad básica de carga dinámica requerida para esta aplicación, utilizando la velocidad angular determinada anteriormente para las poleas de la banda:

$$\text{Velocidad de rotación} = N = n_1 = 83.04 \text{ RPM}$$

ECUACIÓN

IV-44

La capacidad básica de carga dinámica requerida, para rodamientos de bolas, se obtiene de la siguiente ecuación:

$$C = \sqrt[3]{\frac{60(\text{Vida útil esperada})(n_1)(P_r^3)}{1 \times 10^6}}$$

ECUACIÓN

IV-45

Introduciendo los valores conocidos en la ecuación anterior, se obtiene la capacidad básica de carga requerida:

$$C = \sqrt[3]{\frac{60(10,000)(83.04 \text{ RPM})(24.543 \text{ N}^3)}{1 \times 10^6}} = 94 \text{ N} = 0.094 \text{ KN}$$

ECUACIÓN

IV-46

Conociendo el valor de la capacidad básica de carga requerida, se busca en las tablas de rodamientos de bolas del fabricante SKF, un rodamiento que tenga una capacidad mayor a la requerida. Considerando que la maquina debe poder trabajar a una mayor velocidad y que por lo tanto la fuerza periférica puede aumentar significativamente se selecciona un rodamiento que tenga una capacidad mucho mayor a la requerida. Se selecciona un rodamiento de designación 618/5, en el siguiente cuadro se muestran las características del rodamiento seleccionado.

CUADRO 12. CARACTERÍSTICAS DEL RODAMIENTO SELECCIONADO.

Rodamiento de bolas SKF 618/5		
Característica	Símbolo	Medida
Diámetro interior	d	5 mm
Diámetro exterior	D	11 mm
Ancho	B	3 mm
Carga dinámica	C	0.468 KN
Cargas estática	Co	0.143 KN
Diámetro mínimo de hombros del eje	da	5.8 mm
Diámetro máximo de hombros de la carcasa	Da	10.2 mm
Radio máximo del eje	ra	0.1 mm

Ahora que se tiene el rodamiento de bolas especificado, se puede calcular la vida útil del mismo. Conociendo ya todos los parámetros necesarios, se obtiene la vida útil mediante la siguiente ecuación:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{C}{P_r} \right)^3 \quad \text{ECUACIÓN IV-47}$$

Introduciendo los valores conocidos en la ecuación anterior, se obtiene la vida útil del rodamiento de bolas seleccionado:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60(83.04 \text{ RPM})} \left(\frac{468 \text{ N}}{24.543 \text{ N}} \right)^3 = 1,391,605.2 \text{ horas} \quad \text{ECUACIÓN IV-48}$$

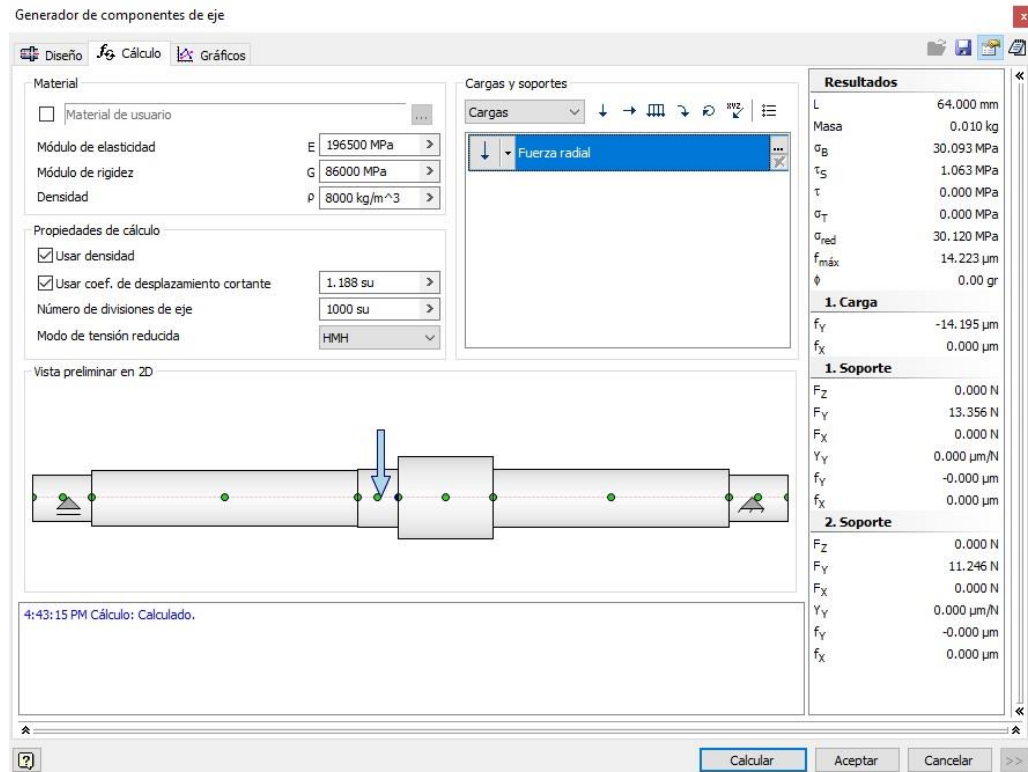
2) Diseño del eje. Haber realizado la selección previa de los rodamientos es de gran ayuda para dimensionar el eje, ya que el mismo impone también dimensiones para un correcto montaje como el diámetro interior, ancho, hombros de soporte y radios máximos permisibles entre los cambios de sección del eje. Esta información adicional amplía el conocimiento de las dimensiones que se requieren en el eje.

Para llevar a cabo el diseño del eje, se utilizó la herramienta de diseño de ejes del software Autodesk Inventor Professional. En el software se genera el modelo del eje con las longitudes, hombros de soporte y diámetros requeridos. Las longitudes ya se conocen, puesto que como se mencionó antes, se prioriza las dimensiones del soporte. Los diámetros, también se conocen, ya que básicamente solo se necesita instalar un rodamiento en el eje. La única distancia que se debe respetar es la altura a la que debe quedar la polea. De lo contrario, las poleas quedarían desalineadas con todos los problemas que esto representa. Tomando todo esto en cuenta, se genera la geometría y las dimensiones del eje.

Además, el software también permite ingresar las condiciones de carga que se le aplican al eje. En este caso la fuerza de reacción sobre el rodamiento, para poder analizar los esfuerzos de corte, flexión y además el diámetro mínimo requerido.

En la siguiente figura se muestra cómo realizar el cálculo para el diseño del eje en el software. Primero se debe ingresar algunas de las propiedades mecánicas del material del que se manufacturara el eje, en este caso se ingresan las propiedades del acero inoxidable 304 (véase Cuadro 18). Además, se indica la posición de la carga y de los soportes, y se debe colocar la magnitud de la carga. En la siguiente figura se muestra, los parámetros que se ingresan en la herramienta de cálculo de eje.

FIGURA 28. PARÁMETROS DE DISEÑO PARA EL CÁLCULO DEL EJE.



Luego de ingresar los parámetros que solicita la herramienta, se puede proceder a calcular. El software calcula las fuerzas cortantes, el momento flexionante y muestra el diámetro mínimo que debe tener el eje a lo largo de su longitud. A continuación, se muestran los resultados que se obtienen para el cálculo del eje.

FIGURA 29. GRÁFICO DE FUERZA DE CORTE DEL EJE.

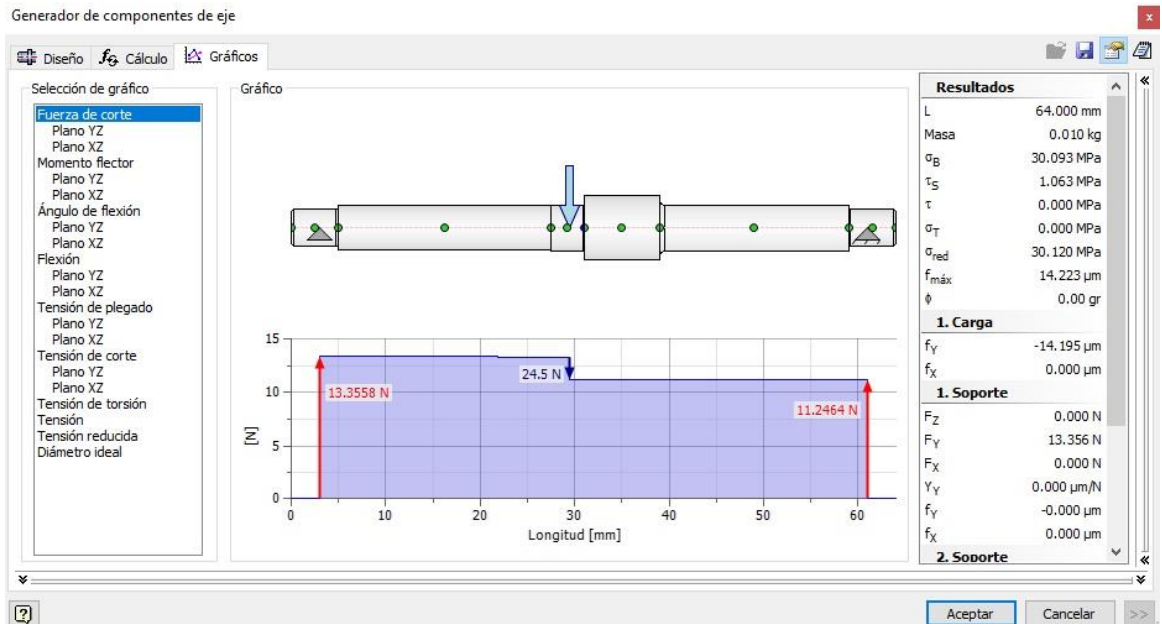


FIGURA 30. GRÁFICO DE MOMENTO FLECTOR.

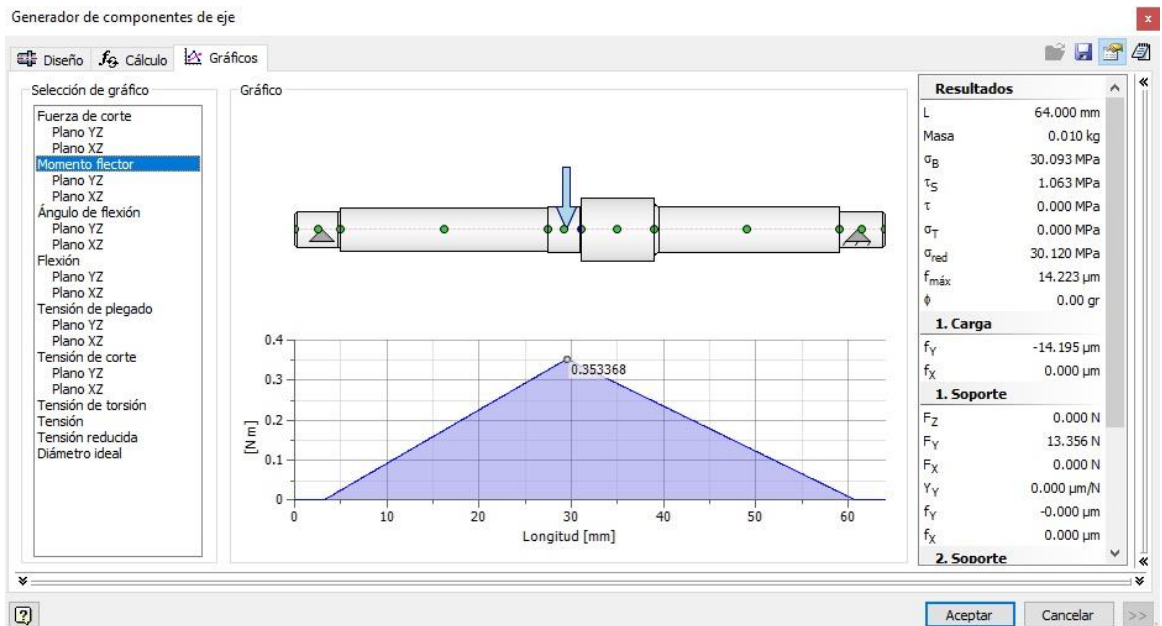


FIGURA 31. GRÁFICO DE FLEXIÓN DEL EJE.

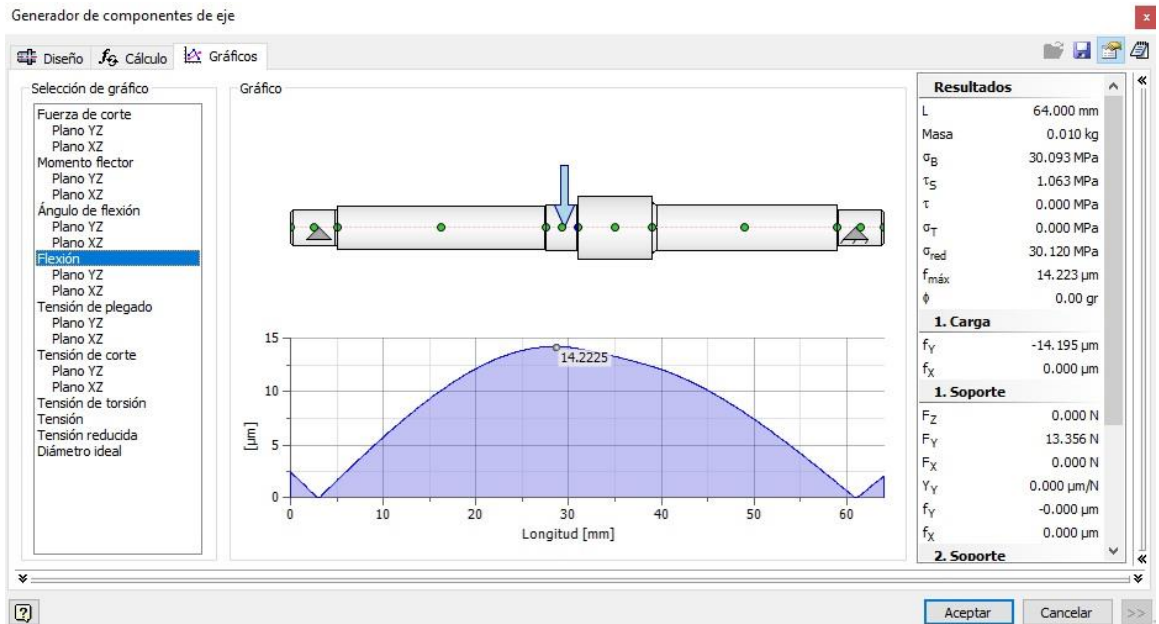
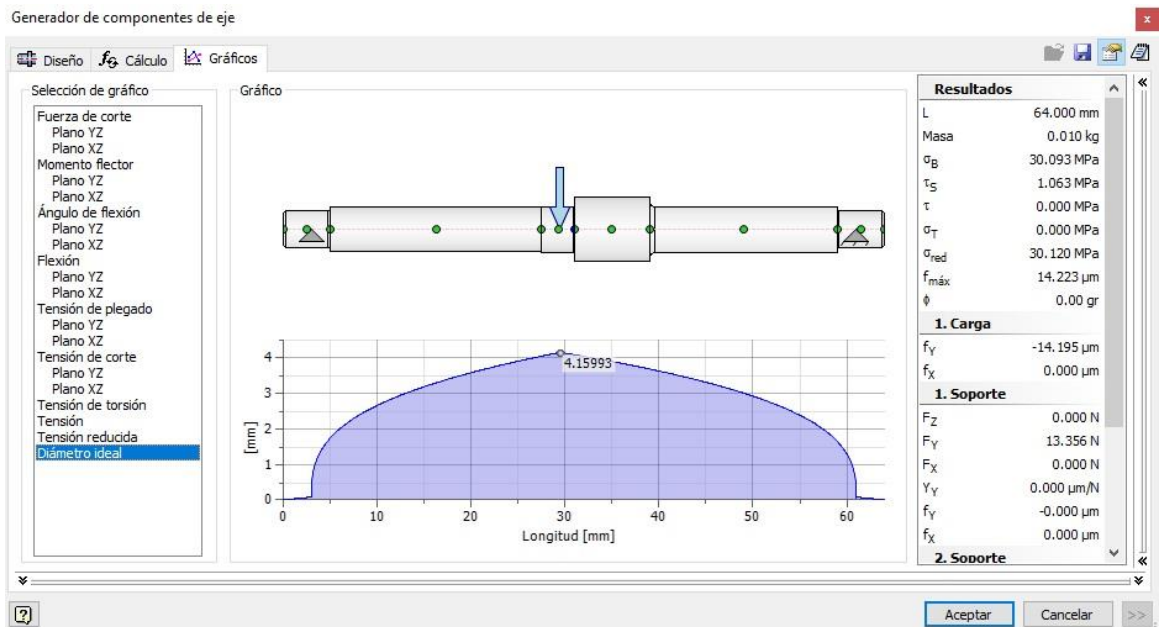


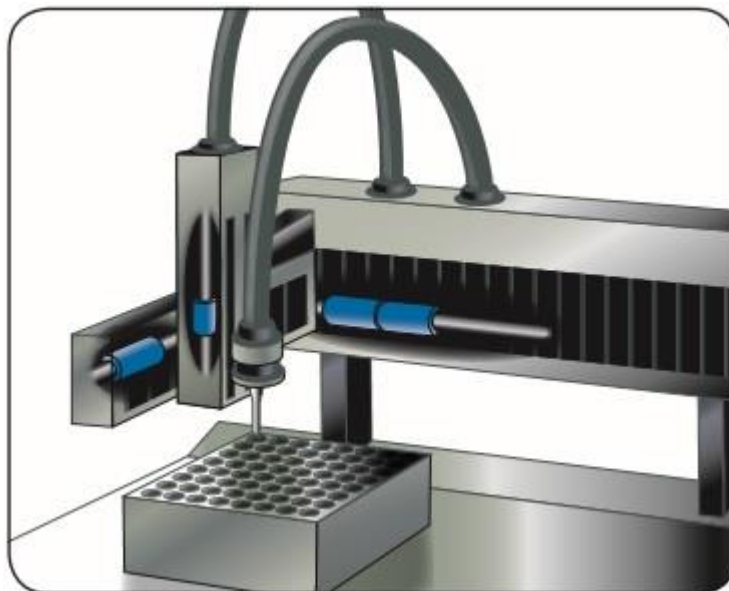
FIGURA 32. GRÁFICO DEL DIÁMETRO IDEAL DEL EJE.



Por lo tanto, de las gráficas anteriores se determina que el eje tiene la capacidad de resistir la carga aplicada satisfactoriamente.

d. Diseño de los ejes guías y selección de la unidad de rodamiento lineal. Ahora se debe determinar los componentes que permiten el movimiento relativo entre el carro y el resto del sistema de manipulación. Tomando en cuenta que el carro, básicamente cumple la función de sostener el segundo eslabón y desplazarlo a lo largo de la trayectoria horizontal del primer eslabón, es necesario determinar los elementos que permiten y facilitan la realización de esta tarea. Existen muchas soluciones a este problema, pero una de las más eficientes y sencillas es la utilización de rodamiento lineales, sobre ejes guías. De hecho, una de las principales aplicaciones de este tipo de rodamientos es para permitir el movimiento de los distintos ejes de las máquinas que realizan operaciones de “Pick and Place”.

FIGURA 33. APLICACIÓN DE RODAMIENTOS LINEALES EN MÁQUINAS "PICK AND PLACE".



De igual manera que en la sección anterior, cuando no se cuenta con un diseño previo para utilizarlo como punto de partida, la determinación de la geometría del eje guía puede tener muchas soluciones. De igual manera, el procedimiento más beneficioso para el dimensionamiento de la geometría del eje guía es realizar una selección previa de los rodamientos lineales.

Por lo tanto, con base al rodamiento lineal seleccionado se dimensiona no solo los ejes guías, sino que también los soportes de los ejes guías. Que, a la vez, también soportan el motor y los demás componentes del sistema de transmisión de potencia. Es decir, básicamente el dimensionamiento del resto de elementos de soporte y sujeción del sistema de manipulación se dimensionan en función del rodamiento lineal seleccionado. La única dimensión impositiva en el eje guía, es que debe permitir que el carro pueda tener como mínimo una carrera horizontal de 800 mm.

1) Selección de la unidad de rodamiento lineal. Para seleccionar el rodamiento lineal indicado para esta aplicación es necesario determinar la carga que se le aplicara. Esa información se puede deducir de la Figura 25, en la cual se analizó el DCL de la partícula de carro. De esta figura se deduce que la carga aplicada a las unidades de rodamiento lineal es básicamente la fuerza debida a la masa, por lo tanto, de los parámetros de diseño se obtiene la carga máxima. Se utilizan dos unidades de rodamiento lineal, con el propósito de distribuir la carga sobre los ejes guías. Debido a la simetría que se cuenta, la carga para cada unidad es la mitad de la carga máxima. Es importante recordar, que este parámetro ha sido sobredimensionado, con el propósito de considerar el peso todos los elementos que componen el sistema de manipulación. Una sobredimensión permite seleccionar un rodamiento más robusto sin perjudicar en gran medida el costo del componente.

El procedimiento para seleccionar un rodamiento lineal requiere del conocimiento de la carga y de ciertos factores de diseño. Se debe determinar la carga dinámica equivalente del rodamiento lineal, la cual se obtiene de la siguiente ecuación para rodamientos lineales de bolas:

$$C = \sqrt[3]{\frac{L_{ns}P^3}{100c_1c_2f_s}} \quad \text{ECUACIÓN IV-49}$$

En donde:

$$L_{ns} = \text{Vida útil modificada [km]}$$

$$c_1 = \text{factor de fiabilidad}$$

$$c_2 = \text{factor de condiciones de operación}$$

$$f_s = \text{factor de longitud de carrera}$$

$$P = \text{carga dinámica equivalente}$$

La carga dinámica equivalente se puede calcular de varias formas, pero cuando se conoce la velocidad a la que se desplaza y la carga se puede aplicar el factor f_d . En estos casos, la carga dinámica equivalente se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_r = f_d F \quad \text{ECUACIÓN IV-50}$$

Donde:

$$f_d = \text{Factor de diseño de velocidad}$$

$$F = \text{Fuerza por unidad de rodamiento} = \text{Carga por unidad de rodamiento}$$

De la Tabla 2.6 (véase anexo B), considerando cargas leves de choque debido a la carga fluctuante que representa la masa de las botellas y tomando el valor promedio, se tiene:

$$f_d = 1.35 \quad \text{ECUACIÓN IV-51}$$

Por lo tanto, la carga dinámica equivalente es:

$$P_r = (1.35)(150N) = 202.5 N \quad \text{ECUACIÓN IV-52}$$

Para definir la vida útil modificada, se toma el valor de vida útil comúnmente aceptado:

$$L_{ns} = 100 km \quad \text{ECUACIÓN IV-53}$$

Ahora para determinar la capacidad básica de carga dinámica requerida para esta aplicación, es necesario conocer los factores de diseño. Los factores de longitud de carrera, condiciones de operación y de fiabilidad se obtienen de la Tabla 2.1, de la Figura 2.4 y de la Tabla 2.9 respectivamente (véase anexo B). Para una fiabilidad de 98%, se obtiene un factor:

$$c_1 = 0.33 \quad \text{ECUACIÓN IV-54}$$

Para determinar el factor de condición de operación y de longitud de carrera, es necesario conocer el rodamiento lineal y el arreglo de los mismo. Ya que, solo conociendo los rodamientos lineales, se puede determinar estos factores, es decir, que, para poder continuar con el procedimiento del caculo, es necesario seleccionar un rodamiento lineal arbitrariamente para conocer la longitud de soporte y además determinar cuántos rodamientos son necesarios.

Con el propósito de asegurar la estabilidad del carro, se utilizan dos ejes guías. Esto evita la rotación del carro en cualquier sentido, y permite que el único desplazamiento que se puede generar es de traslación. Para cada eje guía, se colocan dos unidades de rodamiento lineal, es decir, en total se tienen cuatro rodamientos lineales. SKF fabrica y comercializa unas unidades de rodamientos lineales, que constan de alojamientos que contienen a los rodamientos. Las unidades están disponibles en alojamientos de brida, unidades tándem, Quadro, entre otros.

De la Figura 2.4 (véase anexo B) se obtiene el factor de condiciones de operación, este factor depende básicamente de las condiciones de lubricación. Para esto se debe determinar la relación de viscosidad, la cual se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$k = \frac{v}{v_1}$$

Donde:

$k = \text{relación de viscosidad}$

$v = \text{viscosidad cinemática del lubricante}$

$v_1 = \text{viscosidad cinemática mínima requerida}$

Del diagrama uno (véase anexo B), en base al diámetro de la unidad de rodamiento lineal y a la velocidad en la que se desplaza el carro del eslabón primario, se obtiene la viscosidad cinemática mínima requerida. Para esto es necesario, conocer el diámetro de la unidad de rodamiento lineal. Luego de verificar las dimensiones generales de las unidades de rodamiento lineal, es evidente que se requiere de una unidad de rodamiento que sujete una mayor área debido a las dimensiones del eslabón secundario. Por lo tanto, se selecciona una unidad de rodamiento lineal SKF con designación LTDR20-2LS-HV6. En caso sea necesario se procederá a realizar una iteración. Conociendo la unidad de rodamiento lineal, del diagrama uno (véase anexo B), se obtiene:

$$v_1 = 2000 \frac{mm^2}{s}$$

Considerando la viscosidad cinemática de las grasas comerciales ideales para esta aplicación, es evidente que la relación de viscosidad cinemática será menor a la unidad. Para este caso, el fabricante recomienda la utilización de grasas con aditivos EP (presión extrema), por lo tanto, se selecciona la grasa de SKF LGEP 2. A partir de la hoja técnica (véase anexo B), se obtiene la viscosidad cinemática a 40° C:

$$v = 200 \frac{mm^2}{s}$$

Conociendo ambas viscosidades cinemáticas, se obtiene la relación de viscosidad:

$$k = \frac{200 \frac{mm^2}{s}}{2000 \frac{mm^2}{s}} = 0.1$$

Conociendo la relación de viscosidad, de la Figura 2.4 se toma el valor medio entre el rango dado para la relación de viscosidad obtenido, por lo tanto, el factor de condiciones de operación es:

$$c_2 = 0.2 \quad \text{ECUACIÓN IV-55}$$

Para calcular el factor de longitud de carrera es necesario determinar primero el cociente, dividiendo la carrera del carro por la longitud de soporte del rodamiento lineal. Tomando el valor máximo de la carrera horizontal para el rodamiento lineal de tipo LBBR, de los parámetros de diseño, y la longitud de soporte de la Tabla 2.2 (véase anexo B), se tiene el cociente:

$$\frac{l_s}{l_t} = \frac{1000 \text{ mm}}{15.4 \text{ mm}} \cong 65 \quad \text{ECUACIÓN IV-56}$$

Debido a que la carrera horizontal es grande comparada a la longitud de soporte, por lo tanto, de la Tabla 2.1 el factor de longitud de carrera es:

$$f_s = 1 \quad \text{ECUACIÓN IV-57}$$

Conociendo todos los factores y la carga dinámica equivalente, ahora se puede obtener la capacidad básica de carga dinámica requerida, para rodamientos lineales. Esta se obtiene introduciendo los valores en la ecuación de la capacidad de carga requerida:

$$C = \sqrt[3]{\frac{100(202.5 \text{ N})^3}{100(0.33)(0.2)(1)}} = 501.08 \text{ N} \quad \text{ECUACIÓN IV-58}$$

Para esta capacidad de carga requerida, la unidad de rodamiento seleccionada anteriormente satisface. Por lo tanto, no es necesario realizar una iteración.

Ahora que se tiene la unidad de rodamiento especificado, se puede calcular la vida útil de esa unidad de rodamiento. Conociendo ya todos los parámetros necesarios, se obtiene la vida útil mediante la siguiente ecuación:

$$L_{ns} = 100c_1c_2f_s \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad \text{ECUACIÓN IV-59}$$

Introduciendo los valores conocidos en la ecuación anterior, se obtiene la vida útil de la unidad de rodamiento lineal seleccionado:

$$L_{ns} = 100(0.33)(0.2)(1) \left(\frac{1900 N}{501.08 N} \right)^3 = 359.81 km \quad \text{ECUACIÓN IV-60}$$

2) Diseño de los ejes guías del carro. Haber realizado la selección previa de la unidad de rodamiento lineal es de gran ayuda para dimensionar los ejes guías. Como se mencionó anteriormente, con el propósito de asegurar una alta estabilidad del carro, se utilizan dos ejes guías. Las dimensiones de los ejes, están impuestos por la unidad de rodamiento seleccionado y por la carrera máxima que se debe cubrir.

A su vez, los ejes guías y las unidades de rodamiento lineal imponen las dimensiones para los soportes de los ejes. Ya que estos deben sujetar ambos extremos del eje, y los centros deben estar separados la misma distancia que se encuentran separados los centros de los rodamientos LBBR en las unidades de rodamiento lineal. Para esta aplicación se recomienda manufacturar los ejes guías en acero inoxidable, ya que de lo contrario las bolas de los rodamientos tienden a crear surcos sobre las guías.

e. Selección de los motores. Existen distintos tipos de motores, y entre esta variedad se presentan muchas ventajas y desventajas para cada uno de los tipos de motores. Para este caso particular, se utiliza un servomotor.

1) Selección del motor del primer eslabón. Primero se debe determinar la frecuencia a la que debe girar el motor para entregar la velocidad tangencial a la que se debe movilizar el carro. Esta frecuencia fue determinada y se obtuvo un valor de 83.04 RPM.

Ahora se puede determinar el torque necesario, para movilizar la carga. Conociendo el diámetro de paso de la polea dentada que se utiliza y la fuerza que debe aplicarse a la banda dentada para obtener el movimiento requerido del carro, se puede calcular el torque mínimo requerido mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Torque}_{min} = F_u r_{polea} \quad \text{ECUACIÓN IV-61}$$

Introduciendo el valor de la fuerza periférica que ya fue determinada y el radio de la polea dentada, se obtiene:

$$Torque_{min} = (12.2715 N)(0.0207 mm) = 0.254 Nm \quad \text{ECUACIÓN IV-62}$$

Ahora se determina la potencia mínima que debe entregar el motor, mediante la siguiente ecuación:

$$P_{min} = Torque_{min} \omega \quad \text{ECUACIÓN IV-63}$$

Luego de cierta manipulación algebraica a la ecuación VII.63, se puede calcular la potencia introduciendo directamente las revoluciones por minuto. Por lo tanto, se describe la ecuación de la siguiente manera:

$$P_{min} = \frac{Torque_{min} n_1}{9550} \quad \text{ECUACIÓN IV-64}$$

Por lo tanto, la potencia mínima requerida para movilizar el carro es:

$$P_{min} = \frac{(0.254 Nm)(83.04 RPM)}{9550} = 2.208 * 10^{-3} W \quad \text{ECUACIÓN IV-65}$$

A partir de los cálculos desarrollados, se selecciona el servomotor de Festo de referencia EMMS-AS-40-MK-LS-SRB (véase anexo C). De las características del motor, se observa que para las revoluciones a las que debe girar el motor en este caso específico el momento de giro máximo es de 1 Nm (véase anexo C). Por lo tanto, se puede obtener el margen de seguridad con el cual se opera este motor mediante la utilización de la siguiente ecuación:

$$F.S. = \frac{Torque_{maximo}}{Torque_{requerido}} = \frac{1 Nm}{0.254 Nm} = 3.94 \quad \text{ECUACIÓN IV-66}$$

f. Diseño del sistema de movimiento del segundo eslabón. Para lograr el movimiento vertical del segundo eslabón, se utiliza un actuador neumático lineal, y para llevar a cabo el proceso de selección y diseño del actuador se debe considerar la carga máxima que este manipulara y la carrera que debe tener para poder cumplir con la trayectoria del sistema de manipulación. De la figura se puede observar que la trayectoria que debe seguir el mecanismo, el movimiento vertical máximo es de 400 mm, por lo tanto, se considera que la carrera del actuador lineal es de 400 mm.

Con el propósito de dimensionar el cilindro neumático se debe determinar la fuerza que debe ejercer para poder manipular la carga máxima que se desplazara. Como se determinó, la mayor masa que se moviliza es la de las botellas de la presentación de 1000 ml. De igual manera que en el diseño del sistema de transmisión, se debe considerar la masa de los demás elementos que componen el mecanismo de sujeción. A diferencia de la consideración anterior, aquí se debe eliminar el actuador lineal pues ahora es este el que se está

analizando. Por lo tanto, suponiendo que el actuador lineal tiene una masa de 2 kg, se tendría una masa total de 28 kg considerando todo el subconjunto que debe desplazar el actuador.

Analizando a simple vista el sistema, y despreciando la fricción de la guía que evita la rotación del mecanismo de sujeción, debido a la utilización de un rodamiento lineal LUHR12-2LS, se deduce fácilmente que la fuerza requerida para que el cilindro pueda mover el conjunto se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$F = m_{\text{subconjunto}} g \quad \text{ECUACIÓN IV-67}$$

Reemplazando los valores en la ecuación VII.67, se obtiene:

$$F = 28 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} = 274.68 \text{ N} \quad \text{ECUACIÓN IV-68}$$

De los requerimientos del sistema de manipulación, se conoce que la fuente de energía neumática disponible en la planta es de 4 bar. Por lo tanto, con este dato se pueden determinar las dimensiones del actuador lineal neumático, manipulando la siguiente ecuación:

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{ECUACIÓN IV-69}$$

Donde:

$$P = \text{presión de trabajo}$$

$$F = \text{fuerza requerida del actuador lineal}$$

$$A = \text{superficie plana sobre la cual se aplica la fuerza}$$

Teniendo en cuenta que el actuador eleva la carga cuando el pistón retrocede, la superficie plana sobre la cual se aplica la fuerza es:

$$A_{\text{retracción}} = \frac{F}{P(F.D.)} \quad \text{ECUACIÓN IV-70}$$

En la ecuación VII.70, se agregó un factor de diseño, que permite considerar factores que afectan a los sistemas neumáticos, como oscilaciones en la red de aire comprimido, oscilaciones en la funcionalidad de los elementos del actuador, etc. Este factor de diseño tendrá un valor de 0.7. El área mínima es:

$$A = \frac{274.68 \text{ N}}{\left(4 \text{ bar} * \frac{0.1 \text{ MPa}}{1 \text{ bar}}\right) (0.7)} = 981 \text{ mm}^2 \quad \text{ECUACIÓN IV-71}$$

Tomando los valores de los diámetros del vástago y del pistón para cilindros normalizados (véase el anexo D), se calcula el área de la superficie plana donde se aplica la fuerza, es decir cuando el cilindro se retrae. Estas áreas se resumen en el siguiente cuadro.

CUADRO 13. ÁREA DE RETRACCIÓN DE CILINDRO NORMALIZADO DSBF.

Área de retracción de cilindros normalizados DSBF		
Diámetro del vástago (mm)	Diámetro del pistón (mm)	Área (mm ²)
12	32	691.15
16	40	1,055.58
20	50	1,649.33
20	63	2,803.08
25	80	4,535.67
25	100	7,363.10
32	125	11,467.60

Del cuadro anterior, se selecciona el actuador lineal neumático de 40 mm de diámetro de pistón. El cilindro neumático seleccionado es de marca Festo con número de referencia DSBF-C-L-40-400-PA-N3-R.

Ahora se determina la capacidad de carga del cilindro neumático cuando el pistón retrocede. Para determinar la fuerza de retroceso, como se mencionó anteriormente en este caso la superficie plana sobre la cual actúa la fuerza no es completamente la superficie del pistón. Esto se debe a la presencia del vástago, lo cual reduce la superficie. Introduciendo los valores en la siguiente ecuación, el diámetro del vástago es de 16 mm (véase el anexo D), se obtiene la fuerza de retroceso:

$$F = \frac{\pi}{4} (40^2 - 16^2) \left(4 \text{ bar} * \frac{0.1 \text{ MPa}}{1 \text{ bar}}\right) (0.7) = 295.56 \text{ N} \quad \text{ECUACIÓN IV-72}$$

Por lo tanto, el actuador lineal neumático seleccionado es capaz de elevar la carga cuando el pistón retrocede.

2. **Diseño del mecanismo de sujeción.** Para las aplicaciones industriales, todo sistema que ejecute la operación de empaquetado secundario, requiere de un efector final que permita el cumplimiento de la tarea de empaque. El termino de efector final se emplea para describir la herramienta que es la interface entre el sistema y el producto a manipular. Es decir, es el elemento del sistema que físicamente interactúa con los alrededores del sistema. Por lo tanto, el diseño del mecanismo de sujeción es importante, y debe coincidir con las capacidades del sistema en base a los requerimientos para la tarea que se pretende realizar.

La manipulación de productos, dependiendo del tipo de empaque primario que se esté manejando, puede ser muy compleja cuando se trata de empaques que no son rígidos y por lo tanto son deformables. En este caso, el empaque primario es una botella termoplástica, y la tapadera de la botella es del mismo material. Por lo tanto, se trata de un empaque primario que se puede considerar como rígido y no deformable, esto facilita la tarea de manipulación. Es importante considerar las características del empaque, ya que, durante el proceso de manipulación, una vez que el producto ha sido tomado, este debe ser sujetado de una forma segura y que mantenga una posición y orientación con respecto al sistema. Además, durante la manipulación, se generan fuerzas estáticas y dinámicas que pueden dañar el producto.

a. **Parámetros de diseño.** El mecanismo de sujeción llevara a cabo la tarea de sujetar el producto a empaquetar. Por lo tanto, las decisiones acerca del diseño mecánico del mecanismo se basan en los requerimientos de la tarea de sujeción (véase el Cuadro 4).

De los requerimientos previamente identificados se presentan las condiciones de diseño para el mecanismo propuesto:

- La carga máxima a sujetar, por cada presentación.
- Una conexión de fuente de energía estándar para todas las presentaciones.
- Rango de separación en la matriz para cada una de las presentaciones.
- Cantidad de botellas a sujetar por presentación.
- Peso máximo del mecanismo.

Estas condiciones se resumen en el siguiente cuadro.

CUADRO 14. CONDICIONES DE DISEÑO MECANISMO DE SUJECIÓN.

Condiciones de diseño		
Descripción general	Valor	Unidades
Carga máxima de la presentación de 100 ml	2.5	Kg
Carga máxima de la presentación de 250 ml	3.75	Kg
Carga máxima de la presentación de 500 ml	7.5	Kg
Carga máxima de la presentación de 1000 ml	15	Kg
Rango de separación necesaria entre las botellas de 100 ml	44.25 – 45.00	mm
Rango de separación necesaria entre las botellas de 250 ml	62.50 – 63.30	mm
Rango de separación necesaria entre las botellas de 500 ml	69.00 – 69.80	mm
Rango de separación necesaria entre las botellas de 1000 ml	88.50 – 89.30	mm
Cantidad de botellas en la matriz de 100 ml	20	
Cantidad de botellas en la matriz de 250 ml	12	
Cantidad de botellas en la matriz de 500 ml	12	
Cantidad de botellas en la matriz de 1000 ml	12	
Conexión estándar	1	
Peso del mecanismo	20	N

Para el mecanismo de sujeción, tomando en cuenta los requerimientos con los que se debe cumplir, el diseño consta de una placa fija, en la cual se encuentran todos los elementos que conforman el sistema de generación de vacío.

Esta placa se sujeta al actuador lineal del sistema de manipulación, y una guía evita la rotación del mecanismo. Luego se cuenta con una placa removible para cada una de las presentaciones y matrices dadas. Esta placa es la que se cambia, y está sujeta a la placa fija.

FIGURA 34. MECANISMO DE SUJECIÓN DE 100 ML.



FIGURA 35. MECANISMO DE SUJECIÓN DE 250 ML.



FIGURA 36. MECANISMO DE SUJECIÓN DE 500 ML.



FIGURA 37. MECANISMO DE SUJECIÓN DE 1000 ML.

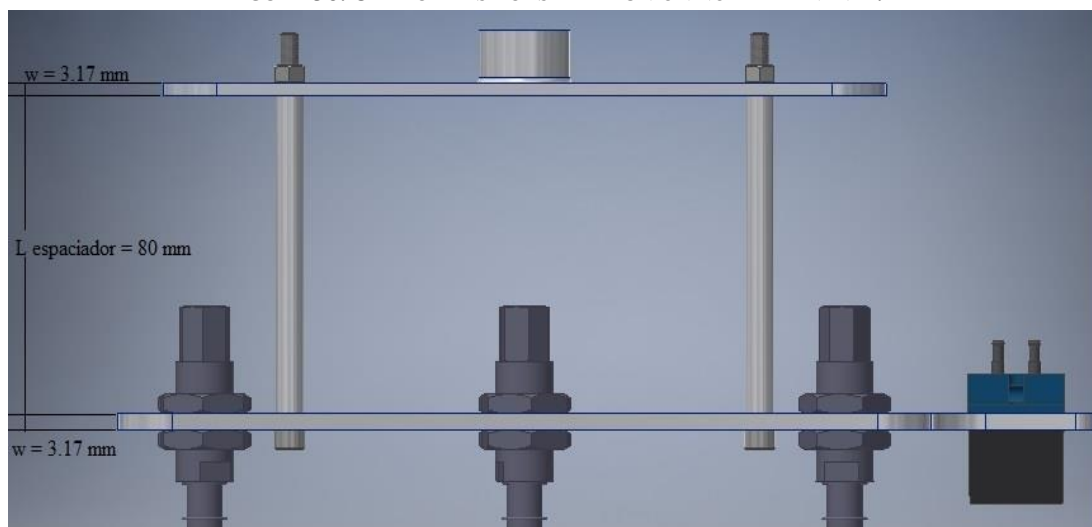


b. Diseño de la unión no permanente. Para el dimensionamiento de los elementos del mecanismo, se debe considerar la carga máxima que debe soportar. En base a las condiciones de diseño, se determina que la presentación crítica es la de 1000 ml y en función de esta se determina la dimensión y geometría del mecanismo, las cuales se comparten con las demás presentaciones. Esto debido, a que se requiere que el mecanismo sea lo más sencillo posible para permitir un cambio rápido y fácil. Por lo tanto, es necesario mantener las dimensiones y geometrías en los elementos del mecanismo, aunque para las demás presentaciones el diseño quede sobredimensionado. La única diferencia entre las placas móviles es la dimensión de separación de las botellas para cada presentación.

Debido a que se cuenta con una placa fija y una removible, es necesario la utilización de una unión no permanente para sujetar ambos elementos mecánicos. La unión no permanente permite con relativa facilidad la unión o separación de los elementos que componen el mecanismo. Los elementos de sujeción para este tipo de unión se conocen como tornillos, estrictamente un tornillo es aquel que no utiliza tuerca pues una de las piezas a unir es roscada. El perno, es aquel que atraviesa las piezas a unir y es complementado con una tuerca en el lado opuesto.

Entre las placas se tendrá un espaciador estándar, que cumple la función de mantener la distancia entre ambas placas en el grupo unido por los pernos. En la siguiente figura se muestra la placa de posicionamiento de 1000 ml, la placa superior y el espaciador estándar del mecanismo de sujeción.

FIGURA 38. CARACTERÍSTICAS DE LA UNIÓN NO PERMANENTE.



A continuación, se desarrolla el procedimiento para el correcto diseño de la unión no permanente. Para llevar a cabo este procedimiento, es necesario conocer la carga externa de tensión aplicada a la unión, el número de pernos en la unión y por último se debe conocer el tipo de pernos a utilizar. En este caso, ya se

conoce la fuerza externa que se le aplicara a la unión y además se desea utilizar un total de cuatro pernos considerando la estabilidad de la placa removible, la limitación de espacio y fácil unión o separación de los elementos. El tipo de pernos queda a discreción del diseñador, ya que estos no han sido especificados. Por lo tanto, para comenzar, se selecciona pernos M5 x 0.80 Grado 4.6, y se determinara los factores de seguridad contra la fluencia y contra la carga. De ser necesario se iterará hasta alcanzar un diseño aceptable para el criterio del diseñador.

1) Datos del tornillo. Se trata de cuatro pernos M5 X 0.80 Grado 4.6, por lo tanto, de la Tabla 8-11 (véase anexo E) se obtienen las propiedades mecánicas del perno.

$$S_p = 225 \text{ MPa} \quad \text{ECUACIÓN IV-73}$$

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa} \quad \text{ECUACIÓN IV-74}$$

$$S_y = 240 \text{ MPa} \quad \text{ECUACIÓN IV-75}$$

El material de los tornillos es acero, por lo tanto, de la Tabla 8-8 (véase el anexo E) el módulo de elasticidad es:

$$E_{acero} = 207 \text{ GPa} \quad \text{ECUACIÓN IV-76}$$

Y el material de los elementos a unir es de aluminio, con un módulo de elasticidad de:

$$E_{aluminio} = 71 \text{ GPa} \quad \text{ECUACIÓN IV-77}$$

Ahora se determina los datos de longitud del perno, de la Tabla A-31 (véase el anexo E), la altura de la tuerca es de:

$$H_{tuerca \text{ M5}} = 4.7 \text{ mm} \quad \text{ECUACIÓN IV-78}$$

De la Figura 25, se puede determinar que el agarre es:

$$l = L_{espaciador} + 2w = 80 \text{ mm} + (3.17 \text{ mm} * 2) = 86.34 \text{ mm} \quad \text{ECUACIÓN IV-79}$$

Conociendo el agarre de la unión y la altura de la tuerca, de la Tabla 8-7 (véase el anexo E) se determina el resto de longitudes del perno:

$$\text{Longitud total del perno: } L \geq l + H = 86.34 \text{ mm} + 4.7 \text{ mm} \cong 100 \text{ mm} \quad \text{ECUACIÓN IV-80}$$

$$\text{Largo de la rosca: } L_T = 2d + 6\text{mm} = 2(5) \text{ mm} + 6 \text{ mm} = 16 \text{ mm} \quad \text{ECUACIÓN IV-81}$$

$$\text{Longitud no roscada: } l_d = L - L_T = 100 \text{ mm} - 16 \text{ mm} = 84 \text{ mm} \quad \text{ECUACIÓN IV-82}$$

$$\text{Rosca dentro de la unión: } l_t = l - l_d = 86.34 - 84 \text{ mm} = 2.34 \text{ mm} \quad \text{ECUACIÓN IV-83}$$

De la Tabla 8-1 (véase el anexo E), se obtiene el área de la parte roscada:

$$A_t = 14.2 \text{ mm}^2 \quad \text{ECUACIÓN IV-84}$$

Y el área de la parte no roscada, se obtiene de la siguiente manera:

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi(5 \text{ mm})^2}{4} = 19.64 \text{ mm}^2 \quad \text{ECUACIÓN IV-85}$$

2) Constante de rigidez de la unión. Ahora es necesario determinar la constante de rigidez del conjunto unido, para esto se debe determinar la rigidez del perno y la rigidez del elemento. La rigidez del perno se obtiene de la siguiente ecuación:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} = \frac{(19.64)(14.2)(207 \times 10^3)}{(19.64 * 2.34) + (14.2 * 84)} = 46.602 \times 10^3 \frac{N}{\text{mm}} \quad \text{ECUACIÓN IV-86}$$

Para determinar la rigidez del elemento, se debe analizar el material de los elementos a unir. Ambas placas y el espaciador estándar son de aluminio. Por lo tanto, la rigidez del elemento se obtiene de la siguiente ecuación:

$$k_m = \frac{0.5774\pi E d}{2 \ln \left[5 \frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d} \right]} \quad \text{ECUACIÓN IV-87}$$

Al sustituir los valores en la ecuación anterior, se obtiene la rigidez del elemento:

$$k_m = \frac{0.5774\pi(71 \times 10^3 * 5)}{2 \ln \left[5 \frac{(0.5774 * 86.34) + (0.5 * 5)}{(0.5774 * 86.34) + (2.5 * 5)} \right]} = 224.431 \times 10^3 \frac{N}{mm} \quad \text{ECUACIÓN IV-88}$$

Conociendo la rigidez del perno y del elemento, ahora se puede obtener la constante de rigidez de la unión utilizando la siguiente ecuación:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{46.602 \times 10^3}{46.602 \times 10^3 + 224.431 \times 10^3} = 0.17 \quad \text{ECUACIÓN IV-89}$$

3) Precarga requerida. Antes de aplicar la fuerza externa a la unión, es necesario aplicar una precarga a la unión. Esta fuerza aplicada al perno es la que asegura que la unión no se separe al aplicar la fuerza externa. Es necesario determinar la precarga requerida, tomando en cuenta que estos pernos se utilizaran para sujetar todas las placas móviles, para pernos reutilizables se tiene:

$$F_i = 0.75F_p = 0.75A_t S_p = 0.75(14.2)(225) = 2.39 \text{ KN} \quad \text{ECUACIÓN IV-90}$$

Debido a la importancia de la precarga aplicada, es necesario garantizar esta tensión inicial en el perno. Por lo tanto, debido a que es impráctico una medición directa de la elongación del perno, lo más conveniente es determinar el par de torsión que se debe aplicar al perno para obtener la tensión requerida de precarga. El par de torsión necesario para generar la precarga, es:

$$T = KF_i d \quad \text{ECUACIÓN IV-91}$$

Donde:

$$K = \text{factor del par de torsión} \quad \text{ECUACIÓN IV-92}$$

De la Tabla 8-15 (véase el anexo E), se obtiene el factor del par de torsión. Debido a los requerimientos del sistema, y debido a que no es justificable el uso de pernos de acero inoxidable, se utiliza pernos y tuercas de acero galvanizado. Con el propósito de evitar la posible corrosión de los pernos.

Por lo tanto, el par de torsión necesario es:

$$T = (0.2)(2396.25)(0.005) = 2.4 \text{ Nm} \quad \text{ECUACIÓN IV-93}$$

4) Factores de seguridad. Para determinar el factor de seguridad contra sobrecarga de la unión, se debe determinar la fuerza externa que se aplica en la unión. La presentación de 1000 ml es la más crítica, en base a las condiciones de diseño se conoce que la fuerza externa máxima aplicada es:

$$F_{ext\ max} = m_{1000\ ml}g = 15kg * 9.81 \frac{m}{seg^2} = 147.15\ N \quad \text{ECUACIÓN IV-94}$$

Si la carga es soportada equitativamente por los cuatro pernos del mecanismo, la carga por perno es:

$$P = \frac{F_{ext\ max}}{N} = \frac{147.15}{4} = 36.8\ N \quad \text{ECUACIÓN IV-95}$$

El factor contra sobrecarga es:

$$n_L = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} = \frac{(225 * 14.2) - 2396.25}{(0.17)(36.8)} = 127.67 \quad \text{ECUACIÓN IV-96}$$

El factor de seguridad contra la fluencia, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$n_p = \frac{S_p A_t}{(CP + F_i)} = \frac{225(14.2)}{0.17(36.8) + 2396.25} = 1.33 \quad \text{ECUACIÓN IV-97}$$

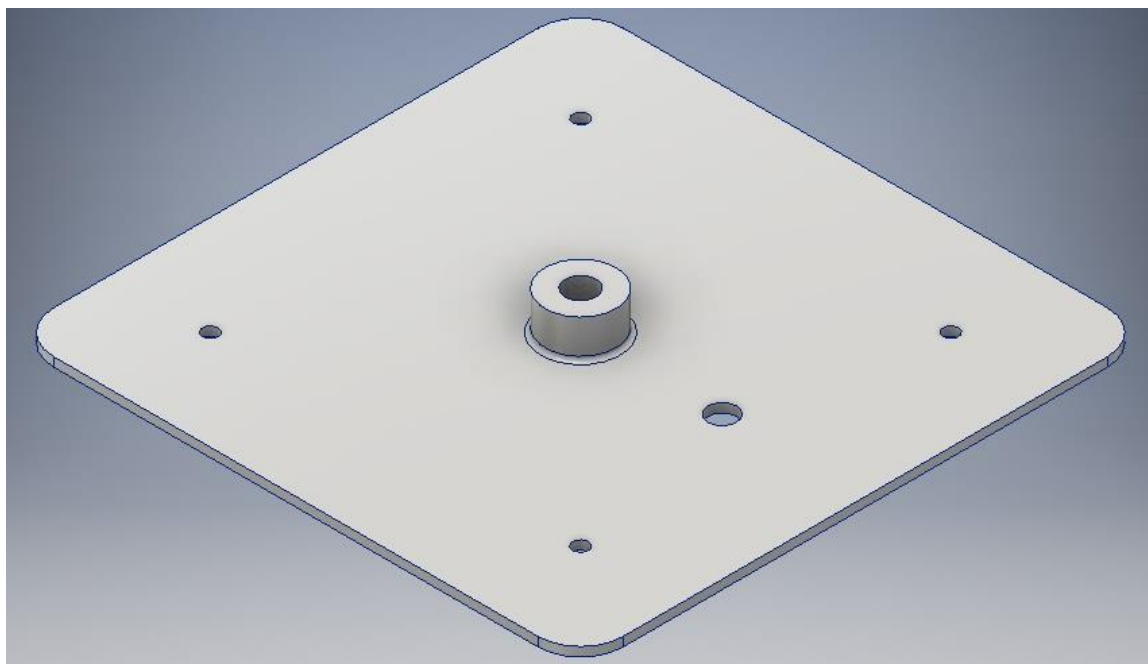
Ahora determinando el factor de seguridad que protege contra la separación de la unión, mediante la siguiente ecuación se obtiene:

$$n_o = \frac{F_i}{P(1 - C)} = \frac{2396.25}{36.8(1 - 0.17)} = 78.45 \quad \text{ECUACIÓN IV-98}$$

Se puede observar que los factores de seguridad que se obtuvieron son altos, y es debido a que la fuerza externa que se le aplica a los pernos es significativamente baja con respecto a la resistencia mecánica que presenta el perno. Por lo tanto, no es justificable reducir aún más el diámetro de los pernos, con el propósito de reducir los factores de seguridad que se obtuvieron.

c. Diseño de las placas. La placa superior, la cual es la placa fija en el mecanismo de sujeción cuenta con un agujero roscado para roscar el vástago del cilindro directamente a la placa. Además, se cuenta con un agujero para sujetar la barra guía, la cual se encarga de mantener la placa en una orientación dada. En la siguiente figura se muestra la placa superior.

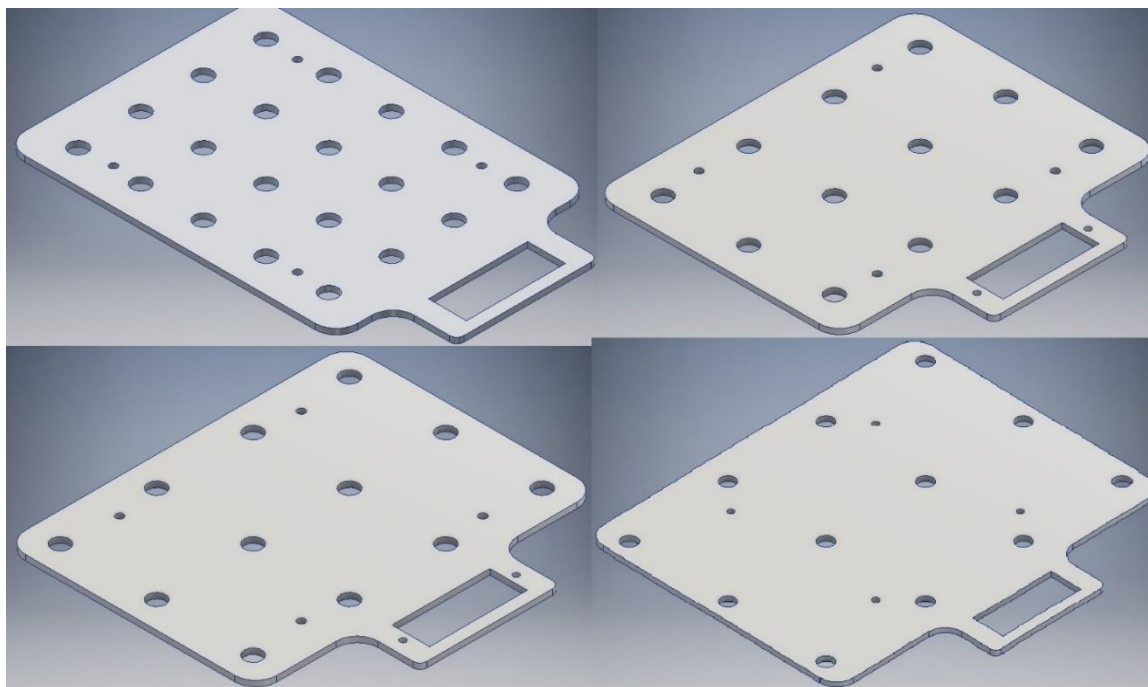
FIGURA 39. PLACA SUPERIOR DEL MECANISMO DE SUJECIÓN.



En el caso de la placa inferior, la cual es la placa removible del mecanismo, se cuenta con cuatro distintas placas. Cada una de las placas, corresponde a una presentación del producto. Cada una de las placas cuenta con las geometrías y dimensiones necesarias para poder ensamblar los elementos de fijación y distribución para las ventosas. Las ventosas llevarán a cabo la tarea de sujetar los envases de producto agroquímico. Además, con el propósito de que el cambio sea lo más sencillo y rápido posible, cada placa móvil cuenta con un distribuidor con la cantidad de salidas necesarias para la cantidad de ventosas en esa placa. Por lo tanto, esta entrada cumplirá la función de conexión estandarizada rápida, y solo será necesaria desconectar y conectar el acople rápido a la entrada del distribuidor para realizar el cambio de placa removible. De esta manera no sería necesario estar manipulando las mangueras que salen del distribuidor a cada uno de los elementos de fijación para ventosas.

Todas las placas comparten el número de columnas de botellas que tomara el mecanismo de sujeción, la cantidad de filas es la que varía en las distintas matrices. Para la matriz de veinte botellas se cuenta con cinco filas y cuatro columnas, y para las matrices de doce botellas se cuenta con tres filas y cuatro columnas. De igual manera serán ordenadas por el sistema de ordenamiento de botellas, por lo tanto, es necesario poder tomar las botellas en la matriz en las que fueron ordenadas. En la siguiente figura se muestran las cuatro placas inferiores.

FIGURA 40. PLACAS INFERIORES DEL MECANISMO DE SUJECIÓN.



3. Diseño de la estructura. La estructura es el elemento más importante de la máquina empacadora. Es la estructura la que cumple la función de soportar los componentes, resistir las fuerzas externas, mantener la forma y por último y no menos importante de proteger los componentes de la máquina. Por lo tanto, el dimensionamiento y geometría de una estructura se ve influenciado por las funciones que debe cumplir. Sobre todo, por las fuerzas externas y los componentes que debe soportar. Estas cargas se pueden presentar de dos tipos, estáticas y dinámicas. Las cargas estáticas son aquellas que actúan de forma permanente sobre la estructura, y las cargas dinámicas son las que no actúan de forma constante sobre la misma. Estas cargas generan en la estructura una serie de esfuerzos, los cuales deben ser soportados sin ningún tipo de deformación no permisible o ruptura.

a. Parámetros de diseño. La estructura lleva a cabo la función de soportar los pesos de todos los elementos que componen los distintos sistemas, resistir las fuerzas generadas por el accionamiento de los sistemas, y como último proteger a todos los sistemas y mantenerlos fuera del alcance del operario. De los requerimientos previamente identificados se presentan las condiciones de diseño para la estructura:

- El peso de cada uno de los sistemas.
- Aceleraciones máximas a las que estará expuesta.
- Dimensiones máximas de la base.
- Factor mínimo de seguridad a los esfuerzos a los que estará expuesta.

- Material para la manufactura.

Modelando los distintos componentes que conforman la maquina empacadora mediante la utilización de la herramienta de diseño asistido por computadora, se obtuvo los pesos aproximados de cada uno de los sistemas. Por lo tanto, los valores que se resumen en el siguiente cuadro se obtuvieron del análisis de las propiedades físicas de cada uno de los modelos en 3D. Las condiciones se resumen en el siguiente cuadro.

CUADRO 15. CONDICIONES DE DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.

Condiciones de diseño		
Descripción general	Valor	Unidades
Fuerza debida al peso del sistema de manipulación (Incluye el peso del mecanismo de manipulación, mecanismo de sujeción y la matriz critica de envases con producto agroquímico)	500	N
Fuerza debida al peso del sistema de ordenamiento de botellas	294	N
Fuerza debida al peso del sistema de manipulación de cajas	725.20	N
Aceleraciones máximas (generadas por el sistema de manipulación en cualquier eje)	5	m/seg ²
Dimensiones máximas de la base	1.20 x 1.20	m ²
Factor de seguridad mínimo	1.5	

b. Estructura. Con base en los requerimientos, considerando que se requiere utilizar tubería estructural y que la geometría de la misma debe facilitar la colocación de paneles que pongan fuera del alcance los elementos que componen la maquina; se selecciona tubería de sección transversal cuadrada. Los esfuerzos que se generarán en la estructura serán esfuerzos por tensión o compresión, flexión y por corte. Tomando en cuenta que la mayoría de los tubos estarán bajo cargas de flexión, la selección de un tubo con sección transversal cuadrada presenta ciertas ventajas, desde el punto de vista de la rigidez de la estructura, con respecto a un tubo con sección transversal circular.

Analizando el esfuerzo bajo cargas axiales, suponiendo que los esfuerzos no sobrepasan el límite de proporcionalidad, se puede aplicar la ley de Hooke y puede escribirse el esfuerzo normal de la siguiente forma:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{ECUACIÓN IV-99}$$

Si A es el área de la sección transversal del tubo, para una misma carga, se puede deducir que a mayor área menor será el esfuerzo que se generará en el elemento.

Ahora analizando el esfuerzo debido a cargas de flexión, suponiendo que el esfuerzo de flexión es tal que los esfuerzos normales en el elemento no superan el esfuerzo de fluencia. Entonces se puede suponer que los esfuerzos permanecen por debajo del límite elástico y podrá aplicarse la ley de Hooke. Suponiendo que el material es homogéneo, y denotándolo por el módulo de elasticidad, se tiene:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{ECUACIÓN IV-100}$$

Se puede deducir de la ecuación anterior que la razón $\frac{I}{c}$ depende solo de la geometría de la sección transversal. A esta relación se le conoce como el módulo elástico de la sección y se representa por una S .

$$\text{Módulo elástico de la sección} = S = \frac{I}{c} \quad \text{ECUACIÓN IV-101}$$

Debido a que el esfuerzo normal es inversamente proporcional al módulo elástico, es evidente que debe diseñarse con un módulo tan grande como sea practico. Y se puede deducir que mientras mayor sea el momento de inercia de la sección transversal, más efectivo será para resistir la flexión.

En el siguiente cuadro se muestran algunas propiedades de los tubos estándar de medida nominal de 20 mm a 60 mm según norma IRAM-IAS.

CUADRO 16. PROPIEDADES DE TUBOS ESTRUCTURALES DE SECCIÓN CIRCULAR.

Propiedades del tubo circular			
Díámetro Exterior (mm)	Espesor de pared (mm)	Área (cm ²)	Inercia (cm ⁴)
19.05	1.6	0.88	0.34
25.4	1.6	1.20	0.85
31.75	1.6	1.52	1.73
38.10	1.6	1.83	3.06
50.80	1.6	2.47	7.49
57.15	1.6	2.79	10.78

En el siguiente cuadro se muestran algunas propiedades para tubos estructurales cuadrados estándar de medida nominal de 20 mm a 60 mm según norma IRAM-IAS.

CUADRO 17. PROPIEDADES DE TUBOS ESTRUCTURALES DE SECCIÓN CUADRADA.

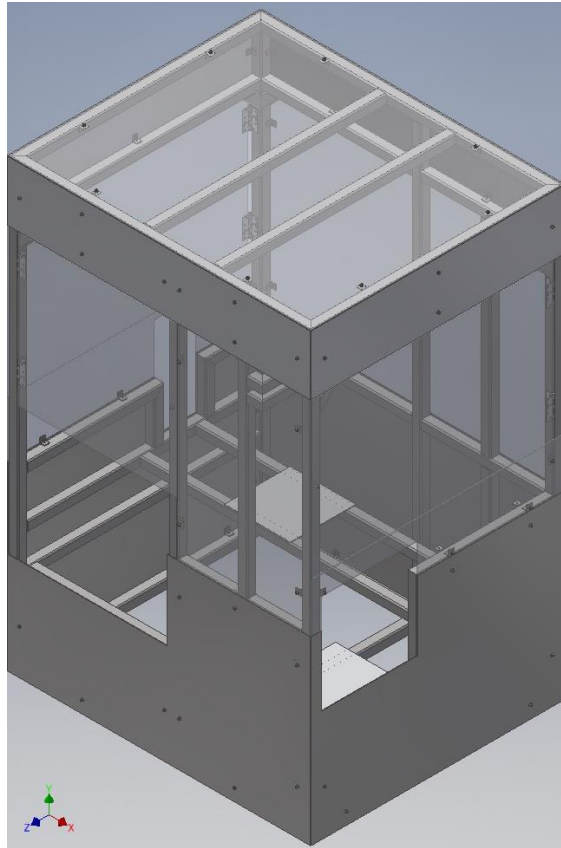
Propiedades del tubo cuadrado			
Ancho exterior (mm)	Espesor de pared (mm)	Área (cm ²)	Inercia (cm ⁴)
20	1.6	1.112	0.607
25	1.6	1.432	1.274
30	1.6	1.752	2.307
40	1.6	2.392	6.935
50	1.6	3.032	11.698
60	1.6	3.67	20.27

De los cuadros anteriores, se puede identificar que, para una misma medida de tubo, los de sección transversal cuadrada cuentan con una mayor área y un mayor momento de inercia. Por lo tanto, son más efectivos para soportar los tipos de carga a las que estarán expuestos. Y esta es otra razón por la cual se selecciona este tipo de tubo además de la facilidad que presenta para la colocación de paneles.

Mediante el uso software de modelado 3D se diseñó una estructura que cumple con la función de soportar y sujetar cada uno de los elementos de los distintos sistemas que componen la máquina, permitir el movimiento de los tres sistemas principales involucrados con el proceso de empaque sin ninguna interferencia entre ellos y por ultimo de poner fuera del alcance del operario todos los elementos de la máquina empacadora.

Cuenta con planchas metálicas, que aíslan todos los componentes de los alrededores y también cuenta con planchas de acrílico en las zonas que también deben cubrirse, pero que, a diferencia de las otras zonas, se requiere de la visualización del funcionamiento de los distintos sistemas cuando la máquina esté operando. Además, considerando que es fundamental tener acceso a la máquina encajadora, se colocan puertas. Estas puertas, tienen sensores, que indican el estado en el que se encuentran las puertas, sea este cerrado o abierto. Así, al detectar que una puerta ha sido abierta, se detiene por completo la máquina encajadora y con ello todo el proceso de empaque. Las puertas permiten hacer correcciones que seguramente serán necesarias para levantar un envase caído, destrabar un envase que se haya quedado atascado, etc. En la siguiente figura se puede observar la estructura diseñada mediante la utilización de la herramienta de diseño asistido por computadora Autodesk Inventor Professional.

FIGURA 41. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.



4. Selección de los materiales. Con base en los requerimientos, la selección del material debería estar limitada a la utilización de acero inoxidable, pero esto no es económicamente factible. Por lo tanto, también se utiliza aluminio como material para la manufactura de algunos componentes. Se selecciona aluminio, y no cualquier otro tipo de metal ferroso, ya que el propósito de utilizar solo acero inoxidable es para evitar la corrosión de cualquier elemento que compone la máquina. Así que, los metales ferrosos comunes y comerciales no son aptos para esta aplicación. Además, según los requerimientos, se debe contar con ciertas áreas en la máquina empacadora que permitan visualizar los procesos que se llevan a cabo dentro de esta. Por este motivo, se consideró colocar ventanas y puertas en la máquina. Para estas ventanas y puertas se utiliza acrílico como material, y se sujetan sobre la estructura. Debido a la función que cumplen las ventanas y las puertas, no se requiere identificar las propiedades mecánicas del material. En los siguientes cuadros se muestra las propiedades mecánicas de los materiales que se seleccionan para los componentes que si se ven afectados por las cargas aplicadas.

CUADRO 18. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO INOXIDABLE 304.

Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304		
Propiedad mecánica	Valor	Unidades
Densidad	8	g/cc
Dureza	70	Rockwell B
Resistencia a la tracción	505	MPa
Resistencia a la fluencia	215	MPa
Elongación al punto de quiebre	70%	
Módulo de elasticidad	196.5	GPa
Relación de Poisson	0.29	
Módulo de corte	86	GPa

CUADRO 19. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ALUMINIO 6061 T6.

Propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6		
Propiedad mecánica	Valor	Unidades
Densidad	2.7	g/cc
Dureza	60	Rockwell B
Resistencia a la tracción	310	MPa
Resistencia a la fluencia	276	MPa
Elongación al punto de quiebre	12%	
Módulo de elasticidad	68.9	GPa
Relación de Poisson	0.33	
Módulo de corte	26	GPa
Resistencia al corte	207	MPa
Resistencia a la fatiga (5×10^8 ciclos)	96.5	MPa

Además, es importante mencionar, que la selección final de los materiales se basa primordialmente en los requerimientos, pero también se basa en los materiales que son comercializados en Guatemala. En los siguientes cuadros se resume cada uno de los elementos diseñados con el material seleccionado para su manufactura.

CUADRO 20. SELECCIÓN DE MATERIAL PARA LOS ELEMENTOS DEL MECANISMO DE MANIPULACIÓN.

Selección de material para los elementos del mecanismo del manipulador	
Pieza	Material
Placa de soporte del segundo eslabón	Aluminio 6061 T6
Ejes guías	Acero inoxidable 304
Eje de polea dentada	Acero inoxidable 304
Soporte de ejes guías y de eje y polea dentada	Aluminio 6061 T6
Tapadera de soporte de ejes guías y de eje y polea dentada	Aluminio 6061 T6
Soporte de ejes guías y de servomotor	Aluminio 6061 T6
Placa de sujeción del mecanismo manipulador	Aluminio 6061 T6
Placa soporte del Clamping Support	Aluminio 6061 T6
Soporte del rodamiento lineal guía	Aluminio 6061 T6

CUADRO 21. SELECCIÓN DE MATERIAL PARA LOS ELEMENTOS DEL MECANISMO DE SUJECIÓN.

Selección de materiales para los elementos del mecanismo	
Pieza	Material
Plancha superior de posicionamiento	Aluminio 6061 T6
Plancha de posicionamiento de 100 ml, 250 ml, 500ml y 1000 ml	Aluminio 6061 T6
Espaciador estándar	Aluminio 6061 T6
Guía anti rotación	Acero inoxidable 304

CUADRO 22. SELECCIÓN DE MATERIAL PARA LOS ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA.

Selección de materiales para los elementos de la estructura	
Pieza	Material
Tubo estructural cuadrado	Acero inoxidable 304
Placa frontal, posterior, lateral izquierda y lateral derecha	Acero inoxidable 304
Placa superior frontal, superior posterior, superior lateral izquierda y superior lateral derecha	Acero inoxidable 304
Perfil angular	Acero inoxidable 304
Ventana frontal, posterior, lateral izquierda, lateral derecha y superior	Acrílico
Puerta frontal, lateral izquierda y lateral derecha	Acrílico

5. **Validación del diseño.** Luego de llevar a cabo el diseño detallado de cada uno de los sistemas a desarrollar en este módulo, es necesario validar teóricamente los componentes y mecanismos involucrados. La validación teórica se realiza mediante el método de elementos finitos. Este método permite resolver problemas de ingeniería, desde casos sencillos hasta casos sumamente complejos.

Generalmente, los elementos en una maquina se encuentran sometidos a una mezcla de cargas, siendo estas radiales, axiales y tangenciales. Estas cargas a su vez producen esfuerzos de tensión, momentos de flexión, esfuerzos de corte, deformaciones elásticas y plásticas. Como resultado, en los componentes se presenta un complejo estado de distintos esfuerzos. Existen teorías de falla que permiten analizar estas cargas, pero por lo general, las teorías tienen la limitante de que solo permiten analizar un tipo de carga a la vez. Sin embargo, existe una teoría de falla en la cual se puede representar un estado de esfuerzos con un solo esfuerzo equivalente. A esta teoría se le conoce como la teoría de la energía de la distorsión, y al esfuerzo equivalente se le conoce como esfuerzo de *von Mises*. La utilización de esta teoría de falla representa una gran ventaja cuando el análisis de esfuerzos no se realiza con la asistencia de software en computadora.

Por lo tanto, para llevar a cabo la validación de cada uno de los mecanismos, como primer paso se identifica el tipo de cargas aplicadas a los mismos. Conociendo el tipo de cargas, se ingresa al software de Workbench de Ansys y se selecciona un análisis estático estructural. En este análisis se asignan las propiedades mecánicas del material para cada uno de los componentes, y se asignan las condiciones de frontera del sistema para poder obtener los análisis de esfuerzos, deformaciones y el factor de seguridad con el que cuenta el mecanismo.

La teoría de falla que se utiliza para analizar los esfuerzos a la fluencia y a la fatiga será la, anteriormente mencionada, teoría de la energía de la distorsión, por lo tanto, se configurará en el software para que calcule y muestre el esfuerzo equivalente de *von mises*. A continuación, se muestra el análisis de cada uno de los sistemas.

a. **Validación del mecanismo manipulador.** Luego de seleccionar el tipo de análisis que se desea realizar, se procede a configurar las propiedades mecánicas del material de las piezas a analizar. En las siguientes figuras se muestran las propiedades que se ingresaron en el programa.

FIGURA 42. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO INOX. EN LA BASE DE DATOS DE ANSYS WORKBENCH.

Properties of Outline Row 3: Stainless Steel					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7750	kg m ⁻³	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			<input type="checkbox"/>	
6	Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>	
7	Derive from	Young's Mod...			
8	Young's Modulus	1.965E+11	Pa		<input type="checkbox"/>
9	Poisson's Ratio	0.29			<input type="checkbox"/>
10	Bulk Modulus	1.5595E+11	Pa		<input type="checkbox"/>
11	Shear Modulus	7.6163E+10	Pa		<input type="checkbox"/>
12	Field Variables				
13	Temperature	Yes			
14	Shear Angle	No			
15	Degradation Factor	No			
16	Tensile Yield Strength	2.15E+08	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
17	Compressive Yield Strength	2.15E+08	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
18	Tensile Ultimate Strength	5.05E+08	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
19	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

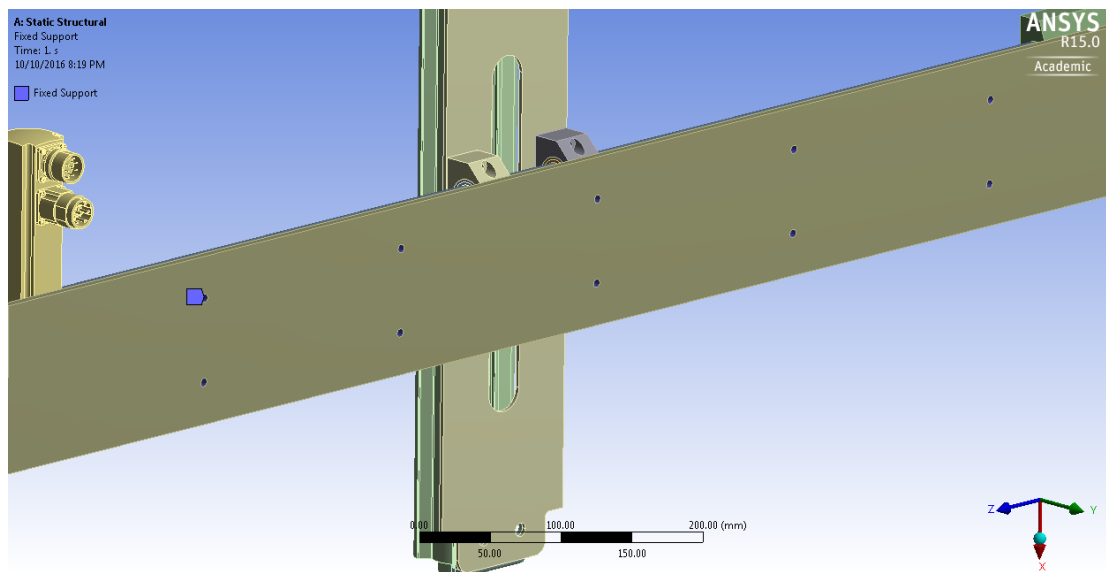
FIGURA 43. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ALUMINIO EN LA BASE DE DATOS DE ANSYS WORKBENCH.

Properties of Outline Row 3: Aluminum Alloy					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	2770	kg m ⁻³	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			<input type="checkbox"/>	
6	Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>	
7	Derive from	Young's Modulu...			
8	Young's Modulus	6.89E+10	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
9	Poisson's Ratio	0.33			<input type="checkbox"/>
10	Bulk Modulus	6.7549E+10	Pa		<input type="checkbox"/>
11	Shear Modulus	2.5902E+10	Pa		<input type="checkbox"/>
12	Alternating Stress R-Ratio	Tabular		<input type="checkbox"/>	
13	Interpolation	Semi-Log			
14	Scale	1			<input type="checkbox"/>
15	Offset	0	Pa		<input type="checkbox"/>
16	Tensile Yield Strength	2.76E+08	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
17	Compressive Yield Strength	2.76E+08	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
18	Tensile Ultimate Strength	3.1E+08	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
19	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
20	Isotropic Thermal Conductivity	Tabular		<input type="checkbox"/>	
21	Scale	1			<input type="checkbox"/>
22	Offset	0	W m ⁻¹ C ⁻¹		<input type="checkbox"/>
23	Specific Heat	875	J kg ⁻¹ C ⁻¹	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
24	Isotropic Relative Permeability	1		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
25	Isotropic Resistivity	Tabular		<input type="checkbox"/>	
26	Scale	1			<input type="checkbox"/>
27	Offset	0	ohm m		<input type="checkbox"/>

Luego se procede a importar el modelo en 3D generado en el software de Autodesk Inventor profesional, y se genera el modelo 3D en el modelador de diseño de Ansys Workbench. Por último, se ingresa al modelador de análisis mecánico, en este se asigna el material de los sólidos, se configura la creación de la malla (mesh), las condiciones de frontera, y se selecciona los análisis que se desea realizar. Para el tipo de problemas estáticos que se analizan en este módulo, el control global por defecto de la malla, es suficientemente bueno. Además, debido a que se cuenta con la versión estudiantil que cuenta con un número limitado de elementos y nodos se utiliza la calidad de malla que trae por defecto el programa.

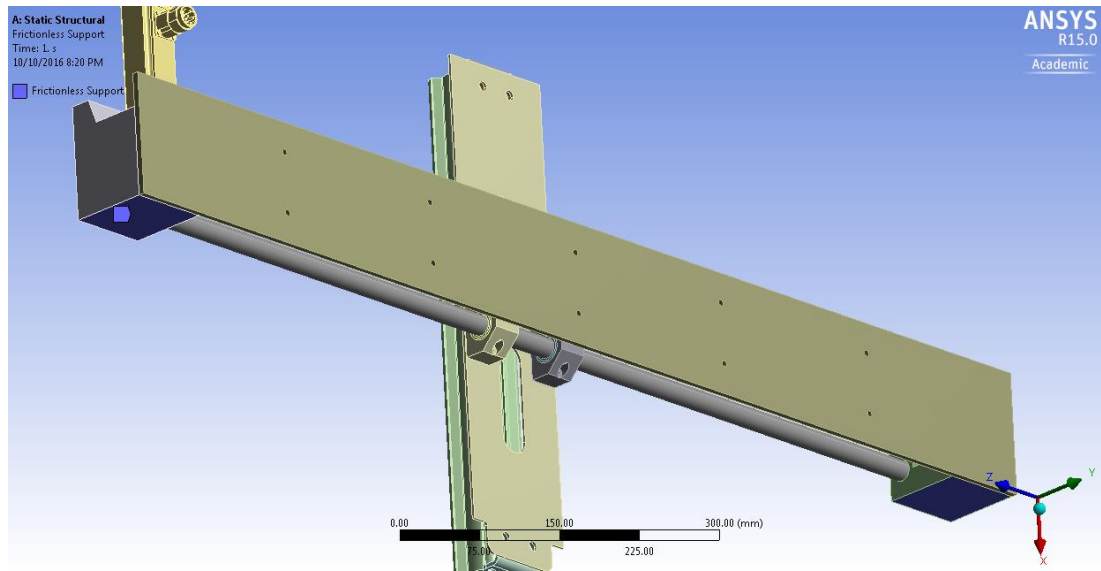
Para el mecanismo de manipulación, las condiciones de frontera se determinan analizando los puntos de sujeción y de apoyo que se presentan en el mecanismo. Este mecanismo se encuentra sujeto por diez pernos a la estructura, por lo tanto, se selecciona un apoyo fijo para representar la sujeción del mecanismo. Este tipo de apoyo restringe todos los grados de libertad de la geometría seleccionada. En la siguiente figura se muestra las geometrías que se seleccionan para indicar y representar los apoyos fijos.

FIGURA 44. APOYOS FIJOS DEL MECANISMO DE MANIPULACIÓN.



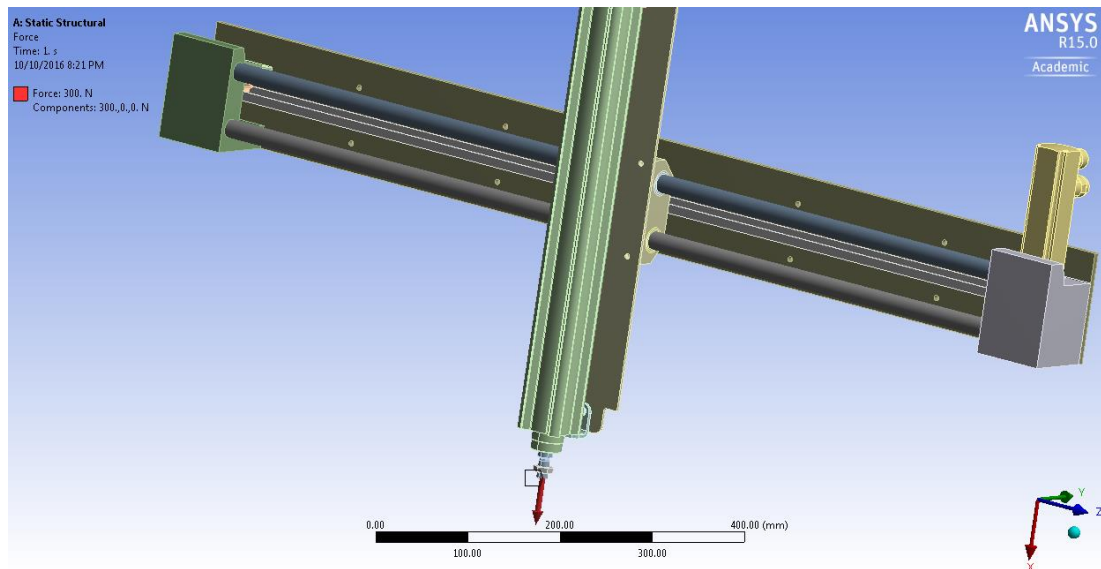
Además, el mecanismo se encuentra colocado sobre una viga de la estructura, lo cual le da soporte al mecanismo. Para representar este tipo de apoyo, se selecciona un apoyo sin fricción. Este tipo de apoyo restringe el movimiento en la dirección normal a la superficie. En la siguiente figura se muestra la geometría que se selecciona para indicar y representar los apoyos fijos.

FIGURA 45. APOYO SIN FRICCIÓN DEL MECANISMO DE MANIPULACIÓN.



Luego analizando todo el mecanismo de manipulación como un sistema, la única fuerza externa significativa que se le aplica al mecanismo es la debida al peso del mecanismo de sujeción y al peso de los envases de producto agroquímico. Por lo tanto, se coloca una fuerza en la dirección vertical con el valor de la carga máxima obtenida en los parámetros de diseño del mecanismo de manipulación. En la siguiente figura, se muestra la magnitud y la dirección de la fuerza que se asigna en el programa.

FIGURA 46. FUERZA EXTERNA APLICADA AL MECANISMO DE MANIPULACIÓN.



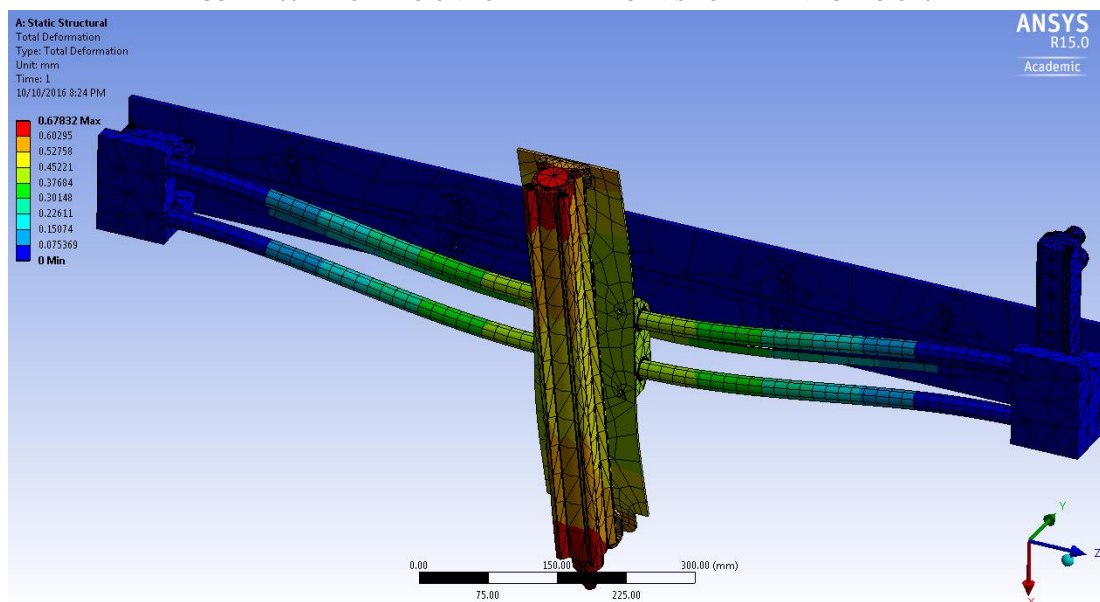
Analizando el ciclo de trabajo del mecanismo y la carga aplicada, con el fin de determinar la posición más crítica del carro, se deduce que la posición en la cual se induce el mayor esfuerzo es cuando el carro se

encuentra exactamente a la mitad de la longitud de los ejes guías. Por lo tanto, esta posición es la que se analiza. Esto quiere decir, que los elementos más críticos del mecanismo de manipulación son los ejes guías. En el siguiente cuadro se muestra el resumen de los resultados que se obtuvieron para cada uno de los análisis de esfuerzo y deformación que se realizaron.

CUADRO 23. RESUMEN DEL ANÁLISIS DEL MECANISMO DE MANIPULACIÓN.

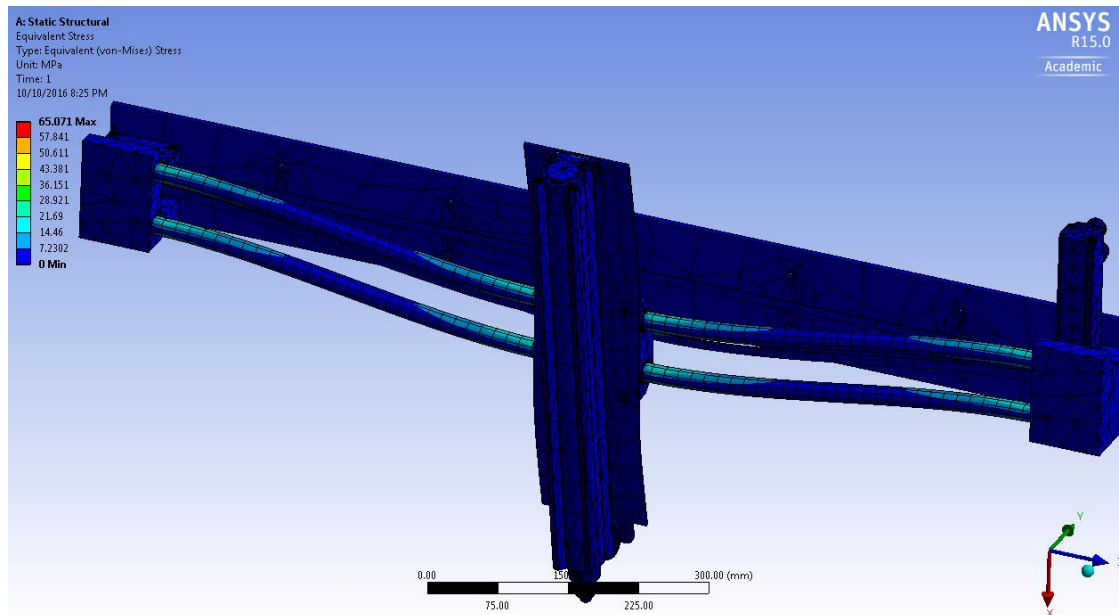
Resumen del análisis del mecanismo de manipulación		
Resultado	Valor	Unidades
Deformación máxima	0.67832	mm
Esfuerzo equivalente máximo de <i>von-mises</i>	65.071	MPa
Esfuerzo de corte máximo	37.411	MPa
Error estructural máximo	0.8142	mJ
Factor de seguridad mínimo a la fluencia	4.2415	

FIGURA 47. DEFORMACIÓN TOTAL DEL MECANISMO DE MANIPULACIÓN.



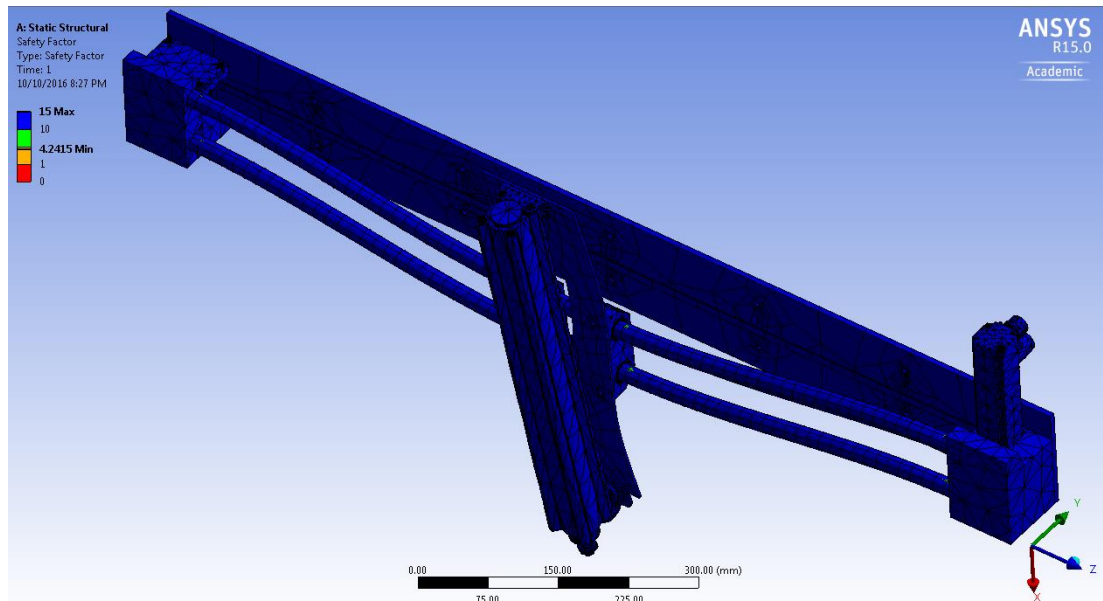
La deformación máxima (desplazamiento con respecto a la referencia antes de aplicar la carga) en el mecanismo de manipulación es de aproximadamente 0.7 mm en los extremos de la placa que sujeta el cilindro y en los ejes guías es de aproximadamente 0.40 mm. En base a los requerimientos y a los parámetros de diseño, se puede deducir que el diseño del mecanismo de manipulación se deforma una menor cantidad que la deformación permisible, cumpliendo satisfactoriamente con este parámetro de diseño.

FIGURA 48. ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES DEL MECANISMO DE MANIPULACIÓN.



De la figura se puede deducir que el esfuerzo máximo equivalente de *von mises* es de aproximadamente 65 MPa para los ejes guías. Siendo estos de acero inoxidable 304, con una resistencia a la fluencia de 215 MPa, el esfuerzo inducido por la carga produce una deformación que se mantiene en la zona elástica del material. Por lo tanto, el material no se deforma permanentemente al aplicar esa carga máxima.

FIGURA 49. FACTOR DE SEGURIDAD DEL MECANISMO DE MANIPULACIÓN.



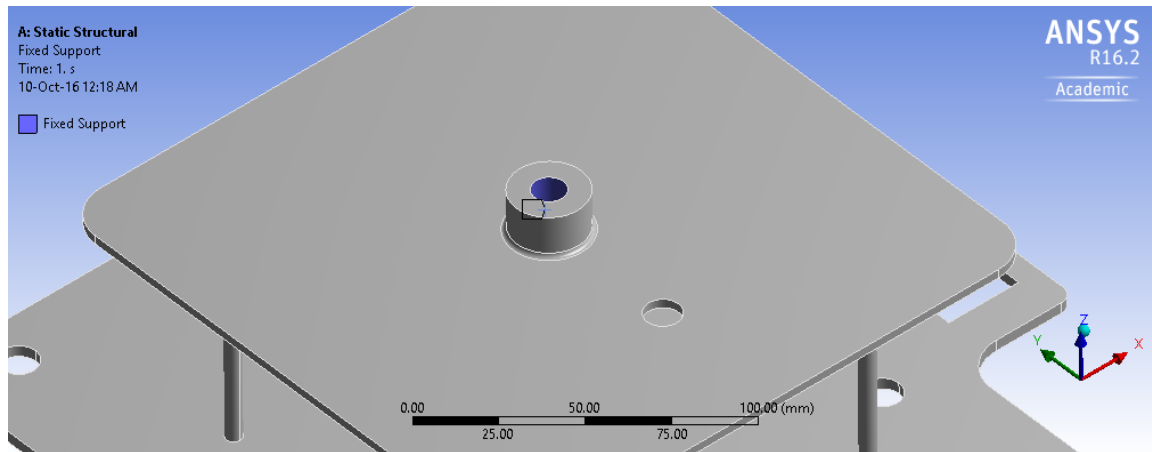
De la figura del factor de seguridad, los resultados son aceptables, puesto que superan la unidad. Al superar la unidad se asegura que los componentes no se fracturan y también se está a cubierto de la incertidumbre que forma parte del proceso de diseño.

b. Validación del mecanismo de sujeción. De igual manera, en la validación del mecanismo de sujeción, también se selecciona un análisis estático estructural. Luego se procede a configurar las propiedades mecánicas del material de las piezas a analizar. A diferencia de la validación anterior, todas las partes que se analizan en este caso son de aluminio 6061 T6. Así que en este análisis se asignan las mismas propiedades mecánicas del aluminio. Luego de importar el modelo, se ingresa nuevamente al modelador de análisis mecánico. Y se lleva a cabo el mismo procedimiento descrito con anterioridad. A diferencia del mecanismo de manipulación, el de sujeción consta de cuatro variantes.

Para asegurar que las cuatro variantes cumplen, se realizó el análisis para cada una de las variantes del mecanismo, pero solo se muestra el análisis para el mecanismo de sujeción de 1000 ml. Cabe mencionar que todas las variantes soportan satisfactoriamente las condiciones de uso. Además, considerando la limitante de nodos y elementos que tiene la versión estudiantil de Ansys Workbench que se utiliza, se simplificó el mecanismo eliminando los elementos de la unión no permanente. Como el diseño y cálculo de la unión no permanente ya se validó teóricamente, no representa ningún inconveniente en la validación del resto de los elementos del mecanismo. Los elementos de la unión, se remplazaron por barras del mismo diámetro y del mismo material. Por lo tanto, el interés de esta validación se centra en el comportamiento de la plancha superior y de la plancha de posicionamiento.

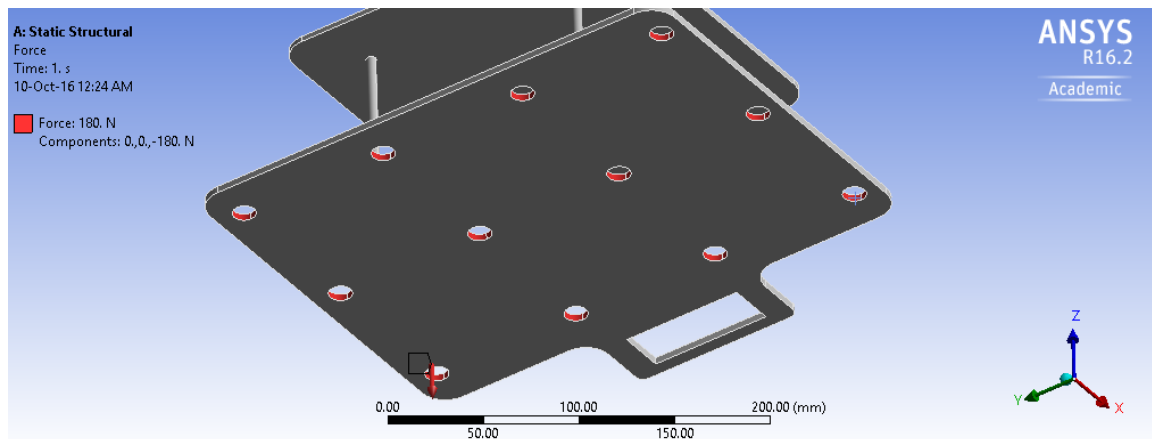
Para el mecanismo de sujeción de 1000 ml, las condiciones de frontera se determinan analizando los puntos de sujeción y de apoyo que se presentan en el mecanismo. Este mecanismo se encuentra sujeto al actuador lineal del mecanismo de manipulación, mediante el roscado del vástago a la plancha superior del mecanismo. Además, se cuenta con una guía que evita la rotación relativa del mecanismo de manipulación y el de sujeción. Este tipo de apoyo restringe todos los grados de libertad de la geometría seleccionada. En la siguiente figura se muestra la geometría que se selecciona para indicar y representar el apoyo fijo del mecanismo.

FIGURA 50. APOYO FIJO DEL MECANISMO DE SUJECIÓN DE 1000 ML.



Analizando todo el mecanismo de sujeción de 1000 ml como un sistema, la única fuerza externa que se le aplica al mecanismo es la debida al peso de los envases de producto agroquímico. De los parámetros de diseño del mecanismo de sujeción se toma el valor de la carga máxima de la presentación de 1000 ml. Teniendo en cuenta que esa carga es debida solo al peso de los envases, se agregan 3 kg a este valor considerando el peso de los otros componentes que se sujetan al mecanismo. Por lo tanto, se coloca una fuerza en la dirección vertical debida a un peso de 18 kg. En la siguiente figura, se muestra la magnitud y la dirección de la fuerza que se asigna en el programa.

FIGURA 51. FUERZA EXTERNA APLICADA AL MECANISMO DE SUJECIÓN DE 1000 ML.



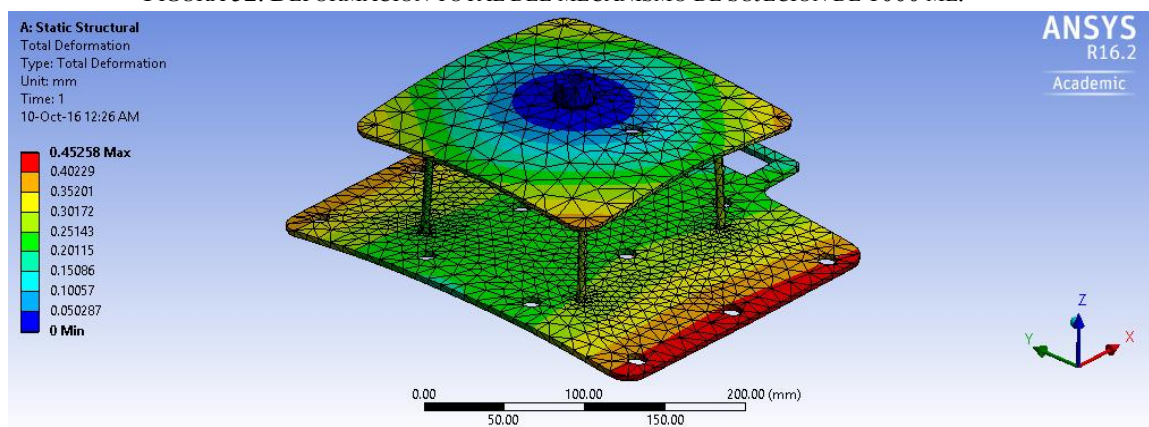
Analizando las condiciones de trabajo del mecanismo y la carga aplicada, se deduce que la carga fluctúa de un valor máximo a un valor aproximadamente nulo (valor máximo cuando se sostienen todas las botellas, valor mínimo cuando se sueltan los envases) Además, debido a la forma como se sujeta el mecanismo, se deduce que el área más crítica es en el radio entre el cilindro y la superficie superior de la plancha superior.

En el siguiente cuadro se muestra resumido los resultados que se obtuvieron para cada uno de los análisis de esfuerzo, deformación y fatiga que se realizaron.

CUADRO 24. RESUMEN DEL ANÁLISIS DEL MECANISMO DE SUJECIÓN.

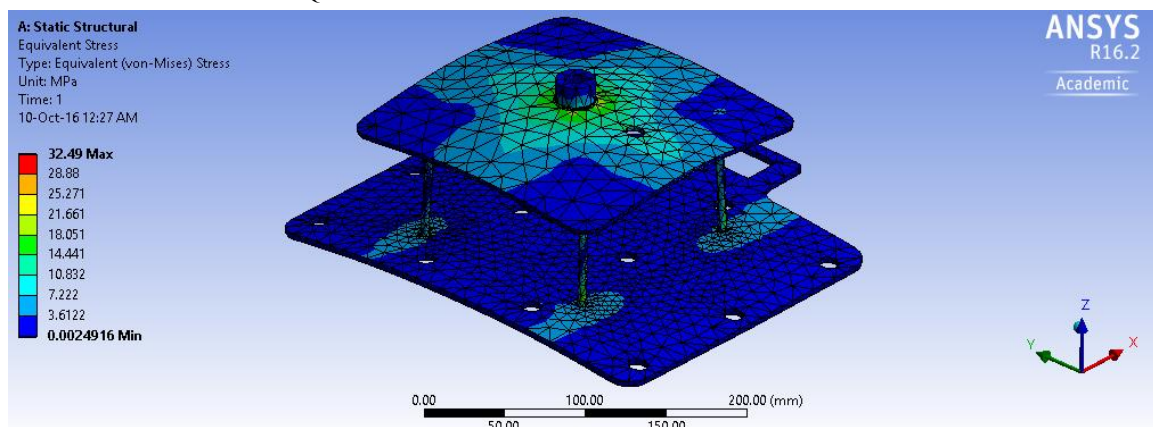
Resumen del análisis del mecanismo de sujeción		
Resultado	Valor	Unidades
Deformación máxima	0.4525	mm
Esfuerzo equivalente máximo de <i>von-mises</i>	32.49	MPa
Esfuerzo de corte máximo	16.45	MPa
Error estructural máximo	0.041101	mJ
Factor mínimo de seguridad a la fluencia	8.4949	
Vida mínima	1×10^8	Ciclos
Factor de seguridad mínimo contra la fatiga	3.9185	

FIGURA 52. DEFORMACIÓN TOTAL DEL MECANISMO DE SUJECIÓN DE 1000 ML.



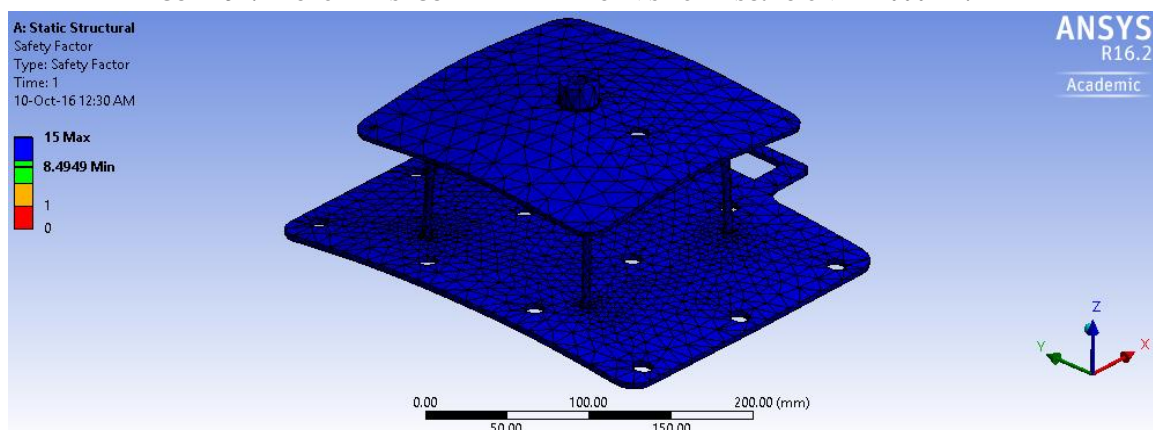
La deformación máxima en el mecanismo de sujeción de 1000 ml es de aproximadamente 0.45 mm en los extremos de la plancha de posicionamiento. Como era de esperarse, debido a la posición de los pernos en la plancha de posicionamiento, la deformación máxima se obtiene en los extremos donde se sujetan los envases. Se concluye que la deformación obtenida es aceptable y prácticamente es imperceptible.

FIGURA 53. ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES DEL MECANISMO DE SUJECIÓN DE 1000 ML.



A partir de la figura anterior, se determina que el esfuerzo máximo equivalente de *von mises* es de aproximadamente 32 MPa para el mecanismo de sujeción 1000 ml. Siendo todos los elementos del mecanismo de aluminio 6061 T6, con una resistencia a la fluencia de 276 MPa, el esfuerzo inducido por la carga produce una deformación que se mantiene en la zona elástica del material. Por lo tanto, el material no se deforma permanentemente al aplicar esa carga máxima.

FIGURA 54. FACTOR DE SEGURIDAD DEL MECANISMO DE SUJECIÓN DE 1000 ML.

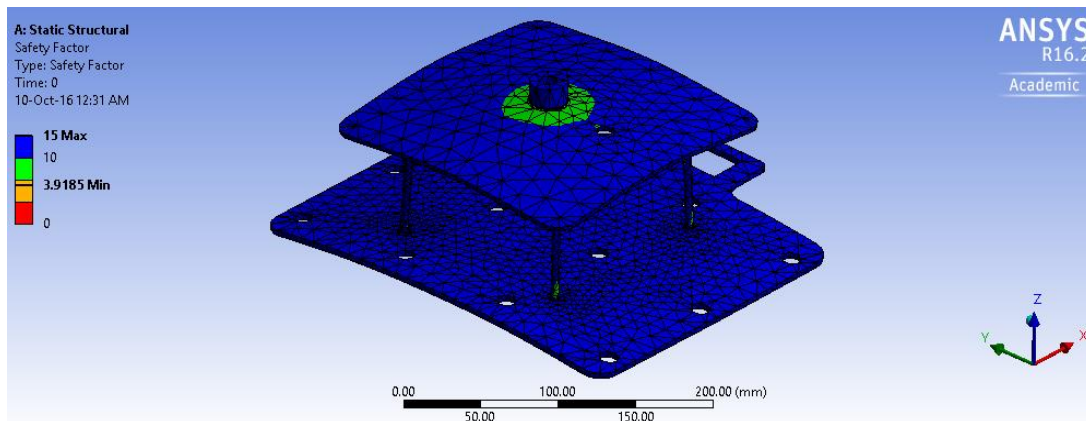


De la figura anterior se determina que el factor de seguridad es aceptable, puesto que superan la unidad.

Tal como se determinó al analizar las condiciones de trabajo del mecanismo, la fuerza externa aplicada al mismo fluctúa de un valor de 180 N (cuando se sostienen los envases y además considerando la masa de los componentes que componen el mecanismo) a un valor de 30 N (cuando no se sostienen los envases y, por lo tanto, solo se considera la masa de los componentes que componen el mecanismo) aproximadamente. Para realizar el análisis de fatiga, se considera que el valor fluctúa de 180 N a cero, es decir un esfuerzo repetido en una dirección. El criterio de falla por fatiga que se utiliza en este análisis es el método de esfuerzo-vida de Soderberg pues es el más conservador. De esta manera, se configura la herramienta de análisis de fatiga

en el programa. Luego de realizar la configuración de la herramienta de análisis de fatiga, se debe seleccionar los análisis que se desean realizar; en este caso el análisis de ciclos de vida y de factor de seguridad a la fatiga. Se utilizan los datos y la curva de esfuerzo-vida que el programa tiene para este material.

FIGURA 55. FACTOR DE SEGURIDAD CONTRA LA FATIGA DEL MECANISMO DE SUJECIÓN DE 1000 ML.



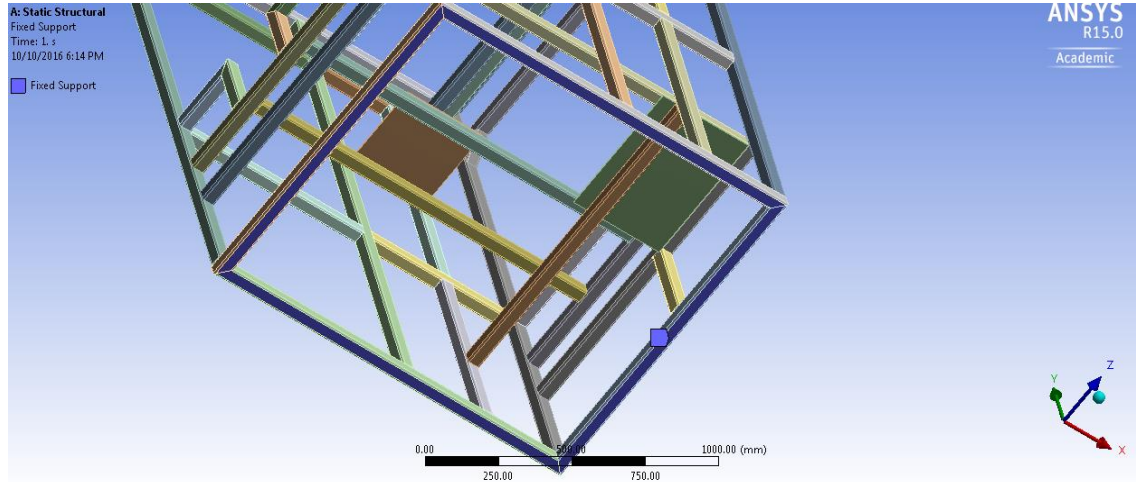
Del resumen se determina que los ciclos mínimos de vida del mecanismo de sujeción son del orden de 1×10^8 ciclos. Es decir que la falla por fatiga ocurrirá muy probablemente luego de realizados estos ciclos de trabajo. También se determina de la figura anterior que el factor de seguridad contra la fluencia para una vida de diseño de 1×10^9 ciclos, es de 3.91.

c. Validación de la estructura. En la validación de la estructura se selecciona un análisis estático estructural y además se selecciona un análisis modal. Este análisis modal permite determinar las frecuencias naturales y los modos de vibración de una estructura continua. Es necesario indicar, la cantidad de modos que se desean encontrar, ya que encontrar todos los modos de vibración es prácticamente imposible. La importancia de conocer algunas de las frecuencias naturales de la estructura, es que se puede conocer las frecuencias que no deben ser igualadas. Ya que si la frecuencia de una onda, sin importar su procedencia, iguala una de estas frecuencias naturales y se mantiene en esa misma frecuencia por un tiempo significativo, la estructura entra en resonancia. Si la estructura entra en resonancia esta puede deformarse plásticamente o incluso destruirse.

Para el análisis estático estructural, se procede a configurar las propiedades mecánicas del material de las piezas a analizar. De igual manera que la validación anterior, todas las partes que se analizan en este caso son de un mismo material, siendo este acero inoxidable 304. Luego de importar el modelo, se ingresa nuevamente al modelador de análisis mecánico. Y se lleva a cabo el mismo procedimiento descrito con anterioridad.

Para la estructura, las condiciones de frontera se determinan analizando los puntos de sujeción y de apoyo que se presentan en el mecanismo. No existe ningún requerimiento de cómo debe ser sujeta la estructura, por lo tanto, se sugiere que esta se encuentre fijamente sujeta al piso. Por lo tanto, para representar esta sujeción, se utiliza un apoyo de tipo fijo. Este tipo de apoyo restringe todos los grados de libertad de la geometría seleccionada. En la siguiente figura se muestra las geometrías que se seleccionan para indicar y representar el apoyo fijo.

FIGURA 56. APOYO FIJO DE LA ESTRUCTURA.

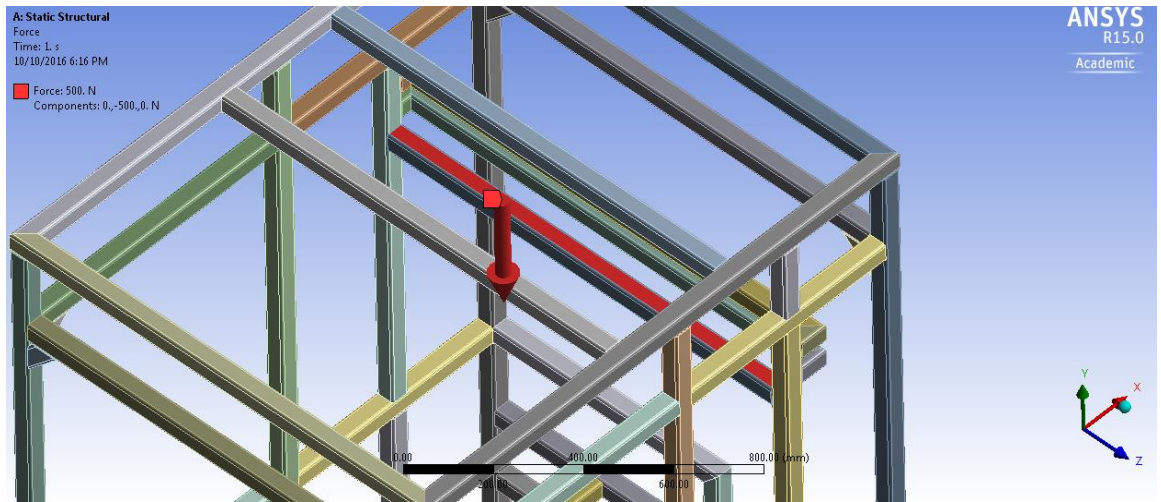


Luego analizando toda la estructura como un sistema, las fuerzas externas que se le aplican al mecanismo son generadas por los distintos sistemas que soporta y sujeta. El sistema de ordenamiento de botellas cuenta con sus propias patas, por lo tanto, la estructura no debe soportarlo.

Ahora, para representar la fuerza externa generada por el sistema de manipulación, se debe considerar el peso del mecanismo de sujeción, el peso de los envases de producto agroquímico y el peso del mismo. El centro de gravedad del sistema de manipulación se encuentra sobre la viga en la cual descansa el mismo.

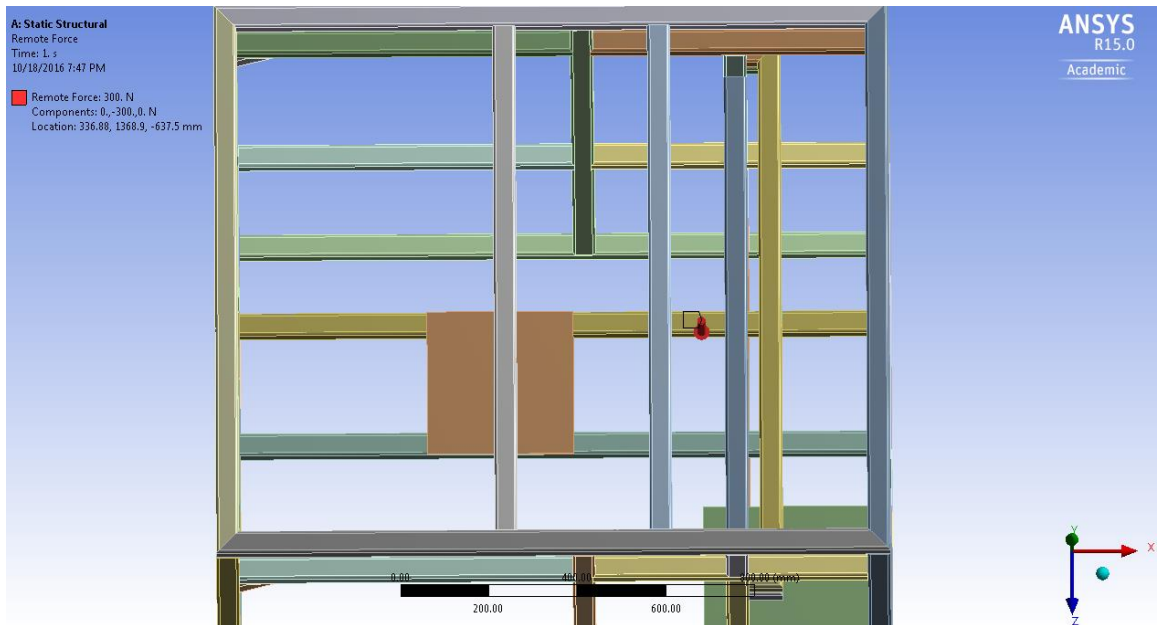
Por lo tanto, se coloca una fuerza en la dirección vertical con el valor tomado de los parámetros de diseño de la estructura. En la siguiente figura, se muestra la magnitud y la dirección de la fuerza que se asigna en el programa.

FIGURA 57. FUERZA EXTERNA DEBIDA AL SISTEMA DE MANIPULACIÓN.



El sistema de manipulación, se sujeta mediante pernos a dos vigas. Las vigas evitan que el sistema se voltee. Utilizando la herramienta de CAD, se determina que la distancia horizontal entre el centro de la carga debido al peso de los envases y las vigas es de 130.52 mm. Para representar esta fuerza, en Ansys se selecciona una fuerza remota. Esta fuerza es equivalente a una fuerza en una cara de las vigas, más un momento. En la siguiente figura, se muestra la posición, la magnitud y la dirección de la fuerza que se asigna en el programa.

FIGURA 58. FUERZA REMOTA DEBIDO AL PESO DE LA MATRIZ DE ENVASES DE 1000 ML.



Para representar la fuerza externa generada por el sistema de manipulación de cajas, de los parámetros de diseño de la estructura se toma el valor de la fuerza debido al peso del sistema. A diferencia de los demás sistemas, este no se apoya completamente en la estructura. Este sistema cuenta con apoyos propios, con los cuales se reparten el peso con la estructura. Por lo tanto, se colocan solo las fuerzas debidas a los pesos de los elementos que si soporta la estructura. En las siguientes figuras, se muestran las magnitudes y la dirección de las fuerzas que se asignan en el programa.

FIGURA 59. FUERZA EXTERNA DEBIDA AL PESO DE UN ELEMENTO DE TOMA DE CAJAS

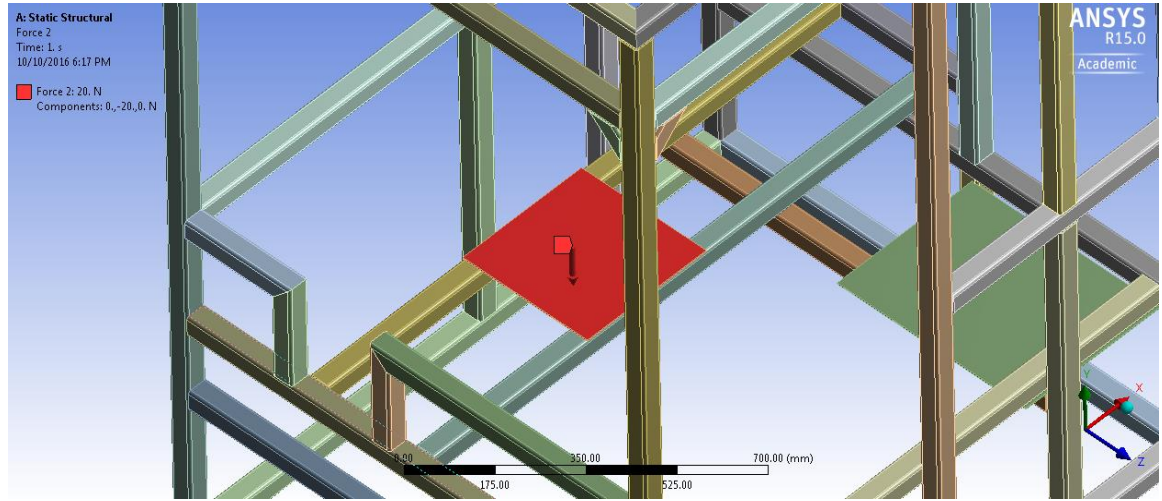
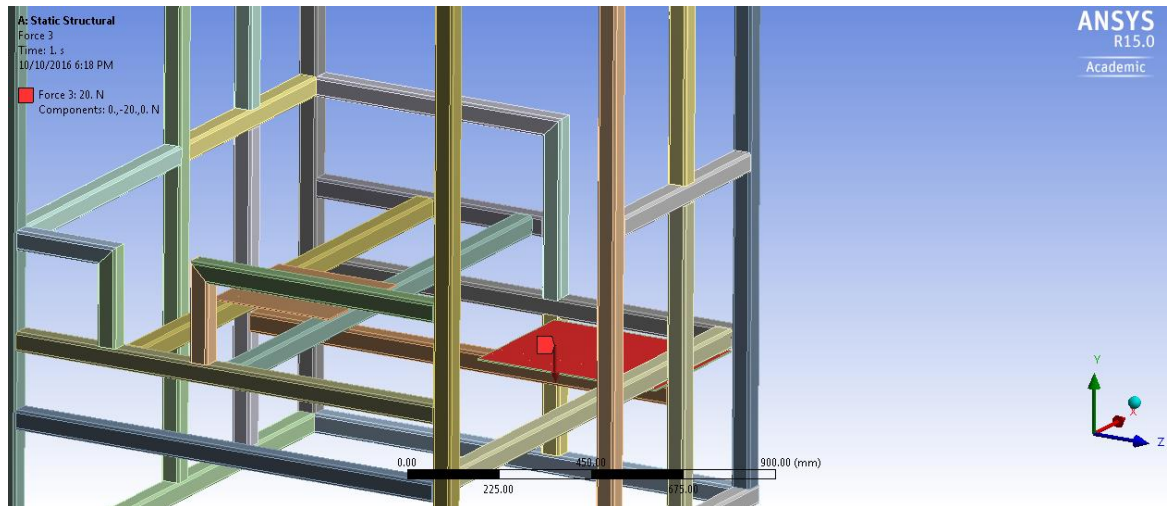


FIGURA 60. FUERZA EXTERNA DEBIDA AL PESO DE UN ELEMENTO DE CIERRE DE CAJAS



Además de las fuerzas externas, en este análisis de validación también se considera la aceleración relativa que experimentara la estructura. Como se ha mencionado, la aceleración permisible recomendada para estos sistemas es de 5 m/seg^2 . Por lo tanto, se analiza el comportamiento de la estructura expuesta a esta aceleración. En las validaciones anteriores, se despreció el peso de cada uno de los componentes de los

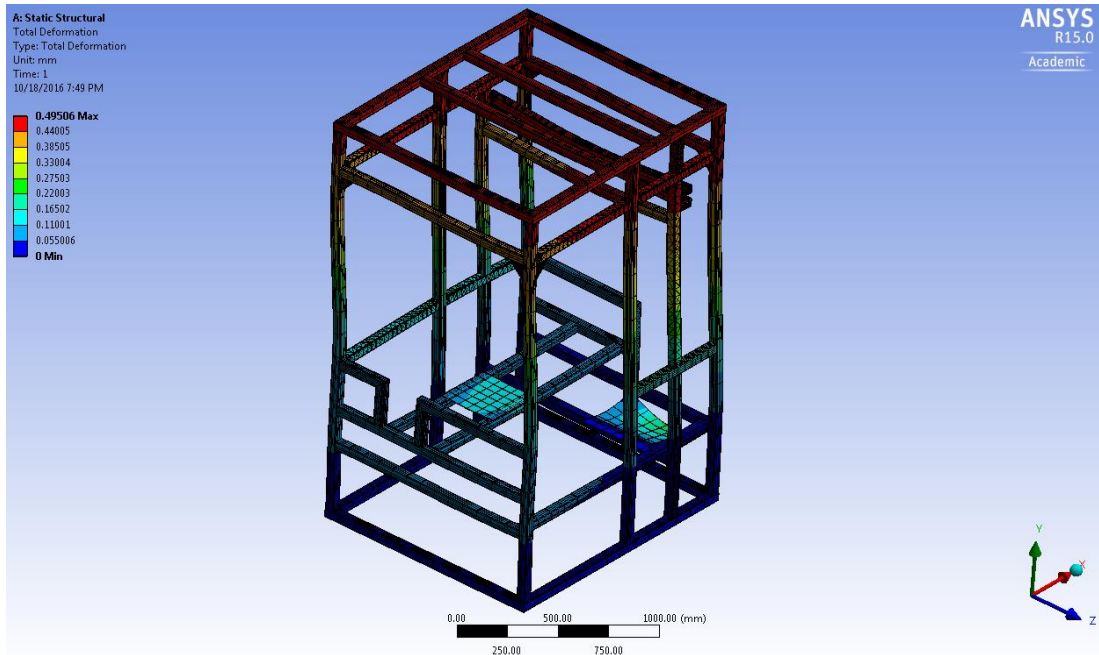
mecanismos. En este caso, debido a la cantidad de tubos y al tamaño considerablemente grande de la estructura si se considera el peso de cada uno de los componentes.

Luego de determinar y asignar todas las fuerzas y condiciones frontera se procede a realizar el análisis. En el siguiente cuadro se resume los resultados que se obtuvieron para cada uno de los análisis de esfuerzo y deformación que se realizaron, y además se muestra las frecuencias y deformación de los primeros ocho modos de vibración de la estructura.

CUADRO 25. RESUMEN DEL ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA.

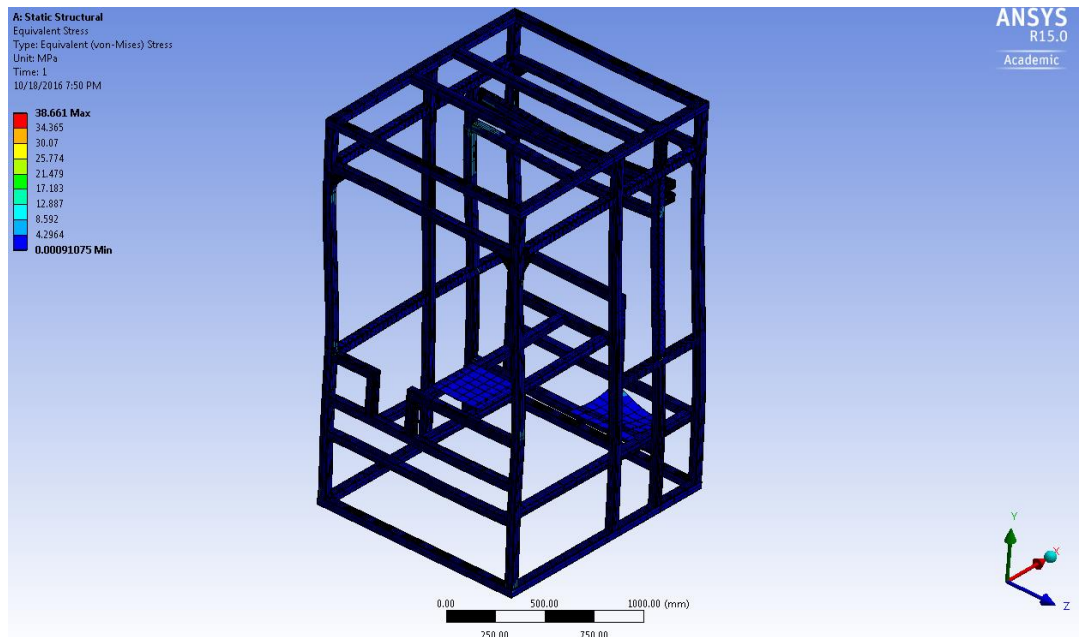
Resumen del análisis de la estructura		
Resultado	Valor	Unidades
Deformación máxima	0.49506	mm
Esfuerzo equivalente máximo de <i>Von-Mises</i>	38.661	MPa
Esfuerzo de corte máximo	22.174	MPa
Error estructural máximo	0.34916	mJ
Factor mínimo de seguridad a la fluencia	5.5612	
Frecuencia del primer modo de vibración	17.581	Hz
Deformación máxima del primer modo de vibración	3.3299	mm
Frecuencia del segundo modo de vibración	19.496	Hz
Deformación máxima del segundo modo de vibración	3.1995	mm
Frecuencia del tercer modo de vibración	28.033	Hz
Deformación máxima del tercer modo de vibración	4.8155	mm
Frecuencia del cuarto modo de vibración	54.441	Hz
Deformación máxima del cuarto modo de vibración	4.1344	mm
Frecuencia del quinto modo de vibración	58.299	Hz
Deformación máxima del quinto modo de vibración	38.237	mm
Frecuencia del sexto modo de vibración	61.339	Hz
Deformación máxima del sexto modo de vibración	5.3395	mm
Frecuencia del séptimo modo de vibración	66.802	Hz
Deformación máxima del séptimo modo de vibración	5.1271	mm
Frecuencia del octavo modo de vibración	80.345	Hz
Deformación máxima del octavo modo de vibración	10.969	mm

FIGURA 61. DEFORMACIÓN TOTAL DE LA ESTRUCTURA.



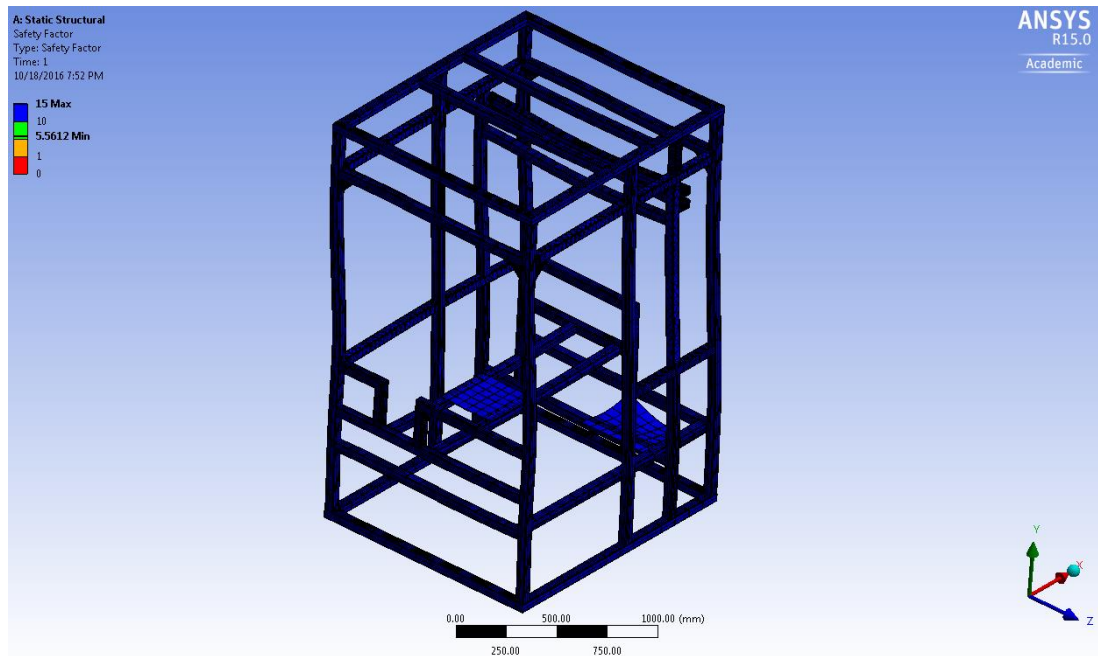
La deformación máxima (desplazamiento con respecto a la referencia antes de aplicar la carga) en la estructura es de aproximadamente 0.50 mm en la parte superior de la estructura, donde se encuentra el mecanismo de manipulación. Con base en los requerimientos y a los parámetros de diseño, se puede deducir que la deformación que sufre la estructura diseñada es aceptable, cumpliendo satisfactoriamente con este parámetro de diseño.

FIGURA 62. ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES DE LA ESTRUCTURA.



De la figura se puede deducir que el esfuerzo máximo equivalente de *von mises* es de aproximadamente 39 MPa en algunas vigas y para las placas soporte. Siendo estos de acero inoxidable 304, con una resistencia a la fluencia de 215 MPa, el esfuerzo inducido por la carga produce una deformación que se mantiene en la zona elástica del material. Por lo tanto, el material no se deforma permanentemente al aplicar esa carga máxima.

FIGURA 63. FACTOR DE SEGURIDAD DE LA ESTRUCTURA.



De la figura anterior se determina que el factor de seguridad es aceptable, puesto que supera la unidad.

Como se mencionó, en esta validación también se genera un análisis modal. El procedimiento para realizar este análisis es básicamente el mismo del análisis estático estructural. La única diferencia en este análisis, es que solo deben asignarse las condiciones frontera. Con las condiciones frontera configuradas se procede a calcular los modos de vibración que se le indique al programa. Nuevamente, debido a la limitante de la licencia estudiantil con la que cuenta la universidad, solo se obtienen los primeros ocho modos de vibración de la estructura. En las siguientes figuras se muestran los modos de vibración que presentan las mayores deformaciones.

FIGURA 64. QUINTO MODO DE VIBRACIÓN DE LA ESTRUCTURA.

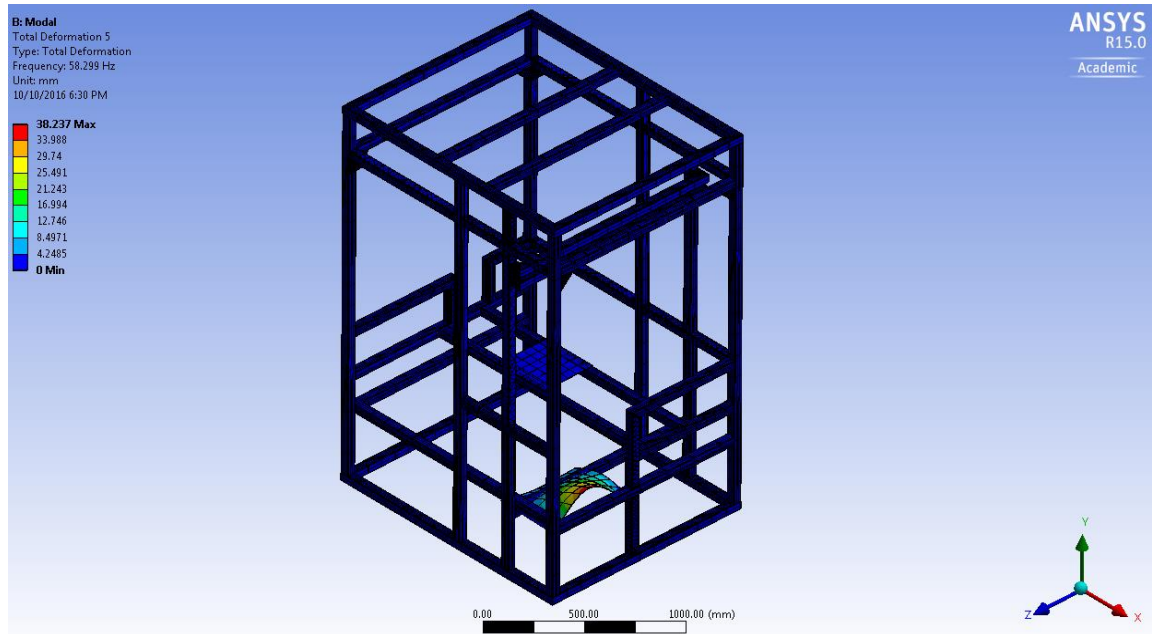
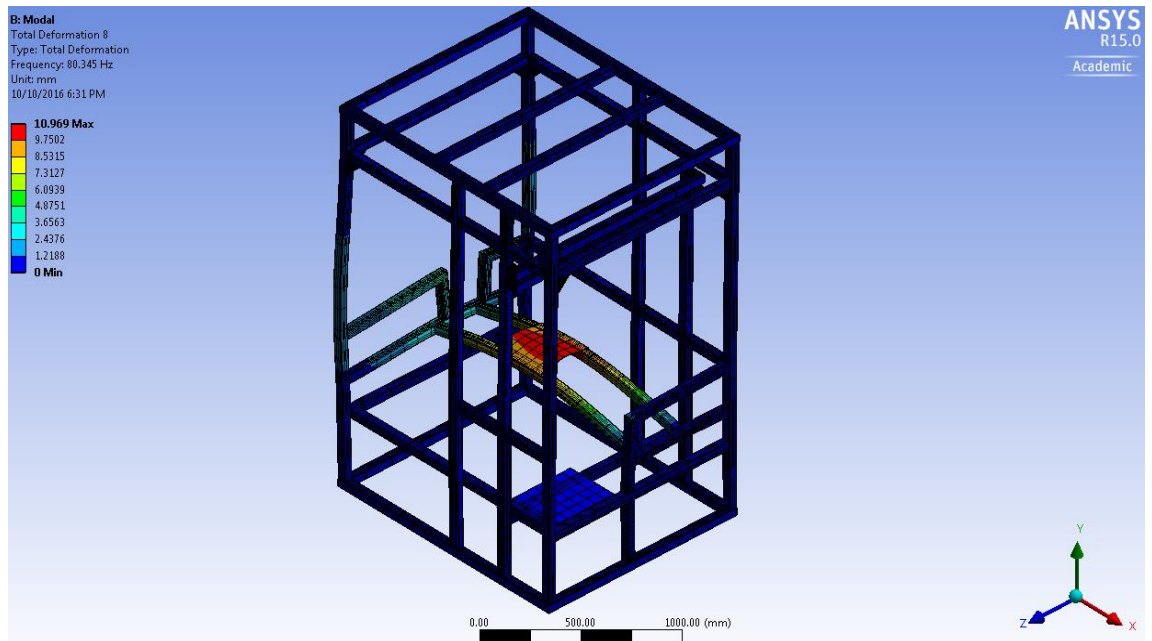


FIGURA 65. OCTAVO MODO DE VIBRACIÓN DE LA ESTRUCTURA.



Como se puede observar de las figuras anteriores, las deformaciones que sufre la estructura en cada una de los modos de vibración son considerablemente grandes. Por este motivo, es importante determinar los modos de vibración, para poder conocer cuáles son las frecuencias que harían entrar en resonancia a la estructura y podrían destruirla.

D. Fase de manufactura

Para llevar a cabo la verificación de cualquier diseño, es necesario construirlo y probarlo. Los modelos matemáticos, si bien son muy útiles, nunca pueden representar completa y precisamente el sistema físico real, por la necesidad que se tiene de simplificar mediante la suposición. Esto implica la fabricación de un prototipo físico. Aunque estos pueden ser caros de construir, es la forma más económica de probar un diseño sin tener que construir la máquina real. Los prototipos pueden ser de varias formas, como modelos a escala hasta representaciones de tamaño real.

La desventaja de los modelos a escala es que presentan ciertas complicaciones con respecto a la representación a la escala apropiada de los parámetros físicos. Por ejemplo, el volumen del material varía con el cubo de las dimensiones lineales, pero la superficie varía con el cuadrado. Así pues, la representación a escala de un sistema puede conducir a un comportamiento diferente del sistema a escala real.

Debido a la falta de recursos económicos y al hecho de que solo se desea representar el funcionamiento de todos los sistemas que componen la máquina empacadora se lleva a cabo la fabricación de un prototipo a escala.

1. Presupuesto del módulo. Con el propósito de determinar la viabilidad económica del proyecto se pretende llevar a cabo una estimación de costos y de esta manera poder determinar el presupuesto necesario para ejecutar el mismo.

Básicamente, la gestión de costos se puede dividir en tres fases principales: fase de inicio y planeamiento del proyecto, ejecución del proyecto y cierre de proyecto y puesta en marcha. Estas tres fases, a su vez están compuestas básicamente por el diseño de ingeniería, compra y adquisición, construcción y fabricación y terminación del proyecto.

La primera fase, que consta de los costos de inicio y planeamiento del proyecto no existen en este caso para la empresa ya que se ejecuta por parte del equipo de trabajo asignado por la universidad. Y las últimas dos fases quedan fuera del alcance de este trabajo ya que no se llevará a cabo la ejecución ni la puesta en marcha del sistema de manipulación. Sin embargo, el enfoque se hará en estimar los recursos económicos que se requieren para ejecutar la manufactura de los sistemas de este módulo. Debido a que se proponen dos sistemas para llevar a cabo la tarea de manipulación del producto, a continuación, se desglosa el presupuesto detallado de los componentes requeridos y al final se plantea el costo de cada una de estas propuestas; la primera incluye el actuador de Festo y la segunda toma en cuenta la manufactura del mecanismo de traslación horizontal de los envases.

Cabe mencionar, que, para la propuesta del actuador de Festo, se intentó contactar directa e indirectamente a la empresa por todos los medios posibles. Debido a que nunca hubo respuesta por parte de la empresa ni de los distribuidores, se procedió a buscar en Internet el precio individual de la mayoría de piezas que componen el actuador que se propone. Por lo tanto, el valor que se muestra a continuación es aproximado.

En el anexo F, se muestran las cotizaciones que se solicitaron para los materiales y las piezas estándar. Servica Industrial es un distribuidor autorizado de productos de Bando y de Megadyne, comercializan la línea de Megalinear de Megadyne. Actualmente no ofrecen la banda que se seleccionó, solo cuentan con banda de 25 mm de ancho en stock. La banda y las poleas que se seleccionaron las ofrecen bajo pedido, y no fue posible obtener una cotización firme. Por lo tanto, se solicitó el precio de la banda de 25 mm para estimar el precio de la de 10 mm. En el cuadro se muestra, un precio estimado considerando que es un producto que no venden con frecuencia.

Euroaceros comercializa barras de 20 mm en acero inoxidable 304. Debido a que en el momento en que se solicitó la cotización de esta barra, no tenían existencias, se solicitó una cotización por una barra de 1 pulgada de diámetro, y se tomó este valor como referencia para el presupuesto.

Actuador Festo de un eje							
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción		Precio		Precio total
1	Actuador Festo	1	8031049 YXCS		Q	56,000.00	Q 56,000.00
Total						Q 56,000.00	

Barras para la manufactura del mecanismo de manipulación								
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Dimensiones		Material	Precio	Precio total
				Diámetro	Largo			
1	Eje Guía	2	Guía del sistema de traslación	20 mm	50"	Acero inoxidable 304	Q250.00	Q 450.00
2	Soporte del eje	1	Soportes de guías	3.5"	12"	Aluminio 6061 T6	Q405.00	Q 405.00
3	Eje de polea	1	Eje de la polea dentada	3/4"	3"	Acero inoxidable 304	Q 11.00	Q 11.00

Planchas para la manufactura del mecanismo de manipulación										
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Dimensiones			Grosor	Material	Precio	Precio total
4	Placa de sujeción	1	Sujeción del sistema de traslación	4 ft	4ft	1/8"		Aluminio 6061 T6	Q700.00	Q 700.00
5	Placa de soporte	1	Sujeción del sistema de traslación	4 ft	4ft	1/4"		Aluminio 6061 T6	Q1,600.00	Q1,600.00

Manufactura del mecanismo de manipulación								
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Material			Precio	Precio total
6	Soporte del eje y servo	1	Manufactura del soporte de eje y servomotor	Aluminio 6061 T6			Q 4,250.00	Q 4,250.00
7	Soporte de rueda dentada	1	Manufactura del soporte de rueda dentada	Aluminio 6061 T6			Q 3,750.00	Q 3,750.00
8	Tapadera de	1	Manufactura de la tapadera del	Aluminio 6061 T6			Q 1,720.00	Q 1,720.00

Manufactura del mecanismo de manipulación						
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Material	Precio	Precio total
	soporte rueda dentada		soporte de la rueda dentada			
9	Soporte del rodamiento lineal guía	1	Manufactura del soporte del rodamiento lineal guía	Aluminio 6061 T6	Q 60.00	Q 60.00
10	Placa soporte Clamping Support	1	Manufactura del soporte Clamping support	Aluminio 6061 T6	Q 75.00	Q 75.00
11	Placa de sujeción	1	Corte con Waterjet de la placa de sujeción	Aluminio 6061 T6	Q 88.00	Q 88.00
12	Placa de soporte	1	Corte con Waterjet de la placa de soporte	Aluminio 6061 T6	Q 70.00	Q 70.00
13	Eje de polea	1	Eje de la polea dentada	Acero inoxidable 304	Q 1,450.00	Q 1,450.00

Piezas estándar del mecanismo de manipulación						
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Precio	Precio total	
14	Polea dentada	2	Polea de tiempo tipo T5	Q 480.00	Q 960.00	
15	Banda dentada	1	Tres metros de banda de sincronización tipo T5	Q 1,800.00	Q 1,800.00	
16	Rodamientos carga radial	1	Rodamiento de bolas SKF 618/8	Q 62.05	Q 62.05	
17	Rodamientos lineales	2	Rodamientos lineales SKF LTDR20- 2LS	Q 2,465.00	Q 4,930.00	
18	Rodamiento lineal	1	Rodamiento lineal SKF LUHR12-2LS	Q 1,900.00	Q 1,900.00	
19	Cilindro neumático	1	Actuador lineal DSBF-C-L-40-400- PA-N3-R	Q 3,659.80	Q 3,659.80	
20	Montaje de cilindro	2	Pie de fijación HCN-40	Q 269.00	Q 538.00	

21	Servomotor	1	EMMS-AS-40-MK-LS-SRB	Q	35,387.90	Q	35,387.90
Elementos de sujeción para el mecanismo de manipulación							
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Material	Precio	Precio total	
22	Tornillo avellanado	8	Tornillo métrico M6 x 16	Acero inoxidable 304	Q 4.86	Q	38.88
23	Tornillo	14	Tornillo métrico M6 x 16	Acero galvanizado	Q 1.90	Q	26.60
24	Arandela	4	Arandela métrica M6	Acero galvanizado	Q 0.65	Q	2.60
25	Tuerca	4	Tuerca métrica M6	Acero galvanizado	Q 1.04	Q	4.16
26	Tornillo cabeza hueca	4	Tornillo métrico M3 x 10	Acero inoxidable 304	Q 4.55	Q	18.20
27	Tornillo	4	Tornillo métrico M3 x 16	Acero inoxidable 304	Q 3.39	Q	13.56
28	Arandela presión	4	Arandelas de presión M3	Acero inoxidable 304	Q 0.74	Q	2.96
29	Arandela	4	Arandelas planas M3	Acero inoxidable 304	Q 1.15	Q	4.60
30	Tuerca	4	Tuerca métrica M3	Acero inoxidable 304	Q 1.56	Q	6.24
31	Tornillo	8	Tornillo métrico M5 x 16	Acero inoxidable 304	Q 1.99	Q	15.92
32	Arandela presión	6	Arandelas de presión M5	Acero inoxidable 304	Q 0.36	Q	2.16
33	Arandela	6	Arandelas planas M5	Acero inoxidable 304	Q 0.77	Q	4.62
34	Tuerca	6	Tuerca métrica M5	Acero inoxidable 304	Q 1.74	Q	10.44
35	Tornillo	1	Tornillo métrico M2 x 16	Acero galvanizado	Q 3.24	Q	3.24
36	Tornillo cabeza hueca	2	Tornillo métrico M5 x 16	Acero inoxidable 304	Q 5.08	Q	10.16
Total				Q	64,031.09		

Materiales para la manufactura del mecanismo de sujeción										
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Dimensiones			Material	Precio	Precio	Precio total
				Ancho	Largo	Grosor				
1	Placa fija	1	Placa superior fija	1 ft	1 ft	1"	Aluminio 6061	Q 667.00	Q 667.00	
2	Placa de 100 ml									
3	Placa de 250 ml									
4	Placa de 500 ml	1	Placas móviles	4 ft	4 ft	1/8"	Aluminio 6061	Q 700.00	Q 700.00	
5	Placa de 1000 ml									

Barras para la manufactura del mecanismo de sujeción										
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Dimensiones		Material	Precio	Precio	Precio total	Precio total
				Diámetro	Largo					
6	Eje Guía	1	Guía anti rotación	12 mm	22"	Acero inoxidable 304	Q 30.00	Q 30.00	Q 30.00	

Manufactura del mecanismo de sujeción										
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Material	Precio	Precio total	Precio total	Precio total	Precio total	Precio total
7	Placa fija	1	Manufactura de la placa fija	Aluminio 6061	Q 2,530.00	Q 2,530.00				
8	Placa de 100 ml	1	Corte con Waterjet de la placa 100 ml	Aluminio 6061	Q 55.00	Q 55.00	Q 55.00	Q 55.00		
9	Placa de 250 ml	1	Corte con Waterjet de la placa 250 ml	Aluminio 6061	Q 55.00	Q 55.00	Q 55.00	Q 55.00		
10	Placa de 500 ml	1	Corte con Waterjet de la placa 500 ml	Aluminio 6061	Q 65.00	Q 65.00	Q 65.00	Q 65.00		
11	Placa de 1000 ml	1	Corte con Waterjet de la placa 1000 ml	Aluminio 6061	Q 70.00	Q 70.00	Q 70.00	Q 70.00		

Elementos de sujeción para el mecanismo de sujeción								
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Material	Precio	Precio total		
12	Tornillo	4	Tornillo métrico M5x0.8x100	Acero galvanizado	Q 17.98	Q 71.92		
13	Tuerca	4	Tuerca métrica M5x0.8	Acero galvanizado	Q 1.16	Q 4.64		
14	Espaciador	4	Espaciador de 80 mm de longitud	Acero inoxidable	Q 150.00	Q 600.00		
Total					Q 4,848.56			

Materiales para la manufactura de la estructura								
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Dimensiones	Grosor	Material	Precio	Precio total
1	ANSI 2 x 2 x 1/8"	15	Tubo estructural cuadrado de 6m	2 pulg	2 pulg	1/8" Acero Inoxidable 304	Q768.00	Q11,520.00
2	ANSI L 1 x 1 x1/8"	1	Perfil angular de piernas iguales de 6m	1 pulg	1 pulg	1/8" Acero Inoxidable 304	Q 181.45	Q 181.45
3	Puertas y ventanas	6	Plancha de acrílico transparente	4 ft	8 ft	1/8" Acrílico	Q 715.00	Q 4,290.00
4	Placas de aislamien to	4	Placa frontal, laterales y posteriores	4 ft	8 ft	1/8" Acero Inoxidable 304	Q2,029.6	Q 8,118.40

Manufactura de la estructura								
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Material	Precio	Precio total		
5	Estructura	1	Manufactura de la estructura	Acero inoxidable 304	Q 20,000.00	Q 20,000.00		
6	Placa frontal	1	Corte con Waterjet de placa frontal	Acero Inoxidable 304	Q 325.00	Q 325.00		

Manufactura de la estructura							
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Material	Precio	Precio total	
7	Placa lateral derecha	1	Corte con Waterjet de placas lateral derecha	Acero Inoxidable 304	Q 311.00	Q 311.00	
8	Placa lateral izquierda	1	Corte con Waterjet de placas lateral izquierda	Acero Inoxidable 304	Q 318.00	Q 318.00	
9	Placa posterior	1	Corte con Waterjet de placa posterior	Acero Inoxidable 304	Q 308.00	Q 308.00	
10	Placa superior frontal	1	Corte con Waterjet de placa superior frontal	Acero Inoxidable 304	Q 234.00	Q 234.00	
11	Placas superiores laterales	2	Corte con Waterjet de placas superiores laterales	Acero Inoxidable 304	Q 198.00	Q 396.00	
12	Placa superior posterior	1	Corte con Waterjet de placa superior posterior	Acero Inoxidable 304	Q 234.00	Q 234.00	

Elementos de sujeción para la estructura							
Ítem	Pieza	Cantidad	Descripción	Material	Precio	Precio total	
13	Tornillo	85	Tornillo métrico M10x16	Acero galvanizado	Q 5.24	Q 445.40	
14	Tuerca	85	Tuerca métrica M10	Acero galvanizado	Q 3.81	Q 323.85	
15	Arandelas	170	Arandela M10	Acero galvanizado	Q 1.12	Q 190.40	
16	Roldana de presión	85	Roldana de presión M10	Acero inoxidable	Q 1.28	Q 108.80	
Total					Q 47,304.30		

Gran total propuesta 1 Q 108,152.86

Gran total propuesta 2 Q 116,183.95

2. **Diseño del prototipo.** Como se mencionó, se pretende diseñar y construir un prototipo que permita demostrar que se cumplen las funciones requeridas de los distintos sistemas que se desarrollan en este módulo. Considerando que estos pueden ser caros de construir, se busca utilizar los materiales y dispositivos a los que se tenga alcance. Como punto de partida, se busca en el departamento de ingeniería mecánica e ingeniería electrónica de la Universidad del Valle de Guatemala, para identificar los equipos y dispositivos mecánicos disponibles para la fabricación del prototipo.

Para representar el mecanismo de manipulación en el prototipo, se tienen disponibles actuadores lineales neumáticos, válvulas para controlarlos y además también se tienen disponibles servomotores. El inconveniente del servomotor, es que la Universidad no cuenta con ningún tipo de poleas dentadas y mucho menos con bandas de sincronización “Open end”. Por lo tanto, esta opción no es tan factible, ya que se tendría que comprar estos componentes, para poder utilizarlos en el prototipo.

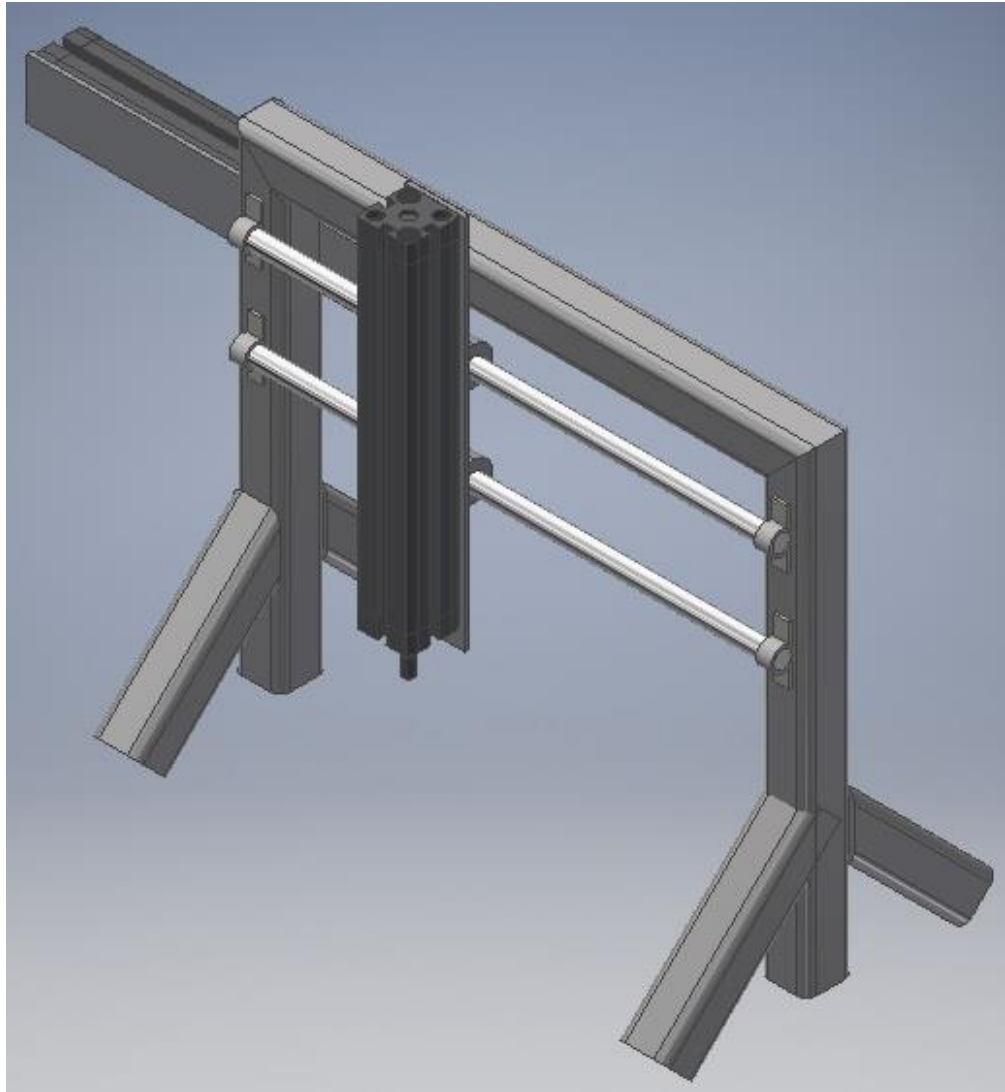
Considerando la disponibilidad de actuadores lineales, y que el propósito del prototipo es mostrar la función que cumple cada uno de los sistemas diseñados, no necesariamente se debe utilizar el mismo tipo de componente que acciona los distintos mecanismos en la máquina real. Además, debido a que el prototipo no debe cumplir con los requerimientos de la máquina real, en el diseño de este, se puede considerar ciertas soluciones que se descartaron en el diseño de la máquina real debido a que no cumplían con los requerimientos. Una de estas soluciones, es la utilización de un actuador lineal para accionar el eslabón primario del mecanismo de manipulación. En la máquina real, esta solución no cumplía con los requerimientos ya que requiere de mucho espacio. Por este motivo, se desechó y se decidió utilizar un actuador rotativo eléctrico para accionar el eslabón ya que el espacio que ocupa es mucho menor. Esta solución simplifica en gran medida el mecanismo de manipulación y además facilita mucho la fabricación del mismo. Por lo tanto, para el accionamiento de los dos eslabones del mecanismo de manipulación se utiliza actuadores lineales neumáticos proporcionados por el departamento de ingeniería mecánica de la Universidad del Valle de Guatemala. Para el carro del mecanismo de manipulación existen ciertas soluciones que permiten representar el funcionamiento que debe realizar este elemento. Luego de analizarlas todas, se determina que la solución más sencilla y factible, es la adquisición de rodamientos lineales y ejes guías para impresoras 3D. Al carro se une una placa sobre la cual se sujeta el actuador lineal del eslabón vertical, y en la parte de atrás se acopla el otro cilindro neumático para desplazar el carro de un extremo al otro sobre las guías.

Para representar el mecanismo de sujeción en el prototipo, la gran simplificación que se realiza es sujetar un único envase. Para este se utiliza un generador de vacío sumamente pequeño, y que es capaz de sujetar solo un envase. Este componente se acopla directamente al extremo del vástago del actuador lineal vertical.

Cabe mencionar que este prototipo se desarrolla solo en conjunto al módulo de neumática, por lo tanto, la estructura se puede simplificar de tal manera que solo soporte los elementos simplificados de este módulo

y del módulo de neumática. Para representar la estructura se utiliza tubo estructural cuadrado de 1" y de 1/16" de grosor de pared. Y la geometría de la estructura, es función de los soportes que se requieren para sujetar todos los elementos que componen el prototipo. En la siguiente figura se muestra el diseño propuesto para el prototipo.

FIGURA 66. DISEÑO DEL PROTOTIPO DEL SISTEMA DE MANIPULACIÓN.



3. Manufactura del prototipo. A continuación, se muestran algunas imágenes del proceso de manufactura del prototipo.

FIGURA 67. PROCESO DE MEDICIÓN DE LAS PLACAS QUE SOPORTAN LOS CILINDROS.



FIGURA 68. PROCESO DE CORTE Y UNIÓN DEL TUBO ESTRUCTURAL.



FIGURA 69. PROCESO DE SOLDADURA PARA GENERAR EL MARCO.

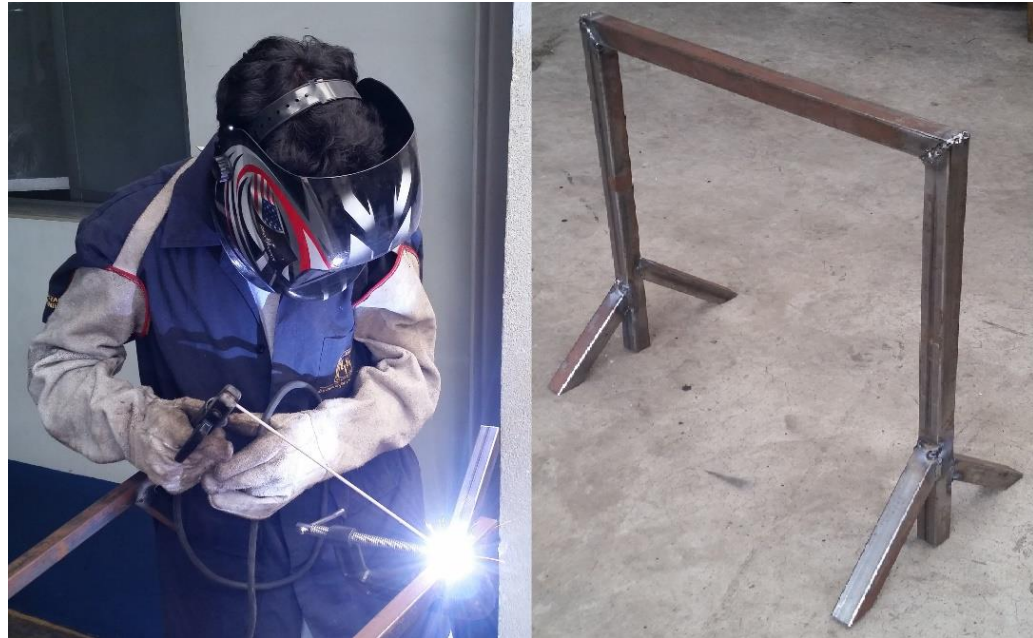


FIGURA 70. PROCESO DE UNIÓN DE LOS EJES GUÍAS Y DEL CILINDRO AL MARCO.



FIGURA 71. PROCESO DE PINTURA Y ENSAMBLE DE LOS ELEMENTOS.



V. MÓDULO DE MANIPULACIÓN DE CAJAS

A. Marco teórico

1. Embalaje. El embalaje es la cobertura que da mayor protección y poder de manipulación a las mercancías envasadas. La función principal del embalaje es perfeccionar las condiciones para el almacenamiento, transporte y llegada al destino de los productos en óptimo estado. El embalaje es llamado “el envase del envase”. Mientras el envase contiene al producto y promueve su identidad, el embalaje se encarga de proteger al envase. El embalaje es la protección colectiva de envases, es por eso que es considerada también como almacenamiento. (INTI, 2012)

a. Contexto histórico. El uso de las vasijas de arcilla se inició en el año 8000 antes de nuestra era, y con ella comienza la historia del embalaje. Desde esa época, el embalaje se ha ido modernizando a través de los años para poder satisfacer las nuevas necesidades de las empresas con una cantidad grande de producción.

Como datos cronológicos se pueden mencionar:

- Año 1550 a.C donde se utilizaban hojas de palma para poder envolver diferentes productos de granja,
- En el año 750 d.C. llega la fabricación de papel al Oriente Medio, que seguidamente es llevada a Italia y Alemania,
- En 1700 la fabricación de papel es llevada a Estados Unidos y se tiene un avance.
- En 1841 se implementan las cajas de cartón que son cortadas y dobladas a mano
- En 1890, las cajas dejan de ser cortadas a mano para fabricarse de manera impresa.
- Y no es hasta 1900 que M. W. Kellogg lanza el paquete de cereales. (PeruvianFair, 2016)

El proceso de embalaje a gran escala es realizado de manera automática, donde el operario manipula únicamente la máquina y no el producto que se va a empaquetar. Los procesos de embalajes eficientes exigen un grado de automatización, esto hace necesario seleccionar un cierto concepto de seguridad, tanto para la máquina como para los controles y accionamientos.

b. Tipos de embalaje. Los embalajes pueden ser clasificados según la materia prima que transportan, se pueden mencionar embalajes primarios, secundarios y terciarios.

Los embalajes primarios se encuentran en contacto directo con la mercancía. Los embalajes secundarios transportar aquellos productos que ya se encuentre de su embalaje primario. El embalaje terciario es utilizado para movilizar muchos de los embalajes tipo secundario. Además, el embalaje se puede clasificar según el tipo de material del que están hechos:

- Madera: Son utilizados para productos que tienen poco peso o productos pequeños, pero pueden soportar hasta 500kg.

FIGURA 72. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE EMBALAJE DE MADERA

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Renovable	Ocupa espacio cuando está vacío
Reutilizable, reciclable y degradable	Su uso es limitado para muchos productos alimenticios
Alta resistencia al impacto y compresión	Permeable (permite el ingreso de líquidos y aromas)
Versatilidad de formas. Permite el envasado económico de equipos pesados	El envasado es manual ya que no hay maquinaria
Aislante y opaco para el caso de productos que no pueden estar expuestos a la luz.	
Se necesita poca inversión para su fabricación.	

- Cartón: Es uno de los materiales más usados debido a que son muy seguros y fuertes. El cartón que se observa en la mayoría de los productos empaquetados es el cartón corrugado o corrugado doble, que se utiliza en productos como frutas, electrodomésticos, entre otros.

FIGURA 73. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE EMBALAJE DE CARTÓN

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Reciclables y degradables. Facilidad para compostar, es decir, descomponer sus restos	Pueden ser frágiles y romperse (por ejemplo si se moja)
Son livianos	Permeables ante gases, aromas y líquidos (puede dejarle olor al producto)
Versatilidad de formas y dimensiones. Adaptable a los productos	
Fácil impresión y decoración	
Son económicos	

- Plástico: Este tipo de embalaje es muy utilizado porque resulta ser muy práctico liviano y resistente. Generalmente están hechos de polipropileno, cloruro de polivinilo, entre otros.

Otras clasificaciones de los embalajes pueden ser las siguientes:

- Contenedor: Son utilizados para transportar ya sea en medio terrestres, marítimos, o aéreos. Son de gran tamaño porque movilizan objetos muy pesados.
- Pallet: es una plataforma que sirve para conservar y transportar cargas y productos similares a tarimas. Pueden ser planos o con superestructura.
- Grandes bolsas: muy conocidos por su término en inglés “big bags”. Se utilizan para para movilizar producto o para guardar. Son consideradas económicas y sirven para manipular materiales de construcción.
- Sacos: Son bolsas hechas generalmente de papel o algún elemento que sea flexible, por ejemplo, el plástico. (Enciclopedia de Clasificaciones. 2016)

2. Tipos de máquinas de embalaje. En el mercado se encuentran diferentes tipos de máquinas de embalaje, desde las más sencillas que se encargan únicamente de transportar cajas, hasta la más compleja y robusta que es la encargada de llevar el control total de la producción.

Dentro la maquinaria robusta para el proceso de embalaje, se puede mencionar la máquina de OMRON, la cual es una máquina empaquetadora de cajas de cartón. Dicha máquina tiene un alimentador giratorio que extrae una caja de cartón del depósito, la cual se transporta hasta la posición de recepción del sistema de recogida y colocación. Seguidamente, es manipulada por dos robots, que son los encargados de recoger los artículos agrupados y los apilan en las cajas de cartón.

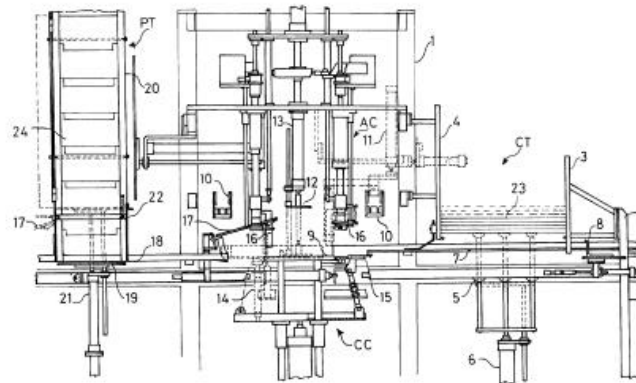
Este tipo de máquina robotizada cuenta con los siguientes componentes:

- Sistema giratorio de colocación
- Módulo de alimentación automatizada, siendo este un sistema automático guiado por una banda transportadora que apila los artículos en la caja de cartón.
- Cintas transportadores, cuentan con dos topes que empujan la parte trasera de la caja y la transportan hasta la estación del plegado
- Cinta de prensado superior, consta de dos cintas que agrupan los artículos y realizan un plegado lateral.
- Cintas transportadoras laterales: son dos topes que empujan de manera lateral la caja y la transportan durante la fase de encolado y cierra de las tapas.
- Unidad de cierre del panel superior: Estos paneles se pliegan mediante la acción alterna de dos placas. Cada placa está instalada en un eje en línea accionado por correas.
- Sistema de posicionamiento superior: las cajas quedan fijas gracias a la acción de los topes de empuje. Entran en acción los tres de puntos del sistema de correas que alinean las tapas y forman un cuadrado.

- Estación de perforado: entra en acción un sistema giratorio que perfora lateralmente las cajas para poder plegar las pestañas hacia adentro. (OMRON, 2016)

También se conocen procesos de máquinas automáticas dobladoras de cajas de cartón bastante antiguas, por ejemplo, se puede mencionar la máquina creada por Jaime Casañé Roca, en España en 1988.

FIGURA 74. MÁQUINA AUTOMÁTICA DOBLADORA DE CAJAS DE CARTÓN DE 1988



3. Automatización industrial. La automatización industrial es la aplicación de diferentes tecnologías para poder controlar y monitorear procesos, máquinas, o dispositivos que cumple funciones o tareas cíclicas, haciendo que se opere de manera automática para poder reducir la intervención humana. Lo que se busca con este tipo de ayuda es generar la mayor cantidad de producto en el menor tiempo posible, con el fin de reducir costos y garantizar la calidad.

Cada día el ingenio y la creatividad del ser humano han logrado facilitar muchos procesos dentro de la industria, a través de la automatización.

La automatización industrial es posible gracias a la unión de varias tecnologías, tales como la instrumentación que nos permite medir las variables de la materia en diferentes estados, la neumática, los motores, los sensores, entre otros. Además, la encontramos en muchos sectores de la economía como en la fabricación de alimentos, productos farmacéuticos, productos químicos, en la industria automotriz, gráfica y petrolera, así como en plásticos y telecomunicaciones. Pero, no sólo se aplica a máquinas o fabricación de productos, sino que también se aplica a la gestión de procesos, servicios de manejo de la información, a mejorar procesos para tener un mejor desempeño, desde la instalación, mantenimiento, diseño y contratación.

a. Historia de la automatización industrial. Los egipcios utilizaron brazos mecánicos y los unieron a las estatuas de sus dioses para que fueran operados por sacerdotes, quienes clamaban que el movimiento que realizaban era inspiración de los dioses.

Los griegos crearon estatuas que eran manipuladas a través de sistemas hidráulicos, esto lo hacía para fascinar a las personas que adoraban sus templos.

En 1805, Henri Maillardet, construyó una muñeca mecánica manipulada por una serie de levas que era capaz de escribir y dibujar.

Al-Jazari fue uno de los más grandes ingenieros de la historia. Al-Jazari inventó el cigüeñal y los primeros relojes mecánicos que eran movidos por peso y por agua.

Mientras se hacían avances en la industria, la economía que estaba basada en el trabajo manual fue sustituida por la introducción de maquinaria.

«La fabricación automatizada surgió de la íntima relación entre fuerzas económicas e innovaciones técnicas como la división del trabajo, la transferencia de energía y la mecanización de las fábricas, y el desarrollo de las máquinas de transferencia y sistemas de alimentación»
(McLuhan, 1996)

La revolución industrial es considerada como el mayor cambio socioeconómico, tecnológico y cultural de la historia ocurrido entre finales del siglo XVIII y principios del siglo XIX, dicho acontecimiento empezó en el Reino Unido y se expandió por el resto del mundo.

La historia de la automatización industrial está caracterizada por constantes periodos de innovación tecnológica, debido a que están muy ligadas a sucesos económicos mundiales. Su fin es aumentar la competitividad de la industria, por lo que se está en constante actualización. (Rocatek, 2016)

b. Aplicaciones. Entre Las principales aplicaciones industriales podemos encontrar las siguientes:

- Fundición en molde. Esta fue la primera aplicación industrial
- Soldadura a punto.
- Soldadura de arco
- Moldeado por extrusión
- Forjado

- Aplicaciones de prensado
- Pinturas y tratamiento de superficies
- Moldeado plástico
- Aplicaciones en fundición
- Carga y descarga de máquina herramienta
- En aparatos y maquinaria eléctrica y electrónica.
- Otros campos de aplicación de la automatización son: embotelladoras, empacadoras, industrias azucareras, cementeras, ensambladoras de partes, industrias de plástico, entre otros.

c. Ventajas y desventajas. Entre las ventajas se tienen las siguientes:

- Aumento de calidad
- Aumento de rendimiento y productividad
- Reducción de costos directos con mano de obra
- Alto grado de precisión
- Da oportunidad a trabajadores de asumir otras funciones
- Ofrece puestos de trabajo de nivel superior.
- Reduce el tiempo de operación

Entre las desventajas se pueden listar:

- Limitado nivel de inteligencia al momento de problemas en la máquina
- Costos de desarrollo excesivo
- Alta inversión inicial
- Necesidad de espacios amplios dentro de la empresa

B. Metodología

1. **Identificación de la necesidad.** Se requiere automatizar el proceso de embalaje en la línea de producción de insecticidas agrícolas en una planta de producción en Guatemala.

La línea de producción manipula cuatro diferentes presentaciones de envases, por lo que se necesitan cuatro presentaciones de cajas.

Actualmente, la manipulación de caja se realiza de manera manual, en donde el operario es el encargado de tomar la caja y colocarla en un mecanismo que cierra las paletas inferiores, por lo que la producción se ve limitada al tiempo en que al operario le tome realizar estos movimientos, los cuales, no son constantes.

La necesidad de la empresa, es mejorar el rendimiento de su producción, por lo que se necesita automatizar el proceso, en el cual el operario ya no sea quien manipule el despliegue de cajas y la colocación de botellas.

Las cajas se estarán manipulando en dos estados diferentes, como se pueden observar en la Figura 75. Las dimensiones de las cajas de acuerdo al estado en que se manipulan, se muestran en el Cuadro 26 y Cuadro 27 respectivamente.

FIGURA 75. ESTILO DE CAJAS



Caja desplegada y cerrada de paletas inferiores



Caja plegada

CUADRO 26. DIMENSIONES DE CAJAS PLEGADAS

Presentación	Dimensiones de la caja (Volumen)
100 mL	54.5 cm x 1 cm x 33.5 cm
250 mL	59.5 cm x 1cm x 42 cm
500 mL	64.5 cm x 1 cm x 51 cm
1 L	65 cm x 1 cm x 54 cm

CUADRO 27. DIMENSIONES DE CAJAS DESPLEGADAS Y CERRADA DE LA PARTE INFERIOR

Presentación	Dimensiones de la caja (Volumen)
100 mL	30 cm x 24.5 cm x 21.5 cm
250 mL	32.5 cm x 27 cm x 29 cm
500 mL	35 cm x 29.5 cm x 36.5 cm
1 L	37cm x 28cm x 40 cm

El espacio para poder trabajar es bastante limitado, ya que únicamente se cuenta con un área de 2m x 1m, por lo que se debe acoplar el mecanismo de cierre de paletas inferiores al sistema de manipulación de botellas.

2. Investigación preliminar

a. Máquinas en el mercado. Actualmente existen máquinas en el mercado que pueden suplir la necesidad del embalaje, tal como se puede observar en la Figura 76. Esta máquina puede llegar a costar hasta \$10,000 dependiendo de los requerimientos que se deseen. Tiene un mecanismo para succionar la caja y desplegarla y otro mecanismo para cerrar las paletas inferiores de la caja y posicionarla en la banda transportadora para que pueda ser llevada al siguiente proceso.

FIGURA 76. MÁQUINA DE EMBALAJE GPK-40H18



En la Figura 77, se muestra otro tipo de máquina que realiza el proceso de cerrar las paletas superiores de la caja. En esta máquina, la caja ya tiene que llegar desplegada al inicio de la banda transportadora para poder cumplir con el objetivo.

Cabe mencionar, que su mecanismo está compuesto por un cilindro neumático que es el encargado de mover una especie de palanca para empujar la paleta frontal y cerrarla.

Para el cierre de las paletas laterales no se utiliza ningún actuador; este se logra al hacer pasar la caja contra unas guías mecánicas que fuerzan mover a las paletas laterales a su posición cerrada. El proceso se puede observar en la Figura 78.

FIGURA 77. MÁQUINA DE CIERRE DE PALETAS SUPERIORES MODELO YX-GPC50-A



FIGURA 78. PROCESO DE CIERRE DE PALETAS SUPERIORES



Además, se pueden encontrar en el mercado diferentes proveedores con el mismo mecanismo para el cierre de paletas superiores, como ejemplo se puede mostrar la máquina elaborada por KENSIN LOGEN INTERNATIONAL, en la Figura 79, en donde dicha máquina cumple con el cierre de paletas, además que trae incorporado el despliegue de cajas, el cual no lo trae la máquina YX-GPC50-A.

FIGURA 79. MÁQUINA PARA CIERRE DE PALETAS SUPERIORES DE KLONGER



Existen otro tipo de máquinas como las que se muestra en la Figura 80, que tienen la misma característica que el modelo YX-GPC50-A en cuanto a las varillas en ángulo para cerrar las paletas laterales y para cerrar la primera paleta frontal, pero en la parte inferior de la caja, por lo que el mecanismo se puede acoplar para ambas posiciones.

FIGURA 80. HAMRICK TRI-PACK CASE ERECTOR

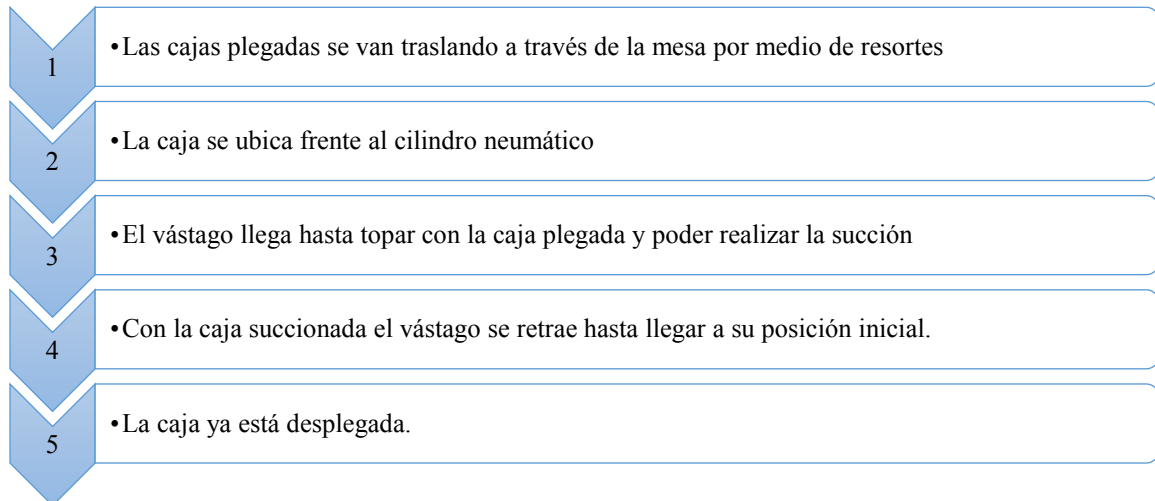


Otra característica que tienen en común las máquinas presentadas, es el despliegue de cajas, debido a que lo realizan de forma vertical a través de ventosas.

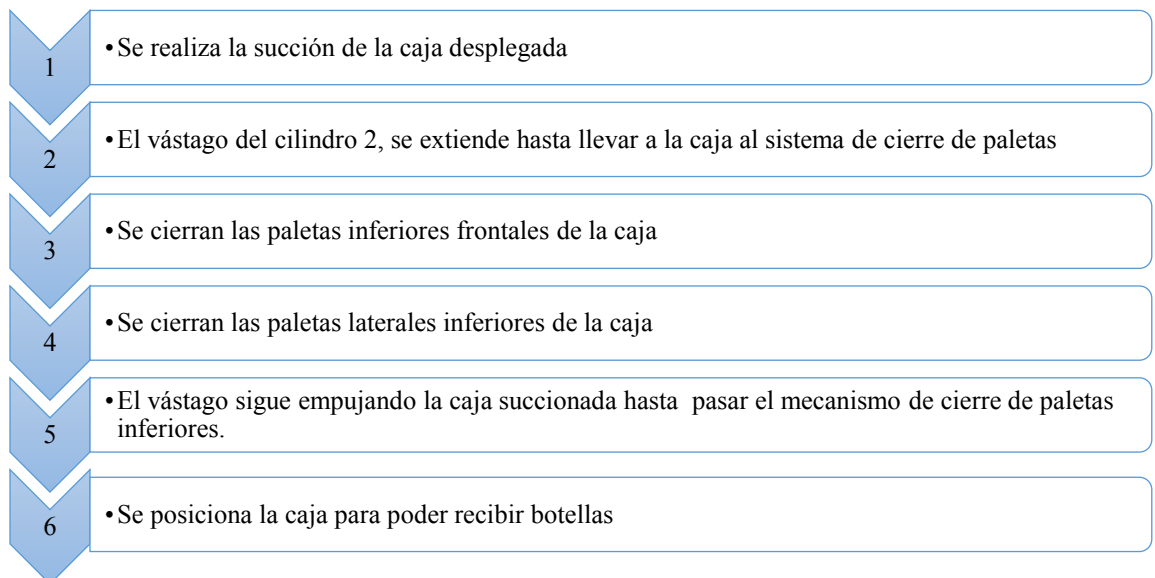
A continuación, se muestran las características específicas de algunas máquinas presentadas anteriormente.

b. Concepto de operaciones

1) Operaciones del sistema para despliegue de caja



2) Operaciones del sistema para cierre de paletas y transporte de caja



c. Requerimientos

CUADRO 28. ESPECIFICACIONES DE LA MÁQUINA EMPACADORA

Código	ID Concepto	Descripción general
E1.0	Ordenamiento de botellas	Debe tomar las botellas de la banda transportadora, y ordenarlas en una matriz en función de la presentación que se esté empacando.
E2.0	Sistema de manipulación	Debe tomar la matriz ordenada de botellas, y debe transportarlas y colocarlas dentro de las cajas de cartón.
E3.0	Manipulación de cajas	Debe tomar la caja plegada, abrirla y cerrar las paletas inferiores, para de esta manera entregar la caja con las paletas superiores abiertas y lista para recibir la matriz de botellas.
E4.0	Sistema de potencia	Debe suministrar, la potencia requerida para alimentar todos los componentes de la máquina que lo requieran.
E5.0	Sistema de control	Debe leer las señales de entrada del sistema para ordenar la ejecución de operaciones de empaque de producto, interacción con el operario y seguridad industrial, según la necesidad del usuario.
E6.0	Sistema de energía	Debe transformar aire comprimido en la energía necesaria para mover y hacer funcionar los mecanismos que lo requieran.

CUADRO 29. DESPLIEGUE DE CAJAS

Despliegue de cajas				
Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E3.1	Máquina principal	Debe poder desplegar 4 tipos de presentaciones de cajas	Alta	Colocar 4 presentaciones de cajas en la máquina y desplegadas
E3.2	Máquina principal	Las cajas deben estar en la posición correcta para poder desplegarlas	Alta	Midiendo la distancia que hay desde el elemento de succión hasta la caja
E3.3	Máquina principal	Las cajas plegadas deben irse moviendo para colocarse en la posición en donde serán tomadas para desplegarlas	Alta	Midiendo el movimiento lineal de las cajas
E3.4	Máquina principal	Las cajas plegadas deben ser colocadas por el operario	Alta	El mecanismo de empuje de cajas no tiene un mecanismo extra para colocar cajas
E3.5	Máquina principal	Las cajas desplegadas deben ser manipuladas por un sistema automático	Alta	Las cajas son desplegadas a través de cilindros neumáticos

CONTINUACIÓN CUADRO 29.

Despliegue de cajas

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E3.6	Máquina principal	Debe haber espacio para que el operario pueda colocar más cajas sin ser expuesto a algún peligro	Alta	La mesa de colocación de cajas estará fuera de la máquina principal
E3.7	Máquina principal	Las cajas plegadas deben estar apiladas	Alta	Observar las cajas que están sobre la mesa principal
E3.8	Máquina principal	El despliegue debe realizarse a través de un mecanismo utilizando succión	Alta	Verificar que el cilindro neumático tope la superficie de la caja
E3.9	Máquina principal	El espacio mínimo para desplegar caja debe ser del tamaño de la presentación de 1 litro	Alta	Medir el área de trabajo utilizando como medida básica el área de la caja más grande
E3.10	Máquina principal	La caja desplegada debe estar posicionada en línea recta al mecanismo de transporte hacia la banda	Alta	Medir el ángulo entre mecanismo de transporte y mecanismo de despliegue.
E3.11	Máquina principal	Los cilindros neumáticos deben soportar el peso de la caja	Alta	Realizar cálculos de esfuerzos
E3.12	Máquina principal	La caja debe desplegarse por completo sin importar qué presentación se esté manipulando	Alta	Colocar las 4 presentaciones de cajas y desplegarlas
E3.13	Máquina principal	El mecanismo de despliegue debe estar incorporado dentro de la estructura de la máquina principal	Alta	Observar que el mecanismo no quede fuera de la máquina principal
E3.14	Máquina principal	El mecanismo de despliegue debe acoplarse a la estructura de la máquina principal para ahorrar espacio.	Alta	Colocar el mecanismo en un punto específico en donde pueda ser aprovechado el espacio.

CONTINUACIÓN CUADRO 29.

Despliegue de cajas

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E3.15	Máquina principal	No debe presentar mecanismos que expongan la seguridad del operario	Alta	Realizar pruebas con la máquina

CUADRO 30. CIERRE DE PALETAS.

Cierre de paletas

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E3.16	Despliegue de cajas	Primero debe cerrar las paletas frontales inferiores	Alta	Este mecanismo debe interactuar con la caja antes del mecanismo de cerradura de paletas laterales inferiores
E3.17	Despliegue de cajas	Después de cerrar las paletas inferiores frontales debe cerrar las paletas inferiores laterales	Alta	Observar que se hayan cerrado las paletas frontales inferiores y que el mecanismo comience a trabajar.
E3.18	Despliegue de cajas	El mecanismo de cierre de paletas debe acoplarse a los cuatro tipos de presentaciones	Alta	Realizar pruebas con los cuatro tipos de presentaciones
E3.19	Despliegue de cajas	No debe colocarle tape a las paletas después de cerrarlas	Alta	Entregar la caja sin ser sellada.
E3.20	Despliegue de cajas	Debe soportar el peso de la caja	Alta	Realizar un análisis de esfuerzos en la parte crítica que sostiene a la caja.
E3.21	Despliegue de cajas	Debe acoplarse a las diferentes alturas de las paletas	Alta	Realizar pruebas con las 4 presentaciones de cajas
E3.22	Despliegue de cajas	No debe estropear la caja	Alta	Realizar pruebas con las 4 presentaciones de cajas
E3.23	Despliegue de cajas	Debe de realizarse automáticamente	Alta	El operario no debe realizar ningún proceso de despliegue de caja, transporte y cierre de paletas.
E3.24	Despliegue de cajas	No debe cerrar las paletas superiores	Alta	Observar que las paletas superiores no han sido cerradas

CONTINUACIÓN CUADRO 30.

Cierre de paletas

Código	ID	Concepto	Descripción general	Prioridad	Verificación
		antecesor			
E3.25		Despliegue de cajas	Debe acoplarse a la estructura de la máquina	Alta	Crear el mecanismo dentro de la máquina principal
E3.26		Despliegue de cajas	Debe situarse enfrente del mecanismo de despliegue de caja	Alta	Alinear el mecanismo de cierre de paletas al mecanismo de despliegue de cajas
E3.27		Despliegue de cajas	Debe de construirse con materiales livianos	Alta	Cuantificar el peso del material
E3.28		Despliegue de cajas	Debe construirse con materiales resistentes a la corrosión	Alta	Revisar la ficha técnica del material
E3.29		Despliegue de cajas	No debe presentar mecanismos que expongan la seguridad del operario	Alta	Observar que el operario no deba realizar ninguna operación dentro de la máquina.
E3.30		Despliegue de cajas	Debe de construirse con materiales livianos	Alta	Cuantificar el peso del material

CUADRO 31. TRANSPORTE Y POSICIONAMIENTO.

Transporte y posicionamiento

Código	ID	Concepto	Descripción general	Prioridad	Verificación
		antecesor			
E3.31		Cierre de paletas	Debe quedar al borde de la caja para que pueda succionarla	Alta	Medir la distancia del borde del vástago al borde de la caja.
E3.32		Cierre de paletas	Debe acercarse a la caja desplegada sin crearle algún doblez	Alta	Realizar pruebas con las cajas.
E3.33		Cierre de paletas	No debe dañar la caja desplegada	Alta	Realizar pruebas de transporte.
E3.34		Cierre de paletas	Debe transportar la caja tomándola por el centro y no por las paletas inferiores y/o superiores.	Alta	Colocar el borde del vástago en la parte frontal de la caja.
E3.35		Cierre de paletas	Debe acoplarse para transportar 4 tipos de presentaciones de cajas	Alta	Realizar pruebas con los cilindros neumáticos.

CONTINUACIÓN CUADRO 31.
Transporte y posicionamiento

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E3.36	Cierre de paletas	Debe trasladar la caja hasta el mecanismo de cierre de paletas inferiores	Alta	El vástago del cilindro neumático debe llevar a la caja hasta la siguiente fase.
E3.37	Cierre de paletas	Debe dejar de transportar la caja hasta que sus paletas hayan sido cerradas	Alta	Observar que las paletas inferiores de la caja hayan sido cerradas.
E3.38	Cierre de paletas	Debe posicionar la caja en línea recta, alineada con la banda transportadora	Alta	Observar que la caja quede dentro de la banda transportadora y pueda ser movilizad.
E3.39	Cierre de paletas	Debe ser capaz de transportar la caja de manera automática	Alta	Observar que el operario no deba realizar algún proceso para transportar la caja
E3.40	Cierre de paletas	Debe tener un paro de emergencia	Alta	Colocar un botón de paro de emergencia
E3.41	Cierre de paletas	No debe presentar mecanismos que expongan la seguridad del operario	Alta	Todo lo que será manipulado por el operario debe estar fuera de la máquina
E3.42	Cierre de paletas	Debe utilizarse materiales resistentes a la corrosión	Alta	Verificar la ficha técnica del material
E3.43	Cierre de paletas	Debe acoplarse a la estructura de la máquina principal	Alta	Colocar el mecanismo acorde a la estructura de la máquina principal

3. Ideación e invención. Para realizar el diseño de la máquina se generaron varias ideas, las cuales fueron evaluadas dependiendo de la necesidad del proceso.

A continuación, se muestra los dos diseños iniciales para poder cumplir con la necesidad del cierre de paletas inferiores de las cajas. Dichos diseños deben acoplarse a las cuatro presentaciones diferentes de las mismas.

a. Mecanismo para cerrar paletas inferiores. Para el primer diseño, tal como se muestra en la Figura 81, el mecanismo ideado para cerrar las paletas inferiores laterales consta de un cilindro neumático que al ser accionado empujará una base para cerrar las paletas, por lo que es necesario utilizar dos cilindros, uno para cada paleta lateral. El cilindro debe mantenerse con el vástago extendido hasta que la caja termine de pasar por la base.

Para cerrar la primera paleta frontal, ésta hará contacto con una base curvada que será la encargada de doblarla e irla cerrando mientras la caja se está transportando. La segunda paleta frontal será cerrada a través de una placa doblada que está en el extremo del vástago de un cilindro neumático, tal como se puede ver en la Figura 82.

FIGURA 81. MODELO 1 PARA CIERRE DE PALETAS INFERIORES LATERALES

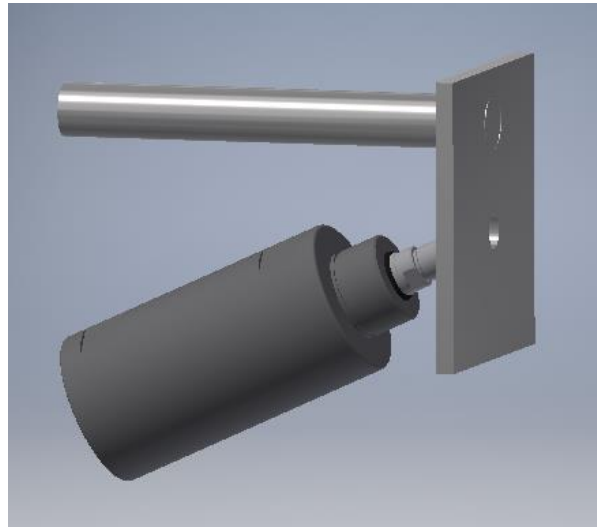
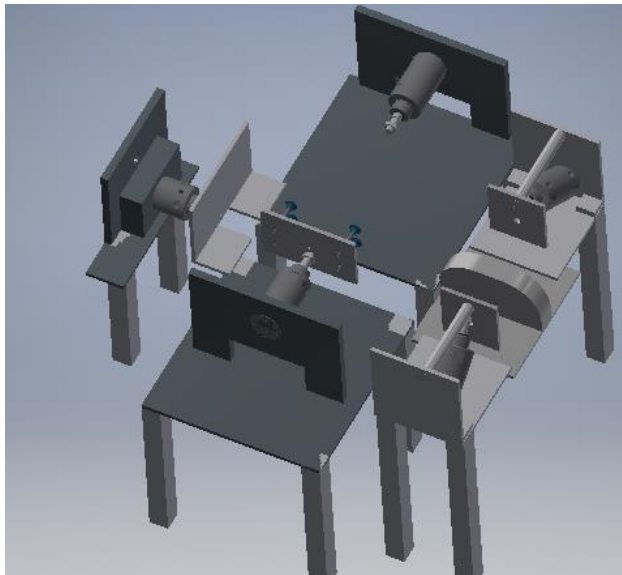


FIGURA 82. MODELO 1 PARA CIERRE DE PALETAS INFERIORES FRONTALES

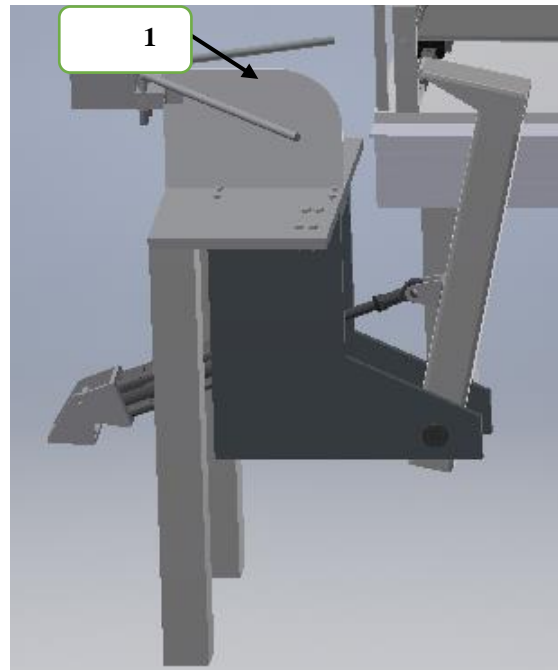


Para el segundo diseño, se puede observar en la Figura 83, el cierre de paletas, en el cual la primera paleta frontal es cerrada cuando la superficie 1 hace contacto con ella, y termina de cerrarse cuando la caja ya ha sido transportada hacia el principio de la banda transportadora de salida. La segunda paleta frontal es cerrada cuando el cilindro neumático que está articulado al perfil cuadrado es accionado y hala al perfil para que éste retorne a su posición vertical, es decir cuando el vástago se ha retraído.

La posición inicial del cilindro es cuando está el vástago extendido y el perfil se encuentra a un ángulo de 24.77° medido desde la horizontal. Dicha posición se mostrará más adelante.

Para cerrar las paletas laterales, este modelo consta de dos varillas que se encuentran posicionadas a cierto ángulo, las cuales, al hacer contacto con la caja, irán cerrando las paletas mientras la caja esté en movimiento.

FIGURA 83. MODELO 2 PARA CIERRE DE PALETAS INFERIORES

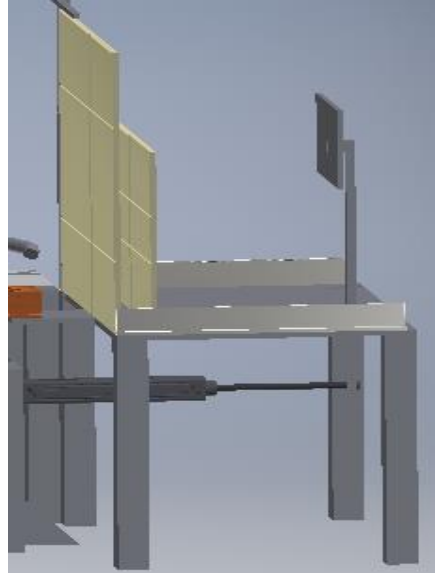


b. Empuje de cajas plegadas. Para poder escoger el mecanismo que mejor se acoplara a las necesidades de la máquina, se plantearon dos ideas.

La primera idea se puede observar en la Figura 84. Esta idea consta de un cilindro neumático que tiene sujetado en el extremo del vástago un elemento que, al retraerse el vástago del cilindro, será el encargado de empujar las cajas hacia la parte en donde serán succionadas, es decir, hacia la parte de enfrente.

Además, en las orillas de la base en donde están colocadas las cajas, se tiene dos láminas, una a cada lado; que servirán de guías y que se podrán acoplar dependiendo de la dimensión de la caja con la que se esté trabajando.

FIGURA 84. MODELO 1 EMPUJE DE CAJAS PLEGADAS



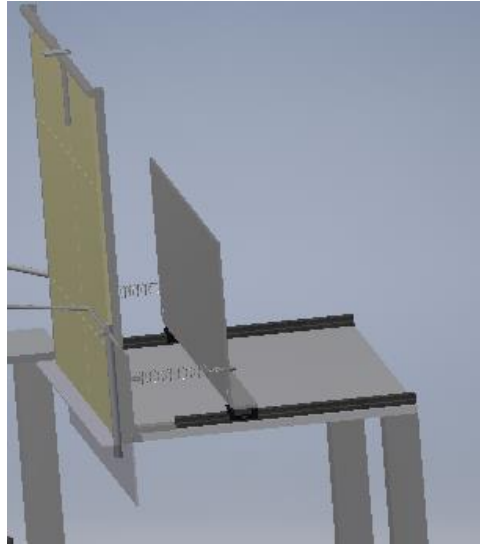
Para la segunda idea de diseño, se reemplazó el cilindro neumático que se había planteado en la primera idea, y se colocaron dos resortes de extensión, uno a cada lado.

Los resortes están sujetos a una lámina que está colocada entre dos guías lineales. Las guías lineales están sujetas al borde de la mesa, ya que no solamente sirven para movilizar la placa que empuja las cajas, sino también les sirve como guía.

Estos resortes al ser sujetos a la lámina de empuje, ejercerán una fuerza de tensión cuando se jale la lámina hacia atrás para poder colocar las cajas.

Cuando el resorte quiera regresar a su posición inicial, la fuerza de tensión provocará un arrastre del bloque de cajas debido a la lámina de empuje que tiene sujeta en sus extremos, tal como se puede observar en la figura siguiente.

FIGURA 85. MODELO 2 EMPUJE DE CAJAS PLEGADAS



4. Análisis y selección. A continuación, se evaluarán los dos diseños que se plantearon en la sección de “Ideación e invención”. La evaluación y selección se basa en los aspectos necesarios que un diseño debe cumplir para poder realizar el proceso de una mejor manera.

a. Mecanismo para cerrar paletas inferiores

CUADRO 32. EVALUACIÓN DE CONCEPTOS CIERRE DE PALETAS INFERIORES

Aspectos	Prioridad	Prioridad Modelo 1	Prioridad Modelo 2
Costo	5: Barato	1	4
	1: Caro		
Seguridad	5: Muy seguro	4	4
	1: Poco seguro		
Eficiencia	4: Muy eficiente	1	3
	1: Poco eficiente		
Tamaño que abarca el sistema (pequeño)	3: Ocupa poco espacio	1	3
	1: Ocupa mucho espacio		
	Total	7	14

Al analizar el Cuadro 32, se puede observar que el modelo 2 tiene mayor ponderación, lo que significa que se va a trabajar con este diseño.

La principal ventaja del modelo 2 es que es más barato porque se va a utilizar un cilindro en lugar de tres. Es más seguro, porque al ocurrir alguna falla en el sistema neumático, únicamente podría provocar daños directos a una paleta, mientras que, con más actuadores, la caja estaría en condiciones más críticas al enfrentarse a una falla.

Cabe mencionar que, es más eficiente debido a que si hay menos cilindros neumáticos, se emplea menos aire comprimido, además de utilizar menos componentes para ejecutar la acción.

b. Empuje de cajas plegadas. Para el segundo diseño, se tomaron en cuenta los mismos aspectos que se evaluaron en el primero. A continuación, se muestra una tabla de ponderación, la cual varía dependiendo de la prioridad de cada aspecto.

CUADRO 33. EVALUACIÓN DE CONCEPTOS DE EMPUJE DE CAJAS PLEGADAS

Aspectos	Prioridad	Prioridad Modelo 1	Prioridad Modelo 2
Costo	5: Barato	1	4
	1: Caro		
Seguridad	5: Muy seguro	4	4
	1: Poco seguro		
Eficiencia	4: Muy eficiente	3	3
	1: Poco eficiente		
Tamaño que abarca el sistema (pequeño)	3: Ocupa poco espacio	1	2
	1: Ocupa mucho espacio		
	Total	9	13

Como se puede observar en el Cuadro 33, la mayor ponderación es para el modelo 2, por lo que se decidió trabajar con este diseño.

Si se analiza los resultados, se puede observar que entre las características destacadas del modelo 2, es que, en el aspecto de costo, este modelo es mucho más barato, debido a que no utiliza un cilindro neumático para poder empujar las cajas, sino unos resortes de extensión.

Además, el tamaño de este modelo es más pequeño, porque los resortes se pueden instalar sobre la base donde serán colocadas las cajas, mientras que el cilindro neumático necesitaba de más espacio, debido a sus dimensiones.

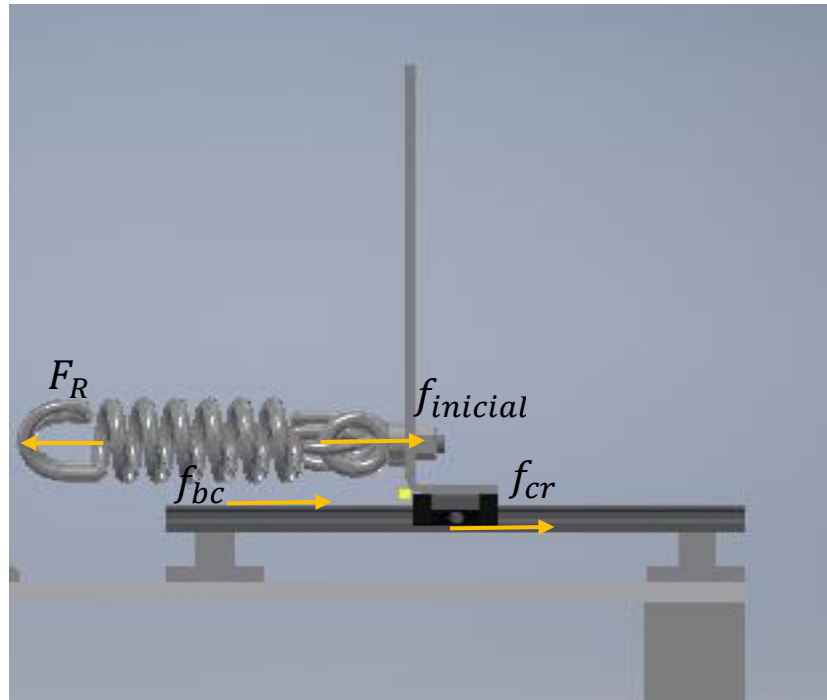
5. Diseño. En esta fase se procederá a realizar los cálculos pertinentes de cada elemento diseñado para corroborar su correcto funcionamiento.

a. Resorte de tensión. Para el análisis del resorte, se debe calcular cuánta fuerza de tensión debe de ejercer para mover el bloque de cajas.

Para calcular la fuerza del resorte, primero se debe plantear el diagrama de cuerpo libre del sistema, el cual se puede observar en la Figura 86.

Las fuerzas que actúan en el sistema son: fuerza de fricción que ejerce el bloque de cajas contra la base de acero inoxidable, la fuerza de fricción que ejercen el carrito con la guía y una fuerza inicial, que es la que debe vencer el resorte para empezar a moverse. A través del análisis del sistema, se obtiene la ECUACIÓN 1.

FIGURA 86. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL SISTEMA RESORTE-GUÍA



$$F_R = f_{bc} + f_{cr} + F_{inicial}$$

ECUACIÓN 1

Donde:

F_R : Fuerza del resorte

f_{bc} : fuerza de fricción del bloque de cajas plegadas

f_{cr} : Fuerza de fricción del carrito-lámina

$F_{inicial}$: Fuerza mínima que debe vencer el resorte

Para poder resolver la ECUACIÓN 1 y obtener la fuerza del resorte, se procede a sustituir la ECUACIÓN 2 y la ECUACIÓN 3.

$$f_{bc} = N_{bc} * \mu_{s1} \quad \text{ECUACIÓN 2}$$

$$f_{cr} = N_{cr} * \mu_{s2} \quad \text{ECUACIÓN 3}$$

Donde:

N_{bc} : Fuerza normal del bloque de cajas plegadas

N_{cr} : Fuerza normal del carrito-lámina

μ_{s1} : Coeficiente de fricción estático del bloque de cajas plegadas

μ_{s2} : Coeficiente de fricción estático del carrito-lámina y la guía

Para poder obtener la fuerza el resorte a través de la ECUACIÓN 1, también se necesita conocer las fuerzas normales, dichas fuerzas se pueden observar en la ECUACIÓN 4 y la ECUACIÓN 5.

$$N_{bc} = W_{bc} \quad \text{ECUACIÓN 4}$$

$$N_{cr} = W_{cr} \quad \text{ECUACIÓN 5}$$

Donde:

W_{bc} : Peso del bloque de cajas plegadas

W_{cr} : Peso del carrito-lámina

El coeficiente de fricción entre la caja y la base de acero inoxidable, se encontró experimentalmente. Para ello fue necesario el uso del software PASCO y el sensor de fuerza.

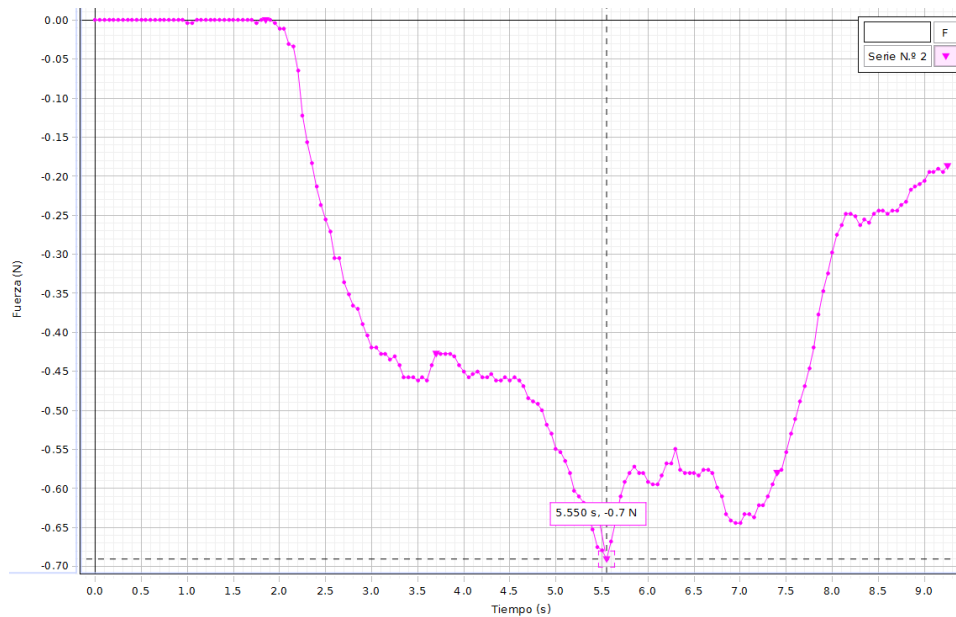
Se procedió a colocar la caja sobre la base de acero inoxidable y luego a colocar el sensor de fuerza a un ángulo de 60 grados sobre la horizontal que forma la paleta de la caja, tal como se muestra en la Figura 87.

Se fue halando la caja sobre la superficie de acero inoxidable con el sensor de fuerza atado al otro extremo de la cuerda. A través del software PASCO se obtuvo una gráfica referente a la fuerza que se había ejercido. Dicha gráfica se puede observar en la Figura 88.

FIGURA 87. CAJA Y FUERZA EXPERIMENTAL



FIGURA 88. GRÁFICA FUERZA- TIEMPO



Mediante la fuerza obtenida por el software PASCO, se procedió a calcular el coeficiente de fricción. Cabe mencionar que se realizaron varias mediciones, para obtener una fuerza promedio, y así utilizar la ECUACIÓN 6.

En el Cuadro 34, se encuentran los resultados de las mediciones realizadas, en donde, la fuerza experimental es la magnitud de la fuerza que se obtuvo a través del software, mientras que la fuerza horizontal, es la componente en X. Esta última fuerza se obtuvo de la siguiente manera:

$$F_h = F_{exp} * \cos(\alpha)$$

ECUACIÓN 6

Donde:

F_h : fuerza horizontal

F_{exp} : Fuerza experimental

Se realiza un sumatoria de fuerzas en el eje Y, de la cual se obtiene:

$$N = Peso - F_{exp} * \text{seno}(\alpha) \quad \text{ECUACIÓN 7}$$

Finalmente, se obtiene el coeficiente de fricción a través de:

$$\mu_{s1} = \frac{F_h}{N} \quad \text{ECUACIÓN 8}$$

CUADRO 34. COEFICIENTE DE FRICCIÓN ESTÁTICO CARTÓN - ACERO INOXIDABLE (μ_{s1})

Medición	F experimental (N)	F horizontal (N)	Peso (N)	Normal (N)	μ_{s1}
1	0.7	0.35	1.708	1.102	0.3177
2	0.7	0.35	1.708	1.102	0.3177
3	0.7	0.35	1.708	1.102	0.3177
4	0.6	0.3	1.708	1.188	0.2524
5	0.8	0.4	1.708	1.015	0.3940
6	0.8	0.4	1.708	1.015	0.3940
7	0.7	0.35	1.708	1.102	0.3177
<i>μ_{s1} promedio</i>					0.3302

Para el coeficiente de fricción estático entre acero y acero lubricado, no fue necesario obtenerlo experimentalmente debido a que es un dato común. Dicho resultado se puede observar en la siguiente figura.

FIGURA 89. COEFICIENTE DE FRICCIÓN ESTÁTICO ACERO - ACERO LUBRICADO (μ_{s2})

Par de materiales	Coeficiente de fricción estática μ_H		Coeficiente de rozamiento por deslizamiento μ	
	seco	lubricado	seco	lubricado
Hierro – Hierro			1,0	
Cobre – Cobre			0,60 a 1,0	
Acero – Acero	0,45 a 0,80	0,10	0,40 a 0,70	0,10
Cromo – Cromo			0,41	
Níquel – Níquel			0,39 a 0,70	
Aleac. Al – Aleac. Al			0,15 a 0,60	
Acero – Cobre			0,23 a 0,29	
Acero – Metal blanco			0,21	
Acero – Fundición gris	0,18 a 0,24	0,10	0,17 a 0,24	0,02 a 0,21

(Bosh, 2005)

Ahora se procede a calcular la fuerza del resorte con la ECUACIÓN 1 y para ello se necesitan los datos que se presentan en el Cuadro 35 y Cuadro 36.

CUADRO 35. CARACTERÍSTICAS DEL BLOQUE DE CAJAS

Presentación	1L	500 mL	250 mL	100 mL
Grosor (mm)	10	10	10	10
Masa (gr)	507	499	329	175
Espacio disponible (mm)	300	300	300	300
Número de cajas plegadas en la máquina	30	30	30	30
Masa total del bloque de cajas plegadas (kg)	15.21	14.97	9.87	5.25

Para obtener los resultados del Cuadro 36, se procedió a utilizar las ecuaciones que involucran el peso, tales como la ECUACIÓN 9 y la ECUACIÓN 10.

$$W_{bc} = g * m_{1L} \quad \text{ECUACIÓN 9}$$

Donde:

m_{1L} : masa total del bloque de cajas plegadas de 1L

$$W_{cr} = g * (2m_{car} + m_{le}) \quad \text{ECUACIÓN 10}$$

Donde:

m_{car} : masa del carrito

m_{le} : masa lámina de empuje

CUADRO 36. RESULTADOS DE PESOS Y MASAS PARA SISTEMA RESORTE-GUÍA

m_{le}	8.885 kg
m_{car}	0.187 kg
W_{bc}	198,744 N
W_{cr}	90.783N
$F_{inicial}$	44.48 N

Después de realizar los cálculos previamente mencionados, se obtiene la fuerza resultante. Dicha fuerza se puede observar en el Cuadro 37.

Se le llamó fuerza de resorte individual a la fuerza que debe ejercer cada resorte que halará la placa que empuja las cajas. En este caso, se colocarán dos resortes, por lo que la fuerza resultante se divide en dos.

CUADRO 37. FUERZAS RESULTANTES

F_R	110.94 N
F_{Ri}	55.47 N

Donde:

F_{Ri} : Fuerza de resorte individual

Teniendo la fuerza del resorte, se procedió a calcular la constante. Sabiendo que la deformación del resorte es de 250 mm y aplicando la ECUACIÓN 11, se obtiene una constante de $0.222 \frac{N}{mm}$.

$$F_R = kx \quad \text{ECUACIÓN 11}$$

Donde:

k : Constante del resorte

x : Deformación del resorte

El resorte escogido debe cumplir con el mínimo de la constante teórica y con la fuerza individual. Las características del resorte escogido se pueden observar en el Cuadro 38, de acuerdo al anexo G.

CUADRO 38. CARACTERÍSTICAS DE RESORTE COMERCIAL

Designación	LEM180GH 05
Diámetro exterior	20 mm
Diámetro del alambre	1.80 mm
Carga máxima	87 N
Tensión inicial	13.05 N
Longitud sin carga	136 mm
Constante	0.290 N/mm
Longitud máxima	387 mm
Material	Acero inoxidable 302
Factor*	5/6

Debido a que es un resorte comercial, no trabaja al 100% de su capacidad, por lo que se le debe aplicar un factor de 5/6 para conocer las condiciones reales con las que estará trabajando, dicho dato es proporcionado por el fabricante. Los resultados se pueden observar en el siguiente cuadro.

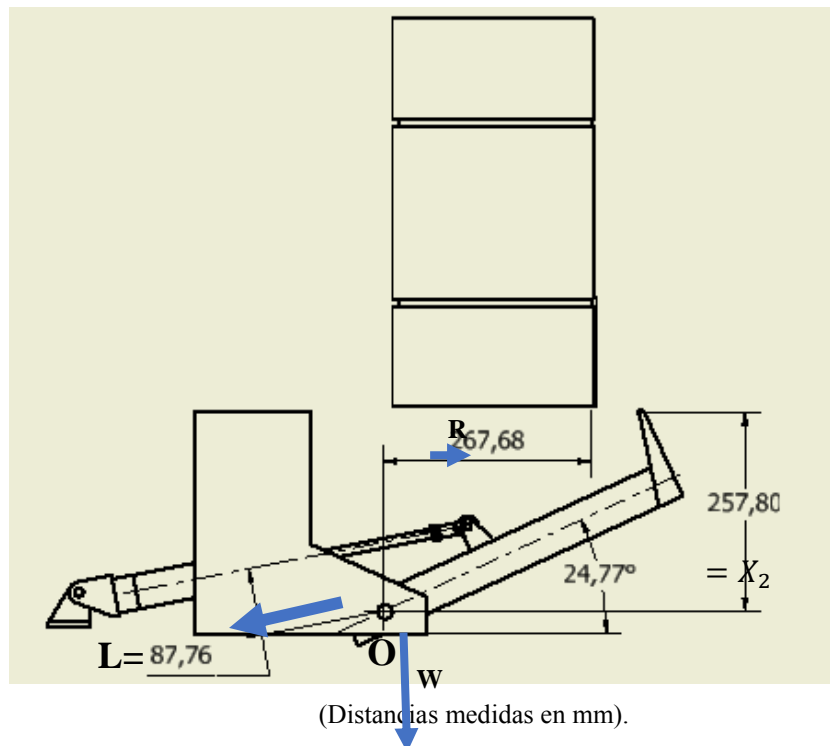
CUADRO 39. CARACTERÍSTICAS DE RESORTE COMERCIAL CON FACTOR APLICADO

Designación	LEM180GH 05
Diámetro exterior	20 mm
Diámetro del alambre	1.80 mm
Carga máxima	72.5 N
Tensión inicial	10.875 N
Longitud sin carga	136 mm
Constante	0.242 N/mm
Longitud máxima	387 mm
Material	Acero inoxidable 302

Al escoger el resorte comercial, la constante cambia, por lo que se procede a recalcular la fuerza ejercida por los resortes sobre las cajas. Aplicando la ECUACIÓN 11, se obtiene una fuerza de 60.5 N, la cual es mayor a fuerza individual mostrada en el Cuadro 37. Por lo tanto, el resorte cumple con las condiciones de diseño.

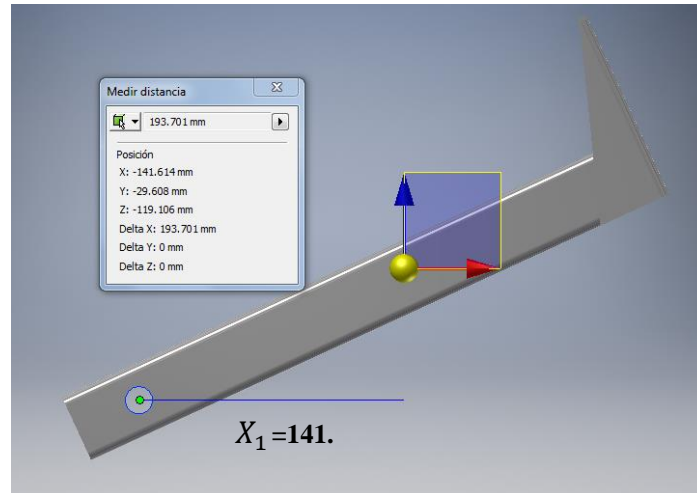
b. Articulación para cierre de paletas frontales. Para realizar el análisis, se necesita conocer la fuerza que debe ejercer el cilindro para poder mover la articulación que está fijada a su vástago. Para ello, se procede a realizar un diagrama de cuerpo libre, tal como se muestra en la Figura 90, en donde las fuerzas que actúan sobre el sistema son: el peso de la articulación y el peso de la paleta que se quiere doblar.

FIGURA 90. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARA SISTEMA DE ARTICULACIÓN



Para obtener la fuerza mínima que debe ejercer el cilindro para jalar la articulación, se procedió a realizar sumatoria de momentos en el pivote de la misma. Se utilizaron los datos que se muestran en el Cuadro 40 y el centro de masa que provee Autodesk Inventor de la articulación, el cual se puede observar en la siguiente imagen.

FIGURA 91. DISTANCIA DEL PIVOTE HACIA EL CENTRO DE MASA



Donde:

X_1 : Distancia entre el pivote y el centro de masa

CUADRO 40. CONSTANTES DEL MECANISMO DE ARTICULACIÓN	
m_a	2.509 kg
R_p	4.9 N
g	$9.8 \frac{m}{s^2}$

Donde:

W_a : Peso de la articulación

F_c : Fuerza del cilindro en retracción

R_p : Reacción de la paleta

$$W_a = m_a g$$

ECUACIÓN 12

Donde:

m_a : masa de la articulación

Al realizar la sumatoria de momentos en el pivote se obtuvo la ECUACIÓN 13. Este análisis se realizó para el caso más crítico, siendo éste la retracción del vástago.

$$\sum MO = 0$$

$$F_c l - m_a g X_1 - R_p X_2 = 0 \quad \text{ECUACIÓN 13}$$

Despejando la ECUACIÓN 13, se obtiene la fuerza del cilindro:

$$F_c = 55.084 \text{ N}$$

1) Cilindro neumático para articulación. A continuación, se procederá a dimensionar el cilindro neumático que cumpla con las condiciones del Cuadro 41, en donde, la presión que se muestra en el cuadro, es la proporcionada por la empresa y la fuerza es la que se calculó con la ECUACIÓN 13.

CUADRO 41. CONSTANTES PARA CILINDRO NEUMÁTICO	
P	60 Psi
F	55 N

Para poder dimensionar el cilindro, se procedió a calcular el área mínima que necesita para ejercer la fuerza que se presenta en el Cuadro 41. El área se calculó con la siguiente ecuación:

$$A = \frac{F}{P * 0.70} \quad \text{ECUACION 14}$$

Donde:

P: Presión

F: Fuerza

A: Área

Luego de aplicar la ECUACIÓN 14, se obtiene como resultado un área de 93.07 mm². Se debe tomar en cuenta que se aplicó un factor de 0.70 para considerar las variaciones en la presión del sistema, la fricción interna del cilindro y otras condiciones adversas.

Conociendo el valor del área mínima que debe tener el cilindro neumático, se procede a elegir un cilindro comercial que cumpla con esta característica. Para ello, se tomaron los datos de los cilindros comerciales del

proveedor FESTO, (Anexo K), con los cuales se calculó el área de retracción a través de la ECUACIÓN 15. Los resultados obtenidos se pueden observar en el Cuadro 42.

$$A = \frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_v^2) \quad \text{ECUACIÓN 15}$$

Donde:

d_e : diámetro del émbolo

d_v : diámetro del vástago

CUADRO 42. ÁREA DE RETRACCIÓN DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS COMERCIALES.

Diámetro del émbolo (mm)	Diámetro del vástago (mm)	Área de retracción (mm ²)
32	12	691.15
40	16	1,055.58
50	20	1,469.33
63	20	2,803.08
80	25	4,535.67
100	25	7,363.10
125	32	11,467.70

Finalmente, se escogió el cilindro con las dimensiones que se presentan en el Cuadro 43, debido a que el área de retracción de este cilindro es más grande que el área calculada, por lo que cumple con el requisito.

CUADRO 43. DIMENSIONES DE CILINDRO NEUMÁTICO COMERCIAL

<i>Diámetro del émbolo</i>	<i>32 mm</i>
<i>Diámetro del vástago</i>	<i>12 mm</i>

c. Cilindro neumático para despliegue de caja. Para calcular la fuerza que debe ejercer el cilindro neumático para desplegar la caja, se realizaron pruebas experimentales con la ayuda del sensor de fuerza PASCO.

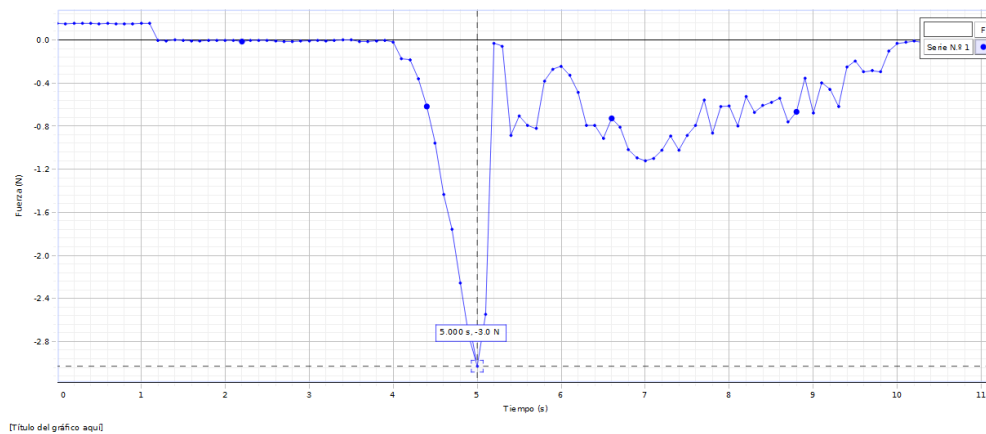
Para realizar la prueba, se sujetó un extremo de la cuerda a la caja y el otro extremo se sujetó al sensor de fuerza, seguidamente se procedió a halar de la cuerda para que la caja se desplegara. Dicho procedimiento se puede observar en la siguiente figura.

FIGURA 92. EXPERIMENTO PARA FUERZA DE DESPLIEGUE DE CAJAS



A través del software PASCO se pudo determinar la fuerza que se ejerce para poder desplegar la caja, tal como se muestra en la Figura 93. Cabe mencionar que se realizaron cuatro mediciones para obtener una fuerza promedio. Dichas mediciones se muestran en el Cuadro 44.

FIGURA 93. FUERZA EXPERIMENTAL PARA DESPLIEGUE DE CAJAS



CUADRO 44. MEDICIONES PARA DESPLIEGUE DE CAJA

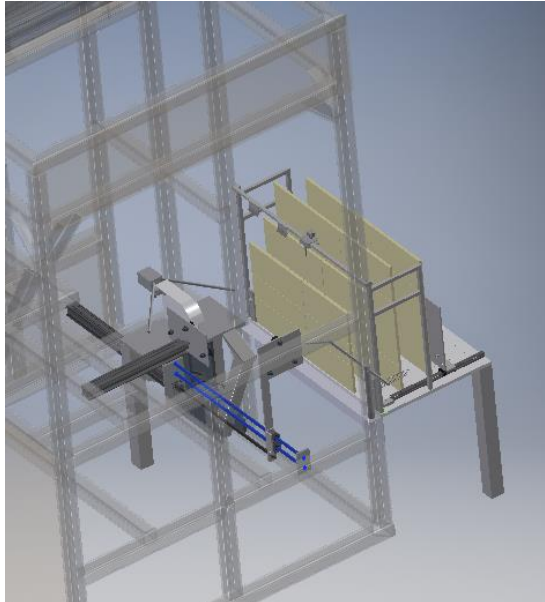
Medición	Fuerza experimental (N)
1	3.2
2	3
3	2.8
4	2.7
Fuerza promedio	2.925

Al obtener la fuerza promedio, se procede a calcular el área mínima que debe tener el cilindro neumático para desplegar las cajas. Para ello se utiliza la ECUACIÓN 14, en donde la presión es la misma que se muestra en el Cuadro 41.

El área obtenida es de 4.95 mm^2 , por lo que se procedió a elegir el cilindro neumático con el mismo criterio que en la selección del cilindro neumático para cierre de paletas frontales. Dicho cilindro, tiene las mismas dimensiones, tal como se muestra en el Cuadro 43.

d. Rodamiento lineal. Para el transporte de cajas desplegadas, se agregó un rodamiento lineal que ayuda al cilindro a soportar el peso de la placa de empuje, según se aprecia en la siguiente imagen.

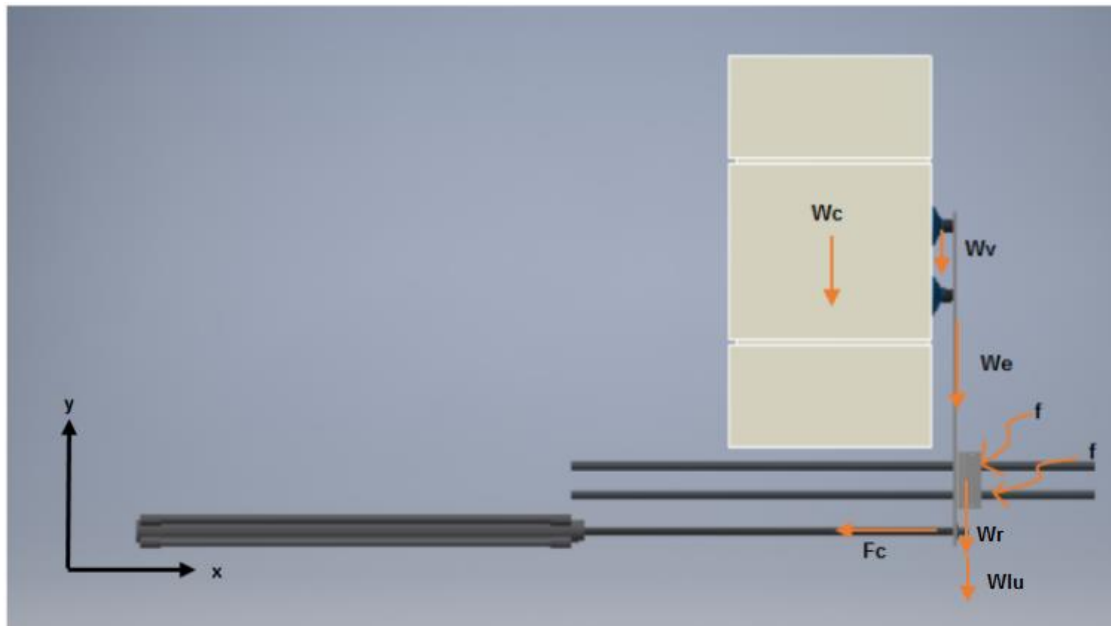
FIGURA 94. GUÍAS Y RODAMIENTO LINEAL ACOPLADO A LA ESTRUCTURA PRINCIPAL



Al colocarle el rodamiento, se realizó el análisis de la fuerza que debe ejercer el cilindro neumático para poder mover todo el elemento que está montado en el extremo de su vástago.

Para obtener la fuerza del cilindro se analizó el sistema que se muestra en la siguiente figura.

FIGURA 95. DCL DEL SISTEMA DE RODAMIENTO LINEAL



De acuerdo a los resultados del módulo “Sistema neumático”, se desprecia la aceleración. Ahora, se procede a plantear las ecuaciones de equilibrio.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_c - f = 0 \quad \text{ECUACIÓN 16}$$

Donde:

F_c : fuerza del cilindro

f : fuerza de fricción

$$f = \mu * N \quad \text{ECUACIÓN 17}$$

Donde:

μ : coeficiente de fricción

N : fuerza normal

$$\sum F_y = 0$$

$$N - W_T = 0$$

$$N = W_T \quad \text{ECUACIÓN 18}$$

Donde:

W_T : peso total

Este peso total (W_T), se compone de:

$$W_T = W_C + W_e + 3W_v + W_r + W_{lu} \quad \text{ECUACIÓN 19}$$

Donde:

W_C : peso de la caja

W_e : peso del elemento

W_v : peso de la ventosa

W_r : peso del rodamiento

W_{lu} : peso de la lámina de unión

A continuación, se describen las constantes del sistema de la Figura 95.

CUADRO 45. CONSTANTES DEL SISTEMA DE RODAMIENTO LINEAL

W_C	4.97 N
W_e	16.12 N
W_v	0.42 N
W_r	1.47 N
W_{lu}	1.97 N
μ	0.005

A través de la ECUACIÓN 16, se obtuvo la fuerza mínima que debe ejercer el cilindro para poder mover los elementos que están sobre su vástago, tomando un coeficiente de fricción 0.005 proporcionado por el catálogo de FESTO para todos sus rodamientos lineales.

La fuerza obtenida se puede observar en la siguiente ecuación.

$$F_c = 0.13 N \quad \text{ECUACIÓN 20}$$

Luego, se procede a calcular el rodamiento lineal que se utilizará para la aplicación. Se debe conocer la capacidad de carga dinámica del rodamiento lineal para poder dimensionarlo. Dicha carga se puede obtener a través de la siguiente ecuación.

$$L_{ns} = 100c_1c_2f_s \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad \text{ECUACIÓN 21}$$

Donde:

L_{ns} : vida nominal modificada (km)

C_1 : factor de confiabilidad

C_2 : factor de las condiciones de funcionamiento

f_s : factor de longitud de carrera

C : Capacidad de carga dinámica

P : Carga dinámica equivalente

Debido a que el rodamiento sólo soporta carga radial, la carga dinámica equivalente es el peso de los elementos montados, siendo este de 25.79N

La vida nominal está diseñada en base a la carrera del cilindro neumático, la cual es de 500 mm; por lo que, al realizar un ciclo de trabajo, es decir, entrada y salida del vástago, el rodamiento lineal estaría recorriendo 1 metro por ciclo. Debido a esto, se diseñó para que la vida nominal fuera de 1000 km, lo cual corresponde a 1 millón de ciclos.

El factor de las condiciones de funcionamiento depende de la lubricación. (Ver anexo L, diagrama 2 del catálogo).

Se considera el cociente entre la viscosidad de la grasa y la viscosidad requerida para el diámetro del rodamiento como la unidad; también se considera la velocidad de desplazamiento como 1, por lo que el factor de condición de funcionamiento el siguiente.

$$C_2 = 1 \quad \text{ECUACIÓN 22}$$

Se tomó un 90% de confiabilidad, debido a que el rodamiento no está trabajando bajo cargas críticas. Por lo que:

$$C_1 = 1 \quad \text{ECUACIÓN 23}$$

Para el factor de longitud de carrera se debe determinar la carrera del carro, y la longitud de soporte del rodamiento lineal LBC, tal como se muestra en ECUACIÓN 24. Este último valor se tomó de la tabla 3 del anexo L.

$$\frac{l_s}{l_t} = \frac{500 \text{ mm}}{18.4 \text{ mm}} = 27.18 \quad \text{ECUACIÓN 24}$$

Seguidamente se procede a calcular la capacidad de carga dinámica con la ECUACIÓN 21. Y se obtiene como resultado:

$$C = 18.48 N \quad \text{ECUACIÓN 25}$$

De acuerdo al resultado anterior, el rodamiento que puede soportar dicha carga dinámica, es la designación LBCR 12D. Ver Anexo I.

e. Cilindro neumático para transportar caja desplegada. La caja desplegada es transportada hacia la posición en la que recibirá los envases. El transporte se realiza por medio de un cilindro que impulsa una placa de empuje en la que se montan 3 ventosas. Esta placa se desliza sobre dos guías equipadas con rodamientos lineales para descargar al vástago del cilindro de la fuerza de flexión, la cual es el peso de los componentes que se ejercerían sobre él. Esta decisión se tomó debido a que, si el vástago soportara por sí mismo el peso de la placa de empuje con las ventosas y la caja, éste presentaría una deformación considerable, según se puede apreciar en la sección de verificación y validación.

En el momento en que la caja hace contacto con la superficie 1, de acuerdo a la imagen que cierra la primera paleta inferior frontal, se está generando una fuerza de fricción, por lo que es necesario calcular la fuerza mínima que debe hacer el cilindro para poder vencer la fricción entre la caja y la superficie de contacto. Así mismo el cilindro deberá vencer la fricción presente en los rodamientos lineales que soportan la placa de empuje.

Realizando el análisis con los datos que se muestra en Cuadro 46 y aplicando la ECUACIÓN 26, se obtiene una fuerza (F_{c2}), de 1.62N.

CUADRO 46. DATOS PARA CÁLCULO DE FUERZA DE CILINDRO TRANSPORTA CAJAS

Fricción rodamiento lineal	0.005
Peso de placa de empuje y sus elementos	25.79N
Masa de caja de 1 L	0.507 kg

$$F_{c2} - f_{superficie} - f_{rodamiento} = 0 \quad \text{ECUACIÓN 26}$$

$$f_{superficie} = \mu N_{caja} \quad \text{ECUACIÓN 27}$$

$$f_{rodamiento} = \mu N_{placa_empuje} \quad \text{ECUACIÓN 28}$$

Donde:

F_{c2} : fuerza del cilindro para transporte de cajas

$f_{superficie}$: fuerza de fricción entre caja y superficie

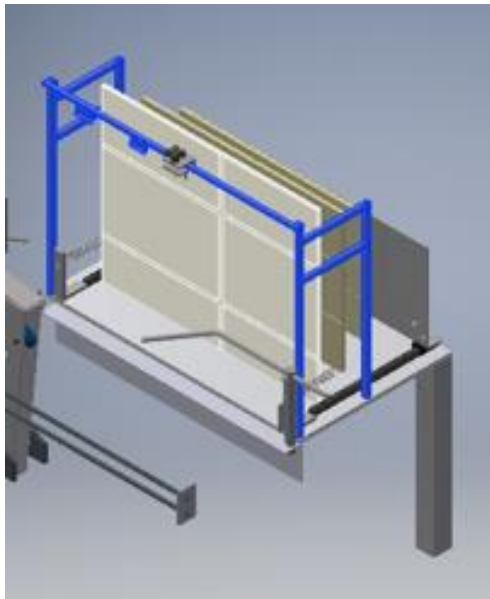
$f_{rodamiento}$: fricción del rodamiento lineal.

Al obtener la fuerza mínima que debe ejercer el cilindro neumático para poder transportar la caja, se procede a obtener las dimensiones del mismo. Para este caso, se aplica el mismo criterio que se aplicó para dimensionar el cilindro neumático de cierre de paletas frontales, por lo que el área mínima que debe tener este cilindro es de 2.74 mm^2 . Sabiendo esto, se procede a escoger un cilindro neumático que cumpla con este requerimiento.

Las dimensiones del cilindro neumático escogido, se pueden observar en el Cuadro 43, debido a que su área de retracción, tal como se muestra en el Cuadro 42, cumple con el área calculada.

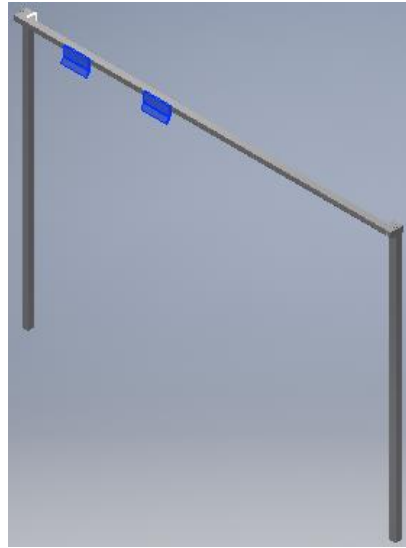
f. Marco de retención de cajas plegadas. Es la estructura encargada de mantener en modo estático al bloque de cajas para que puedan ser desplegadas por el cilindro neumático. Dicha estructura, se puede observar en color azul, en la Figura 96.

FIGURA 96. SOSTÉN DE CAJAS



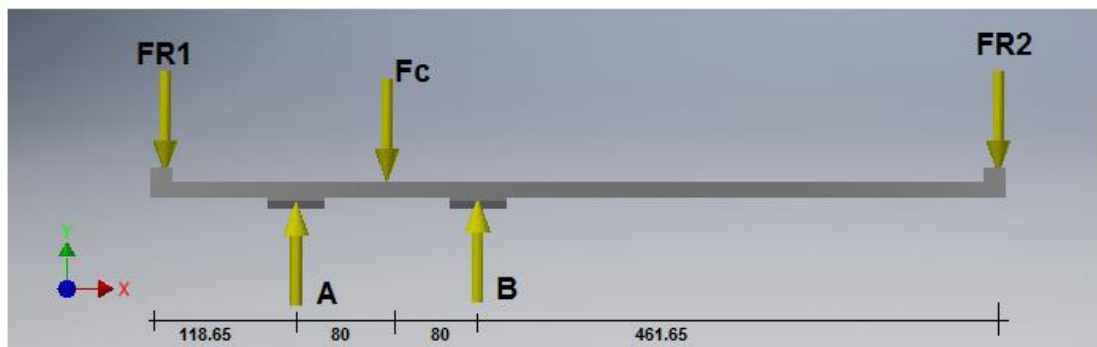
La estructura está conformada por perfiles cuadrados e incorpora topes que serán los que harán contacto directo con las cajas, (Figura 97) es decir, que serán los encargados de lograr que las cajas permanezcan en su posición vertical.

FIGURA 97. CUÑA DE SOPORTE



Para analizar el sistema, en la Figura 98, se puede observar las fuerzas que interactúan sobre el marco de retención de cajas. Los puntos A y B son las reacciones que se generan por los topes. La fuerza que se presenta en cada extremo, es la fuerza ejercida por cada resorte, y la fuerza que se presenta entre los dos topes, es la fuerza que genera el cilindro al momento de desplegar la caja.

FIGURA 98. FUERZAS Y REACCIONES SOSTÉN DE CAJAS.



(Medidas en mm)

Se procedió a realizar una sumatoria de momentos en A con la siguiente ecuación

$$\sum M_A = 0$$

$$FR_1(118.65\text{mm}) - Fc(80\text{mm}) + R_B(160\text{mm}) - FR_2(621.65\text{mm}) = 0 \quad \text{ECUACIÓN 29}$$

$$FR_1 = FR_2 \quad \text{ECUACIÓN 30}$$

Donde:

FR_1 : Fuerza del resorte individual

R_B : Reacción en B

F_c : Fuerza del cilindro de despliegue

Luego se realizó una sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = FR_1 + FR_2 + F_c \quad \text{ECUACIÓN 31}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones, se obtienen los siguientes resultados:

CUADRO 47. REACCIONES PARA SOSTÉN DE CAJAS

Reacción	Valor
RA	-61.33 N
RB	175.70 N

g. **Diseño propuesto.** Por medio del uso de la herramienta Inventor, se propone el diseño del módulo, tal como se muestra en la Figura 99, cuyas dimensiones generales se pueden observar en la Figura 100. Dicho diseño cuenta con la capacidad de acoplarse a cuatro presentaciones de cajas, desde el proceso de empuje y despliegue de caja, hasta el proceso de cierre de paletas inferiores.

Dentro de las características se puede mencionar que, se tiene una corredera sobre el marco de retención de cajas plegadas, que sirve para ajustarse al ancho de la presentación de caja con la que se esté trabajando. Además, el marco se puede acoplar a la altura de la caja.

Como elemento extra, se diseñó un desnivel, que sirve para ajustarse a la altura de la caja para que el cilindro neumático que las despliega pueda succionarlas siempre desde la misma posición, debido a que las paletas de las cajas son de diferente altura, por lo que este es un factor que podría afectar al correcto funcionamiento.

Para la succión de cajas, se diseñaron dos placas de diferente área, debido a las dimensiones de las cajas. Por lo que, se diseñó una placa específicamente para la caja de 100mL y se diseñó una placa para las tres presentaciones restantes. Con el fin de, tener una mejor área de contacto y poder desplegar la caja firmemente.

Cabe mencionar que los cilindros neumáticos y las guías del rodamiento lineal, irán acopladas a la estructura principal.

FIGURA 99. DISEÑO FINAL DE LA MÁQUINA

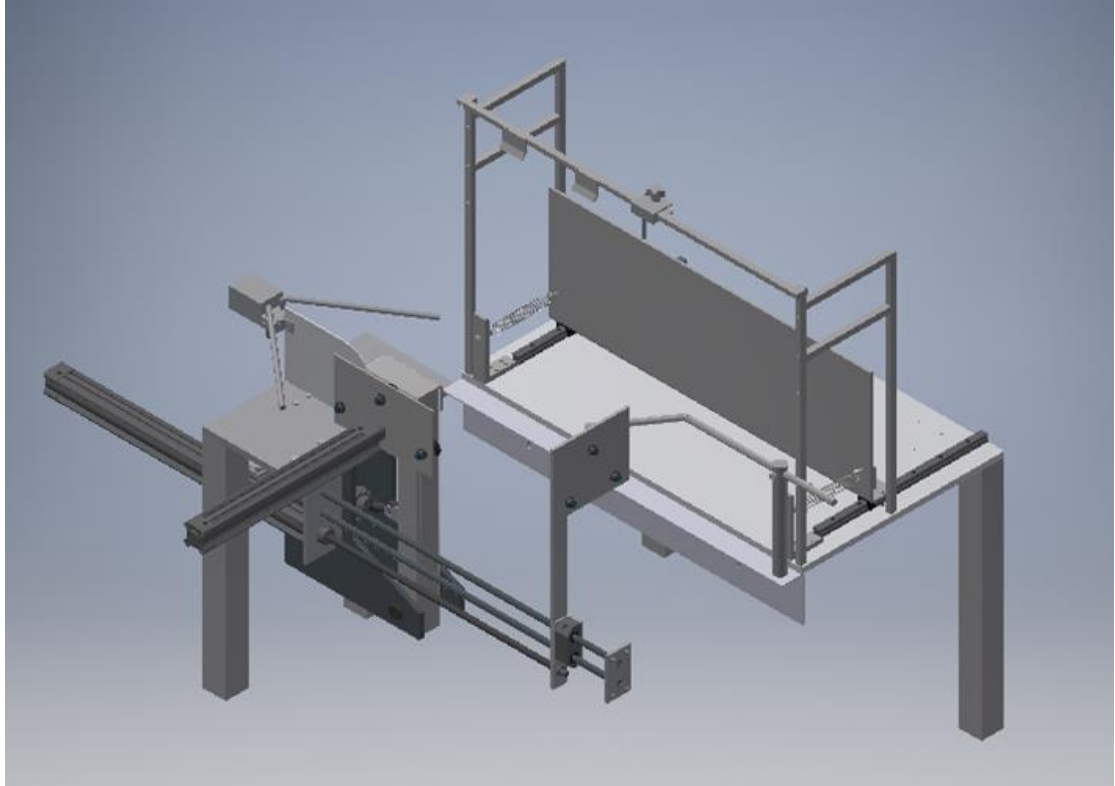
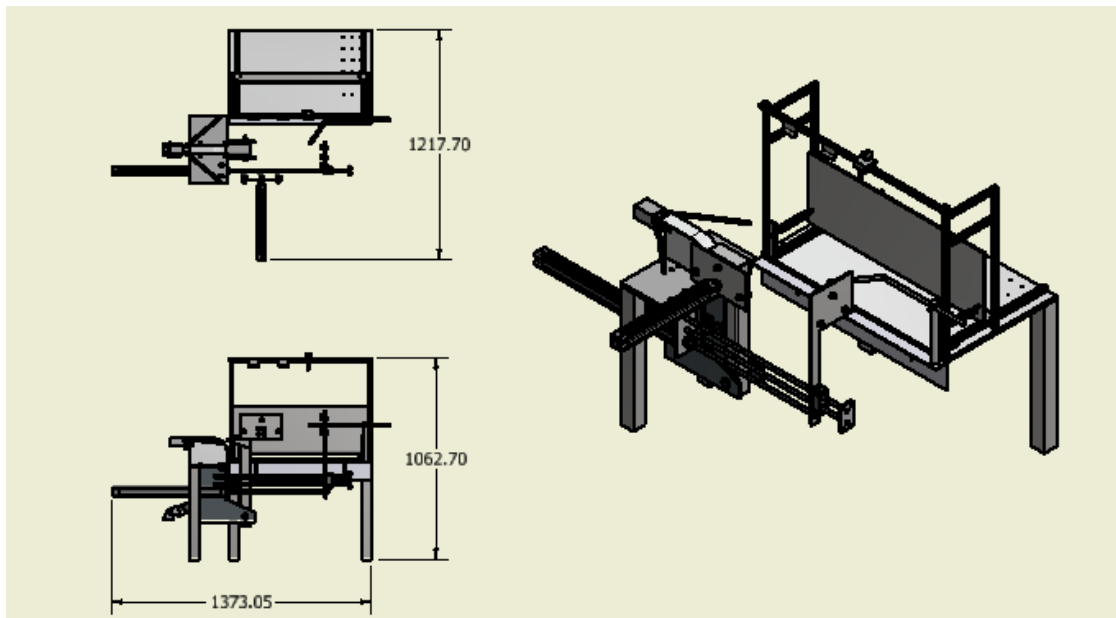


FIGURA 100. DIMENSIONES GENERALES DE LA MÁQUINA



6. Verificación y validación del diseño. En esta sección se procede a la validación teórica de los componentes previamente diseñados o seleccionados. Esta validación consiste en un análisis de esfuerzos por medio de la herramienta proporcionada por Inventor, “Análisis de tensión”.

a. Cilindros neumáticos

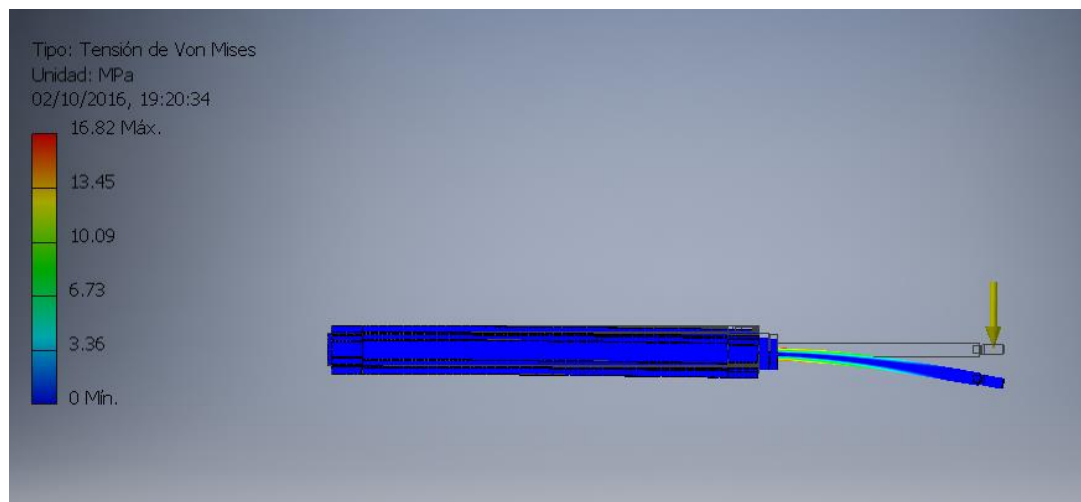
1) Cilindro neumático para desplegar caja. Para analizar este cilindro neumático, se debe considerar las fuerzas que actúan sobre su vástago, siendo estas el peso de las ventosas, el peso de la lámina que sostiene las ventosas y el peso de la caja. Las características para el análisis de este cilindro se pueden observar en el Cuadro 48.

CUADRO 48. CARACTERÍSTICAS PARA ANÁLISIS DE CILINDRO NEUMÁTICO DESPLIEGA CAJAS.

Designación	Cantidad/Propiedad
Masa de la caja (1L)	0.507 Kg
Masa de la placa de empuje y ventosas	0.705 kg
Peso total calculado	11.86N
Peso total aplicado	12 N
Carrera	300 mm
Material de la camisa	Aluminio 6061
Material del vástago	Acero inoxidable

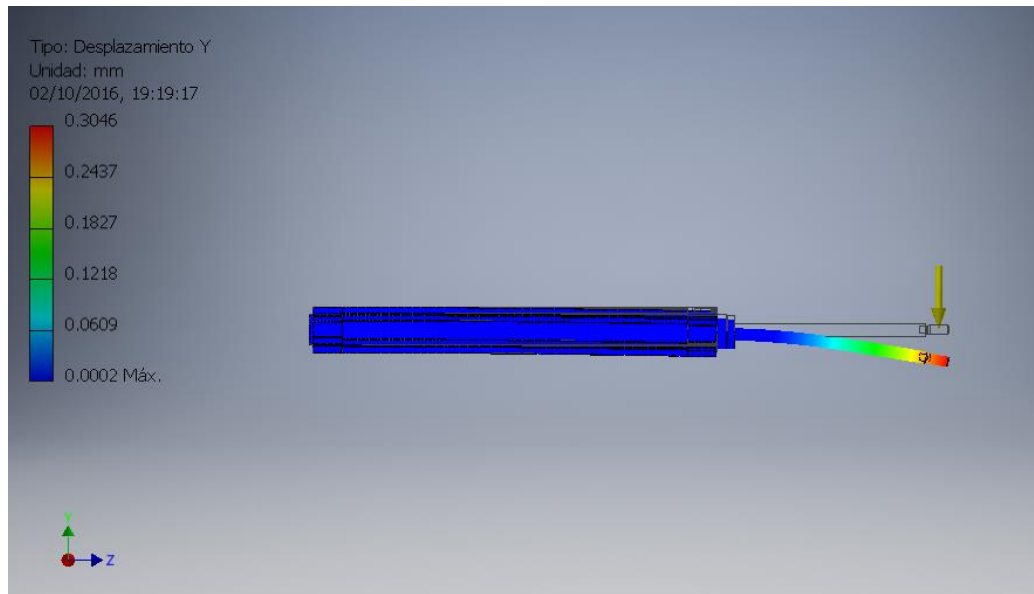
Una vez corrido el análisis, se obtuvieron los resultados mostrados en las siguientes figuras.

FIGURA 101. TENSIÓN DE VON MISES CILINDRO DESPLIEGA CAJA



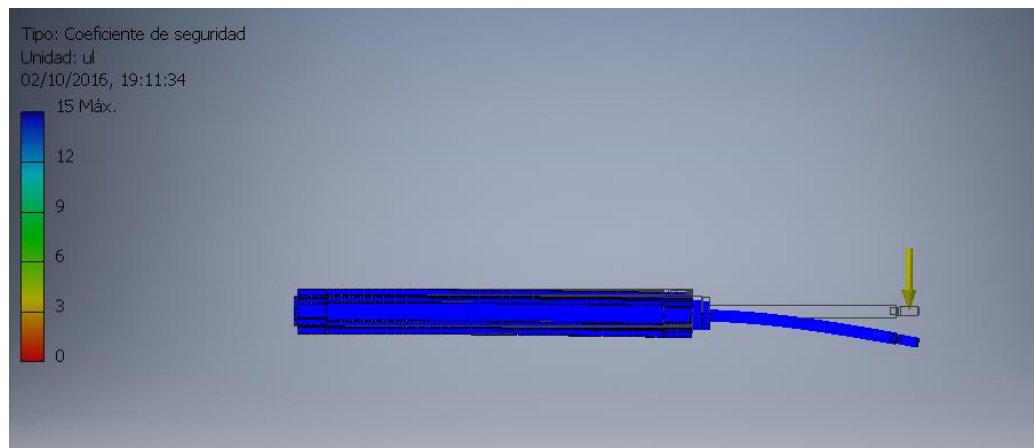
La Figura 101, muestra que el esfuerzo de Von Mises es de 16.82 MPa, el cual es un valor muy pequeño considerando el material del vástago de cilindro; fabricado en acero con un límite de fluencia de 310 MPa, (Anexo M).

FIGURA 102. DESPLAZAMIENTO EN Y CILINDRO DESPLIEGA CAJA



Al aplicar la fuerza en el extremo del vástago, el desplazamiento máximo que se obtuvo en el eje Y es de 0.3046 mm, lo cual se puede considerar despreciable ya que este cilindro no interactúa con ningún otro mecanismo.

FIGURA 103. COEFICIENTE DE SEGURIDAD CILINDRO DESPLIEGA CAJA



En la figura anterior, se puede observar que el cilindro seleccionado está protegido para un factor de seguridad muy alto, lo cual es lógico considerando las cargas aplicadas, siendo esta el peso de la caja y el peso de la lámina con ventosas.

2) Cilindro neumático para transportar caja desplegada. Este cilindro neumático, se analizó inicialmente sin la adición de las guías lineales para soportar el peso de la placa de empuje. Seguidamente, se analizó agregando dichas guías.

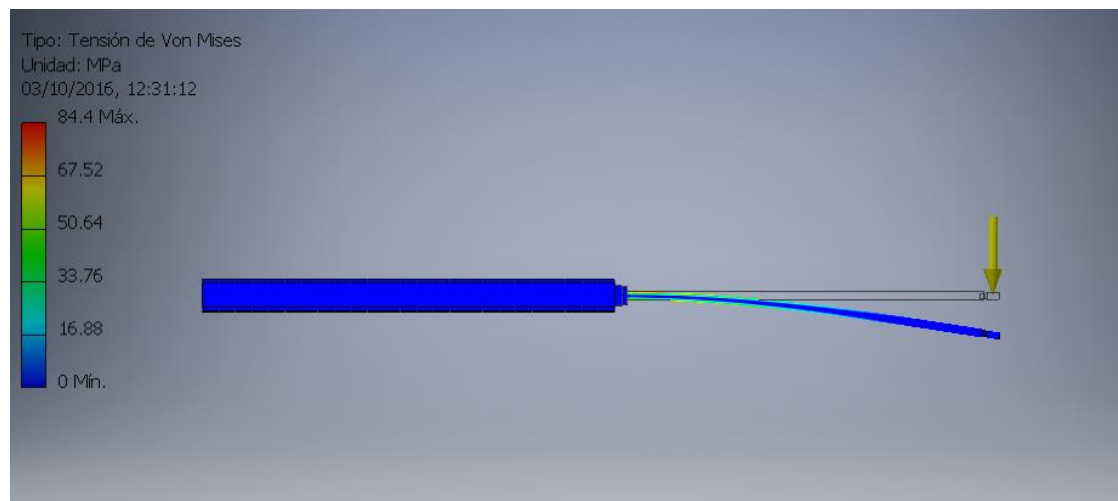
a) Análisis del cilindro neumático sin guías lineales. A continuación, se muestran los resultados obtenidos a través del análisis.

CUADRO 49. CARACTERÍSTICAS PARA ANÁLISIS SIN GUÍAS LINEALES

Designación	Cantidad/Propiedad
Carrera	500 mm
Diámetro de émbolo	32 mm
Diámetro de vástago	10 mm
Masa de la caja	0.507 Kg
Masa del elemento montado	1.675 Kg
Peso total calculada	21.38 N
Peso total aplicado	22 N
Material del elemento montado	Acero inoxidable
Material de la camisa	Aluminio 6061
Material del vástago	Acero inoxidable

En la Figura 104, se puede observar que el esfuerzo de Von Mises tiene un máximo de 84.4 MPa, lo cual es aceptable dado el material del vástago ya que garantiza que cualquier deformación que se presente estará dentro de la zona elástica.

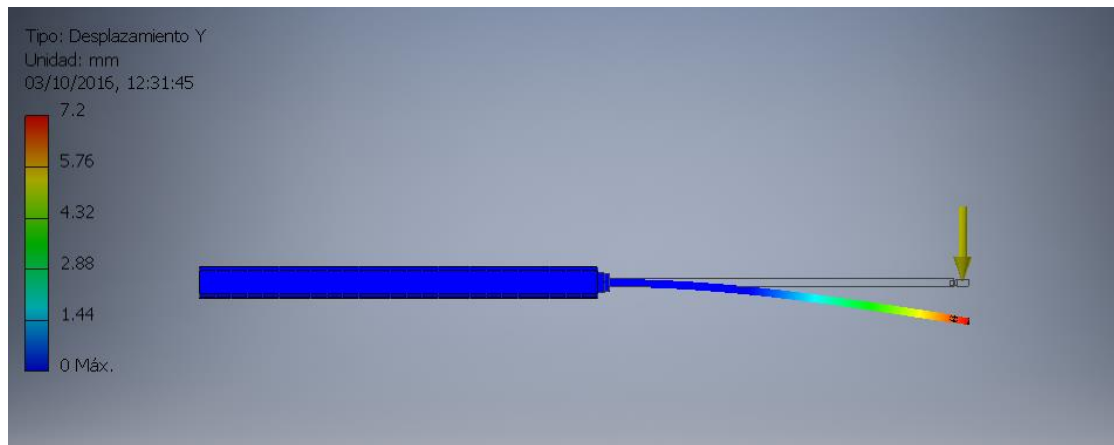
FIGURA 104. TENSIÓN DE VON MISES CILINDRO TRANSPORTA CAJA SIN GUÍAS LINEALES



Por otra parte, se obtuvo un desplazamiento en el eje Y de 7.2 mm, dicho desplazamiento se puede observar en la Figura 105. Este resultado no es aceptable debido a que, si el extremo del vástago del cilindro

se desplaza esa cantidad desde su posición inicial, el mecanismo deja de funcionar correctamente porque la caja que tendrá que transportar no hará contacto en el lugar correcto para que se puedan cerrar las paletas.

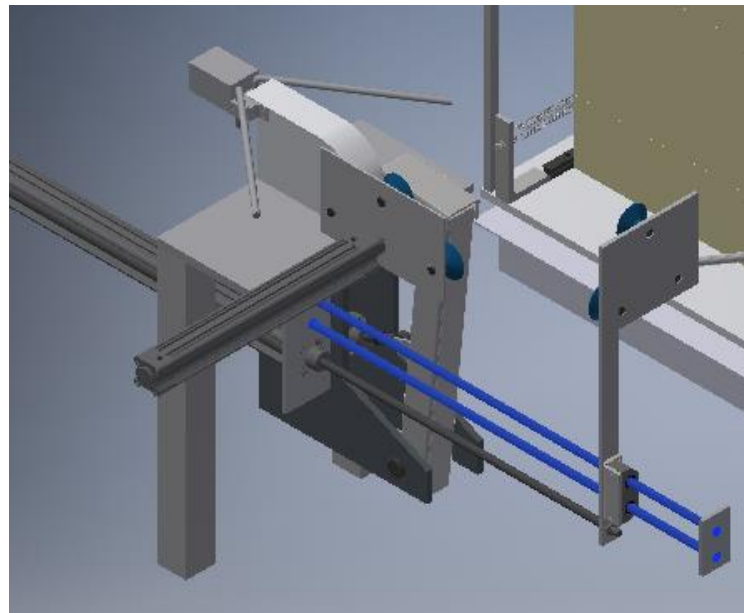
FIGURA 105. DESPLAZAMIENTO EN Y PARA CILINDRO DESPLIEGA CAJA SIN GUÍAS LINEALES



b) Análisis del cilindro neumático con guías lineales. Las guías se empotraron a la estructura principal, y su objetivo es soportar el peso de la placa de empuje para evitar la deformación del vástago.

Se debe tomar en cuenta que al colocar las guías se está agregando un peso extra a la placa de empuje, siendo éste, el rodamiento lineal y su elemento de sujeción, por lo que, los valores para el análisis del vástago cambian. Dichos valores se pueden observar en el Cuadro 50.

FIGURA 106. CILINDRO TRANSPORTA CAJAS CON GUÍAS LINEALES

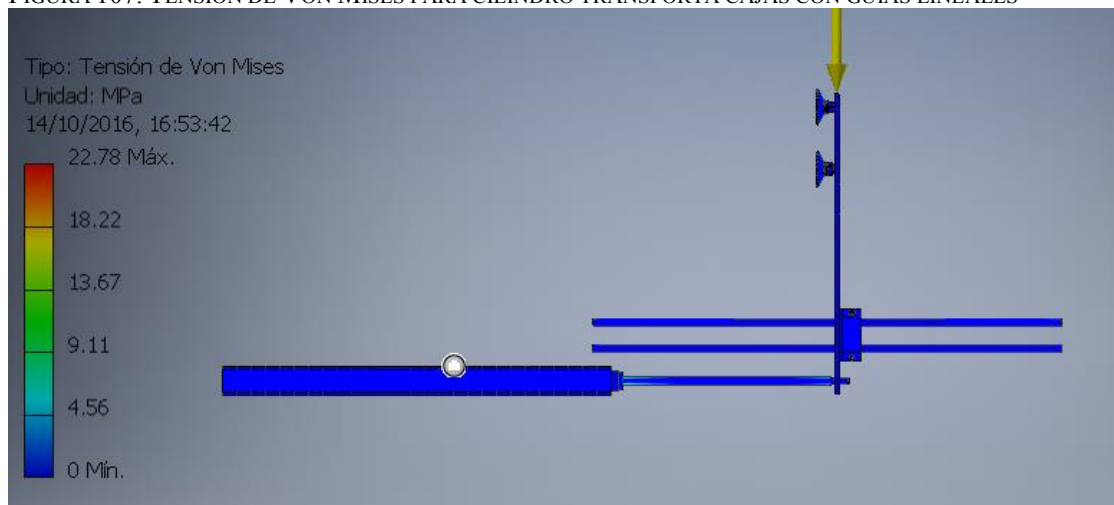


CUADRO 50. CARACTERÍSTICAS PARA ANÁLISIS CON GUÍAS LINEALES

Designación	Cantidad/Propiedad
Carrera	500 mm
Diámetro de émbolo	32 mm
Diámetro de vástago	10 mm
Masa de la caja	0.507 Kg
Masa de la placa de empuje	1.675 Kg
Masa del rodamiento lineal	0.15 Kg
Masa de elemento de sujeción de rodamiento lineal	0.201 Kg
Material de la camisa	Aluminio 6061
Material del vástago	Acero inoxidable

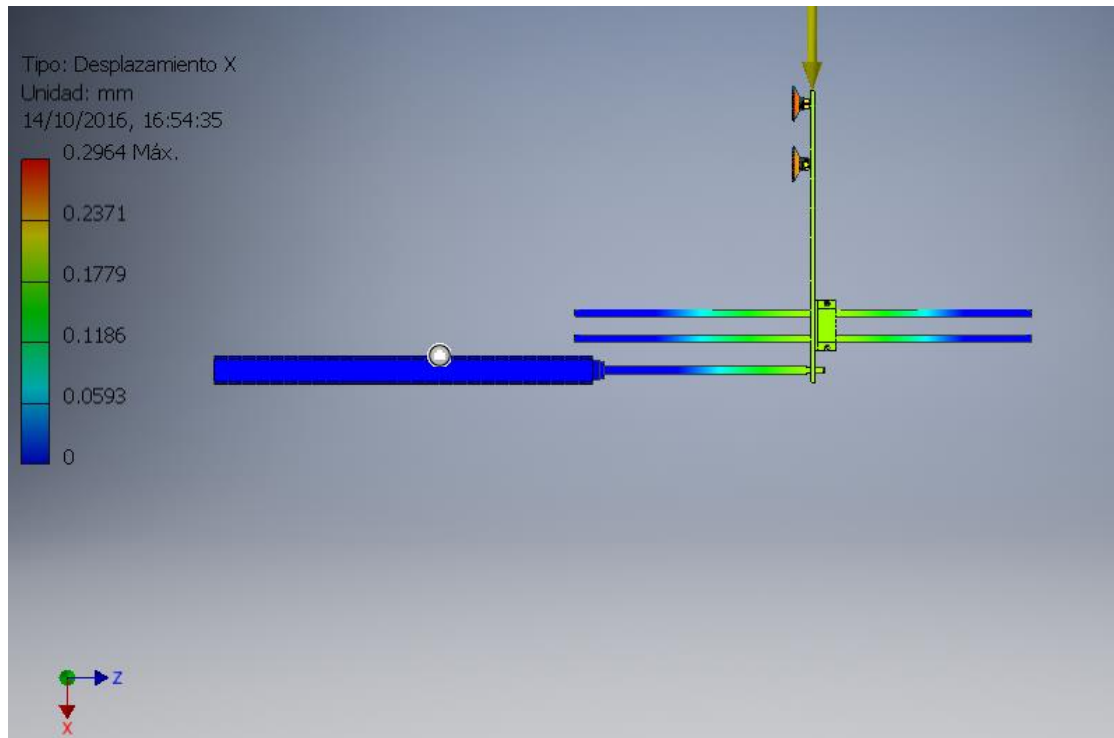
El esfuerzo de Von Mises, según la Figura 107, pasó de 84Mpa a 22.78Mpa en relación al análisis realizado sin la presencia de guías lineales.

FIGURA 107. TENSIÓN DE VON MISES PARA CILINDRO TRANSPORTA CAJAS CON GUÍAS LINEALES



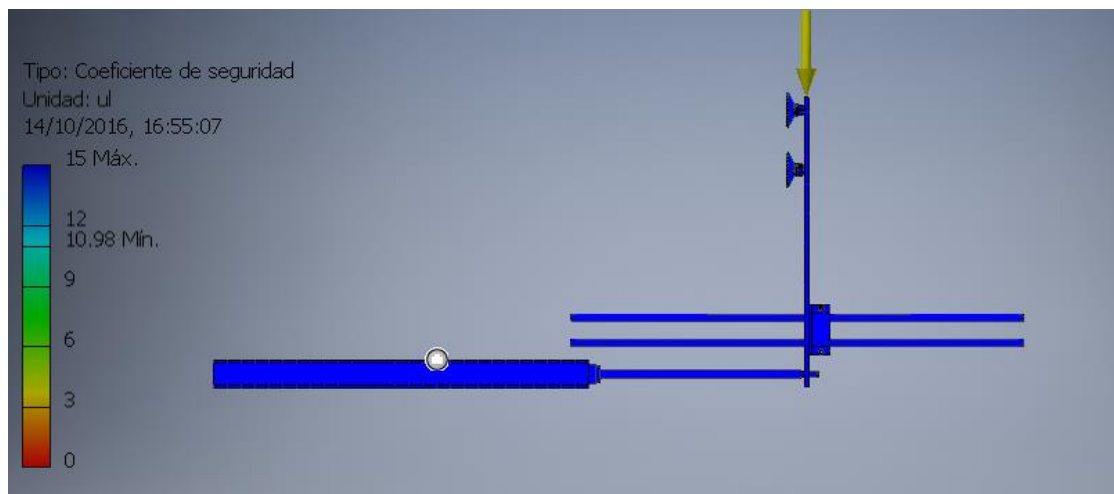
El desplazamiento se redujo a 0.3 mm, lo cual es aceptable para que el perfil articulado pueda realizar correctamente su función, tal como se puede observar en la siguiente figura.

FIGURA 108. DESPLAZAMIENTO PARA CILINDRO DE TRANSPORTE DE CAJAS CON GUÍAS LINEALES



El coeficiente de seguridad, es elevado, debido a que se puede observar en su totalidad un coeficiente de 15 como máximo. Por lo que, al agregarle las guías mejoró el diseño.

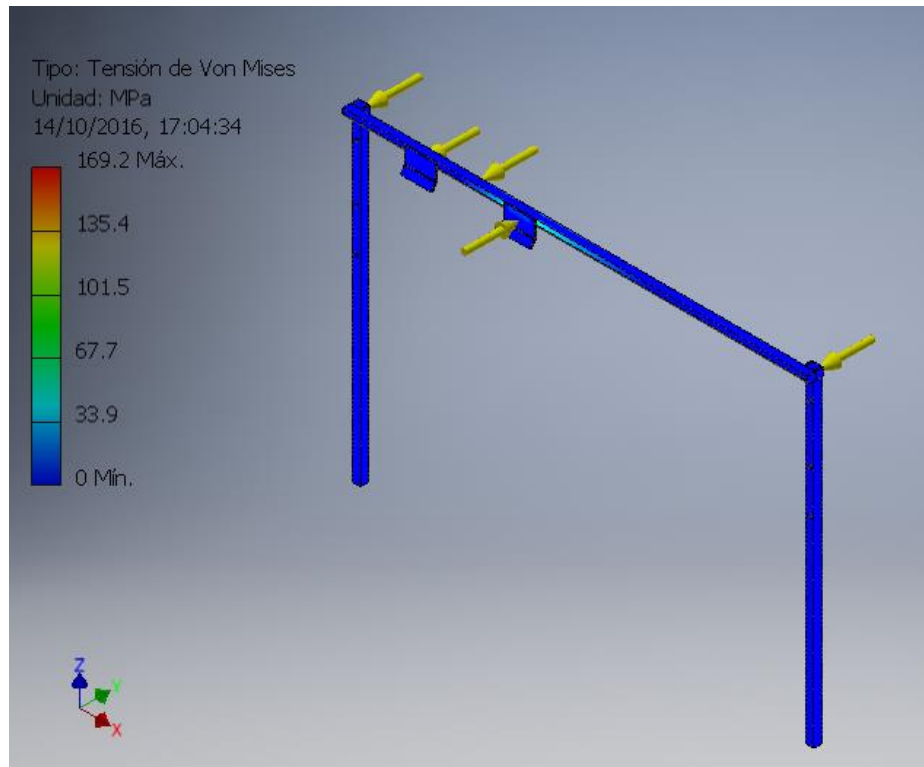
FIGURA 109. COEFICIENTE DE SEGURIDAD PARA CILINDRO DE TRANSPORTE DE CAJA CON GUÍAS LINEALES



b. Marco de retención de cajas. Se realizó el análisis tomando en cuenta los resultados del Cuadro 47, además de las fuerzas que ejercen los resortes y la fuerza que ejerce el cilindro que despliega las cajas.

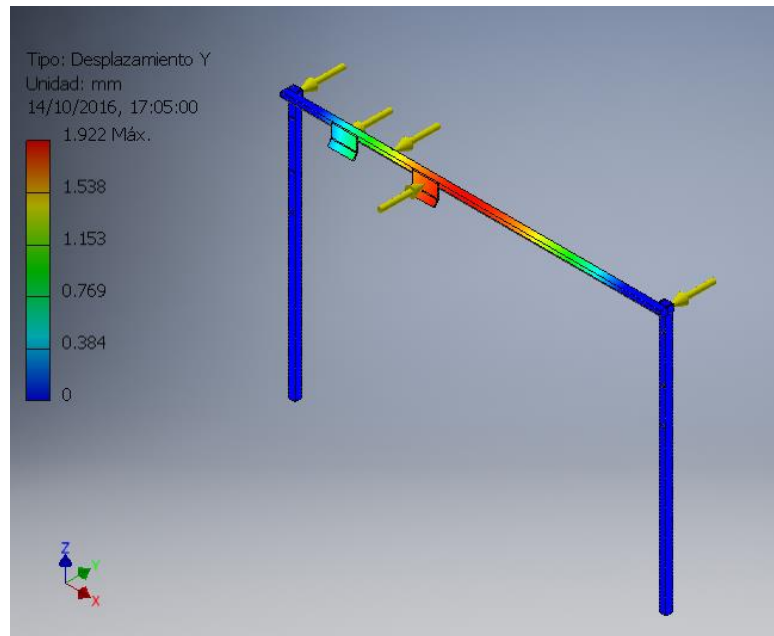
Si se observa la Figura 110, el esfuerzo de tensión está aproximadamente entre 33.9Mpa, lo cual es valor muy pequeño comparándolo con el límite de fluencia. La figura también muestra un máximo de 169.2 MPa, pero este resultado no es considerado, debido a que no se refleja en la estructura en la figura.

FIGURA 110. TENSIÓN DE VON MISES PARA SOSTÉN DE CAJAS



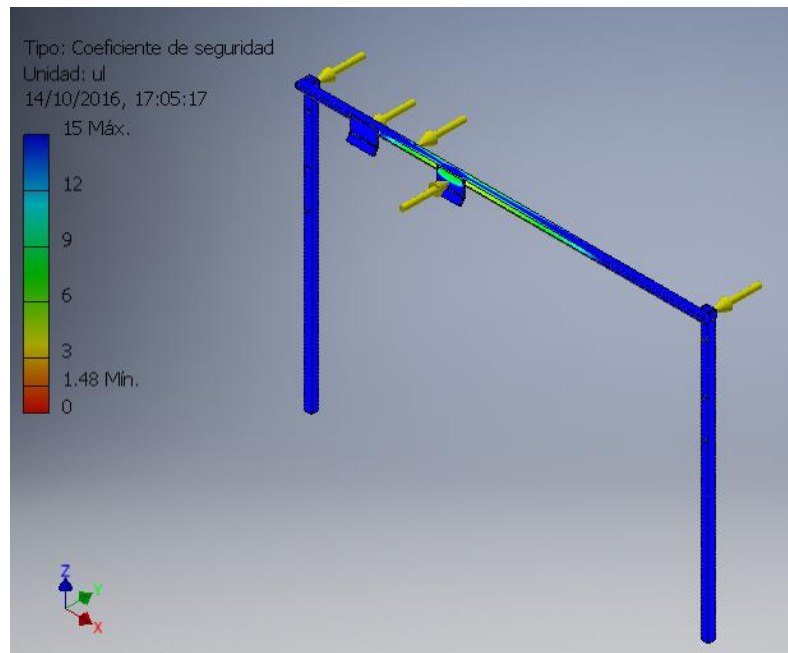
El desplazamiento máximo fue de 1.9 mm, lo cual es despreciable para el tipo de aplicación, debido a que, lo que se quiere lograr con esta estructura es que las cajas se mantengan en su posición vertical; y un desplazamiento de aproximadamente 2 mm, no afectará en dicho propósito.

FIGURA 111. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y, PARA SOSTÉN DE CAJAS



Si se observa la siguiente figura, se notará que el coeficiente de seguridad mínimo es de 6, el cual es aceptable para esta aplicación debido a que no se está manipulando objetos pesados.

FIGURA 112. COEFICIENTE DE SEGURIDAD PARA SOSTÉN DE CAJAS



7. Materiales y cotización. Luego de finalizar el diseño de la máquina, se procedió a hacer una lista de materiales y una cotización de los mismos.

CUADRO 51. ELEMENTOS

Proveedor	Elemento	Diámetro	Largo	Cantidad	Precio por unidad (Q)	Total (Q)
CEFESA	Tornillo cabeza cuadrada	1/4 in	1 in	22	1.75	38.5
CEFESA	Cuadrado	1/4 in	1/2 in	8	1.5	12.00
CEFESA	Hexagonal	1/4 in	2 1/2 in	2	1.2	2.4
CEFESA	Hexagonal	1/4 in	1 1/4 in	8	1	8.00
Novex	Tuercas	1/4 in	--	40	0.95	38
Novex	Roldana	1/4 in	--	40	0.75	30
Novex	Tornillos de ajuste	1/4 in	1 in	1	16	16
SKF	Rodamiento lineal	12 mm	--	1	--	455.20
SACOR SL	Guía lineal	---	300 mm	2	1096.97	2193.94
Precio total						2,794.04

CUADRO 52. COTIZACIÓN LÁMINAS DE ACERO INOXIDABLE

Proveedor	Material	Espesor	Largo	Ancho	Precio (Q)	Cantidad	Total (Q)
En Acero	Acero inoxidable serie 304	6 mm	4 pies	8 pies	3307.00	1	3307.00
En Acero	Acero inoxidable serie 305	9 mm	4 pies	8 pies	6700.00	1	6700.00
En Acero	Acero inoxidable serie 304	3 mm	4 pies	8 pies	2000.00	1	2000.00
Mainco	Acero inoxidable serie 304	1/8 in	8 pies	4 pies	1600.00	1	1600.00
Precio total							13,607.00

CUADRO 53. COTIZACIÓN LÁMINAS EN ALUMINIO

Proveedor	Material	Espesor	Largo	Ancho	Precio (Q)	Cantidad	Total (Q)
Almacén Americano	Aluminio	6 mm	4 pies	8 pies	2720	1	2720
Almacén Americano	Aluminio	9 mm	4 pies	8 pies	3760	1	3760
Almacén Americano	Aluminio	3 mm	4 pies	8 pies	1155	1	1155
Precio total							7635

CUADRO 54. COTIZACIÓN TUBOS Y PERFILES

Proveedor	Tipo	Material	Dimensión	Chapa	Largo	Precio (Q)	Cantidad	Total (Q)
ALAISA	Cuadrado	Hierro negro	1/2 x 1/2 in	18	6 m	24.00	1	24.00
ALAISA	Cuadrado	Hierro negro	2x2 in	18	6 m	92.00	1	92.00
Multiperfiles	Varilla	Hierro negro	1/2 in	6 m	6.18 m	6.18	1	6.18
Total								122.18

CUADRO 55. COTIZACIÓN CILINDROS NEUMÁTICOS

Proveedor	Carrera	Émbolo (diámetro)	Vástago (diámetro)	Precio (Q)
ENPAISA	300 mm	32 mm	12 mm	1993.00
ENPAISA	150 mm	32 mm	12 mm	1200.00
ENPAISA	500 mm	32 mm	12 mm	4910.00
Total				8103.00

CUADRO 56. ACCESORIOS PARA CILINDRO NEUMÁTICOS

Accesorio	Precio (Q)
Fijación oscilante	292
Rótula	442
Kit de sellos	1500
Total	2,234.00

CUADRO 57. COTIZACIÓN RESORTES

Proveedor	Tipo	Material	Largo	Diámetro exterior	Diámetro del alambre	Cantidad	Precio (Q)
Resortes Industriales RESORAMA	Tensión	Acero inoxidable 302	136 mm	20 mm	1.80 mm	2	90.00
Total							180.00

Seguidamente se presenta un cuadro en donde están de forma resumida todas las cotizaciones por rubro.

CUADRO 58. COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

Material	Precio (Q)
Elementos	2,794.04
Láminas	7,635.00
Tubos y perfiles	122.18
Cilindros neumáticos	8,103.00
Resortes	180.00
Accesorios cilindros	2,234
Costo total de la máquina	21,068.22

VI. MÓDULO DE POTENCIA: DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA, ELECCIÓN DE MOTORES ELÉCTRICOS Y DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS DE VELOCIDAD

A. Marco teórico

1. Reductores de velocidad. Los reductores, se emplean para transmitir fuerza entre un motor y una máquina impulsada. Las transmisiones con reductores modifican usualmente la fuerza que se está transmitiendo por medio de reducción de velocidad y un aumento del par de salida. Al emplear reductores se obtienen los siguientes beneficios:

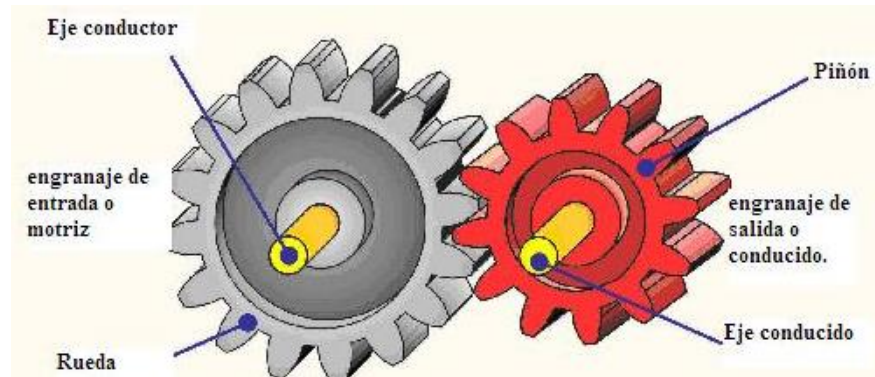
- Una regularidad en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
- Mayor seguridad en la transmisión, lo que reduce los costos en el mantenimiento.
- Menor espacio requerido y rigidez en el montaje.
- Versatilidad en el posicionamiento (horizontal, vertical).

Los reductores de velocidad se suministran normalmente, acoplando a la unidad reductora un motor eléctrico normalizado asíncrono tipo jaula de ardilla.

a. Transmisión por engranajes. Para fines de estudio, en esta sección se hace una introducción de engranajes rectos. Se define más adelante, la nomenclatura general de las distintas tipologías de engranajes, para luego describir el tipo de transmisión desarrollado en el presente trabajo.

Los engranajes, son dos ruedas cilíndricas dentadas utilizadas para transmitir movimiento y potencia de un eje giratorio a otro. Las transmisiones realizadas por engranajes producen un cambio de velocidad en el engranaje de salida respecto al engranaje de entrada. Los dientes de un engranaje conductor encajan con precisión en los espacios entre los dientes del engrane conducido y la fuerza que empuja a los dientes del impulsado es perpendicular al radio del engranaje. (Mott, 2006: 301). Con el empleo de materiales con gran dureza superficial y rigidez, se pueden transmitir pares elevados de fuerza a velocidades de giro elevadas, conservando a la vez la relación de transmisión. La transmisión por engranajes, es uno de los tipos de transmisión más utilizados, pues funciona para una gama amplia de potencias, velocidades y relaciones de transmisión.

FIGURA 113. FUNCIONAMIENTO DE ENGRANAJES RECTOS



1) Ventajas. Aunque existan muchos tipos de engranajes, se pueden definir ventajas del uso de este tipo de transmisión de potencia:

- Relación de transmisión constante e independiente de la carga.
- Elevada fiabilidad y larga duración.
- Elevado rendimiento.
- Fácil mantenimiento.
- Capacidad de soportar sobrecargas.

2) Desventajas. Entre los inconvenientes de la transmisión de potencia por medio de engranes se encuentran:

- La transmisión se realiza de forma rígida por lo que no absorbe choques ni vibraciones.

3) Nomenclatura de engranajes. Para el diseño de una transmisión por engranajes, se debe comenzar por conocer la terminología característica general usada para estos elementos.

a) Circunferencia de paso y diámetro de paso D . Es la de contacto entre los dientes y determina la relación de transmisión por lo que las circunferencias primitivas de los engranajes son tangentes entre sí. El diámetro de paso es el correspondiente a la circunferencia de paso.

FIGURA 114. TANGENCIA DE LOS CÍRCULOS DE PASO DE ENGRANAJES



Fuente: Mott, 2006. Pág. 309

b) Paso circular P . Es la distancia de un punto del diente de un engrane al punto correspondiente del siguiente diente, medida sobre la circunferencia de paso y para que dos ruedas engranen deben tener el mismo paso circular (Mott, 2006:310).

$$p = \frac{\pi D}{N} \quad \text{ECUACIÓN 32}$$

Donde N es el número de dientes del engranaje.

c) Paso diametral P_d . Es la razón entre el número de dientes y el diámetro de paso cuando éste se expresa en pulgadas. Es decir, es el número de dientes de dientes por pulgada en el diámetro de paso. El módulo y el paso diametral son inversos y su valor es un número entero.

$$D_p = \frac{N}{D} \quad \text{ECUACIÓN 33}$$

d) Módulo m . Es la división del diámetro de la circunferencia de paso y el número de dientes. Este valor se utiliza habitualmente para definir completamente el tamaño del diente. Este módulo es siempre un número entero.

$$m = \frac{D}{N} \quad \text{ECUACIÓN 34}$$

Donde N es el número de dientes del engranaje y D está dado en milímetros.

La autoridad encargada de regir las normas de diseño y análisis de los engranajes AGMA señala el valor de módulos normalizados en el Sistema Internacional de Unidades.

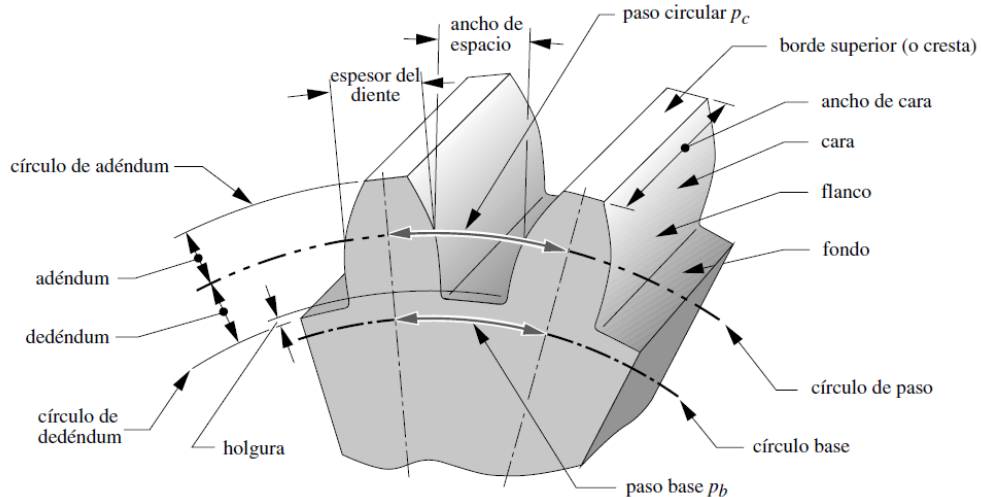
CUADRO 59. MÓDULOS NORMALIZADOS AGMA

Módulos	
Preferidos	1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Siguiente elección	1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

e) Altura del diente h , altura de la cabeza del diente h_c . La altura del diente es la medida desde el fondo del diente hasta la cresta; la altura de la cabeza del diente es medida desde la circunferencia de paso a la cresta del diente.

f) Espesor del diente e . Es el espesor del diente medido desde la circunferencia de paso.

FIGURA 115. NOMENCLATURA DE UN DIENTE DE ENGRANAJE RECTO.



Fuente: Shigley, 2006. Pág. 552

4) Relación de transmisión. Los engranes se utilizan frecuentemente para producir un cambio en la velocidad angular del engranaje conducido relativa al conductor. El engrane mayor gira con más lentitud y la cantidad de reducción de velocidad depende de la relación del número de dientes en el piñón y el número de dientes en el engranaje mayor. Cabe mencionar que cuando existe una reducción de la velocidad angular del engranaje, existe un incremento proporcional simultáneo en el par torsional del eje unido al engranaje. (Mott, 2006:301). La relación de velocidades se define como la relación de velocidad angular del engranaje de entrada a la del engranaje de salida para un solo par de engranajes, así:

$$\frac{\omega_p}{\omega_G} = \frac{N_G}{N_p}$$

ECUACIÓN 35

Donde:

ω_p : Velocidad angular de entrada

ω_G : Velocidad angular de salida.

N_G : Número de dientes del engranaje de salida.

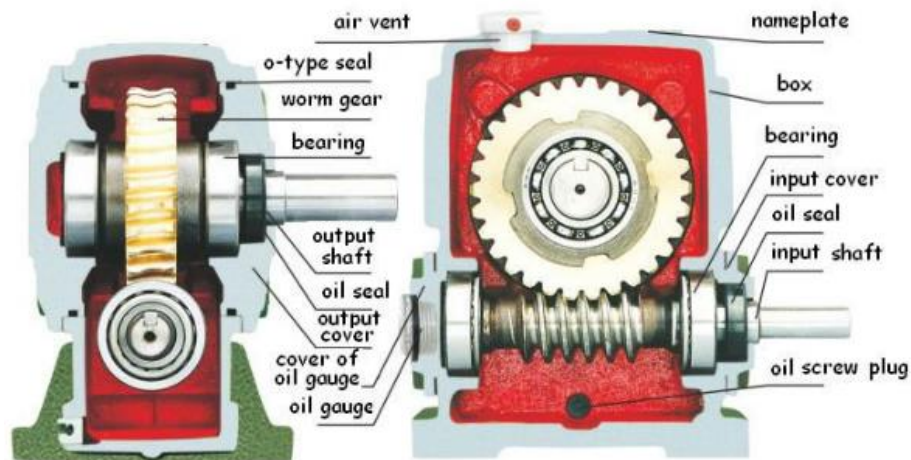
N_p : Número de dientes del engranaje de entrada.

b. Tornillo sinfín – corona. Consiste en un tornillo con dentado helicoidal y un engrane circular al que se le denomina corona. Este tipo de engranaje es utilizado para transmitir potencia entre ejes que se cruzan normalmente de forma perpendicular. Si el tornillo es de una sola entrada, cada vez que el tornillo gira una vuelta completa, la rueda dentada avanza un diente. Los tornillos sinfín que generalmente sólo tienen un hilo por lo que producen razones iguales al número de dientes del engrane. De este modo, se pueden conseguir grandes relaciones de transmisión que van desde 10:1 hasta 360:1. Esta capacidad de proporcionar razones altas de velocidad en un pequeño volumen es una de las ventajas principales de un tornillo sinfín. (Norton, 2011:361).

El sentido de rotación de la rueda, también llamada corona de tornillo sinfín, depende del sentido de rotación del tornillo sinfín y de que los dientes del gusano se hayan cortado a la derecha o a la izquierda. (Shigley, 2006:675).

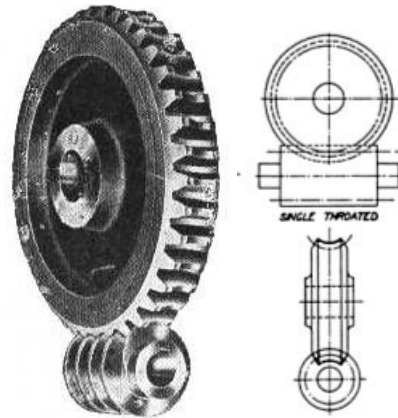
Como los dientes de la corona envuelven la espiral del tornillo y dan contacto permanente resulta un funcionamiento silencioso y sin vibraciones. Además, es importante mencionar que, la relación de velocidades no depende del diámetro del tornillo sinfín y de la corona, sino que es sólo función de su número de dientes.

FIGURA 116. REDUCTOR DE TORNILLO SINFÍN Y CORONA.



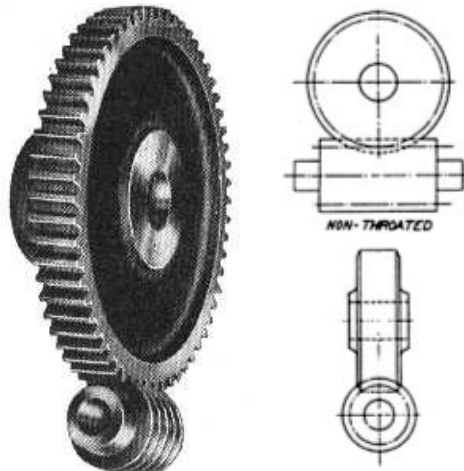
1) Tipología del tornillo sinfín. Existen distintas variaciones de la geometría de transmisiones de sinfín. Entre las más comunes se encuentra la que usa el tipo envolvente sencilla, que consiste en un gusano cilíndrico que engrana en una corona de dientes cóncavos que abrazan parcialmente el gusano y el contacto entre las roscas del gusano y los dientes de la corona se da a lo largo de una línea. En lo que concierne a la instalación es relativamente sencilla porque no es crítico el alineamiento axial en este sistema; sin embargo, se debe tener cuidado con el alineado radial para poder aprovechar las ventajas de la acción envolvente (Mott, 2006:339).

FIGURA 117. ENGRANES TORNILLO SINFÍN - CORONA DE ENVOLVENTE SENCILLA CON GARGANTA.



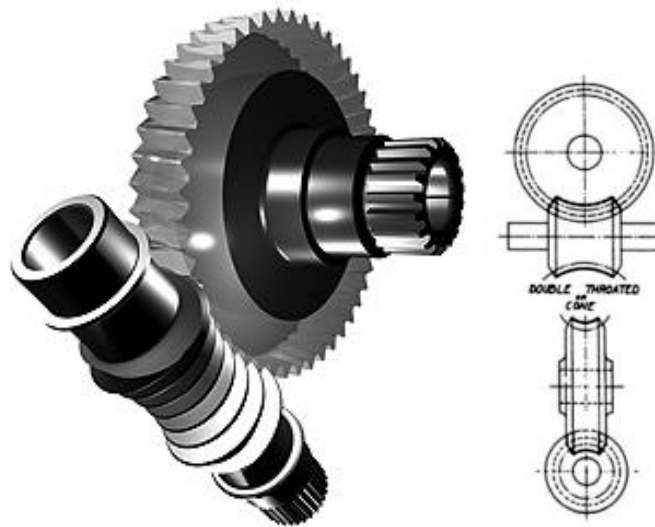
Existe otra forma de transmisión de sinfín, en el que se utiliza un gusano cilíndrico especial con un engranaje recto normal o un engranaje helicoidal. En este caso no es necesario que la corona y el gusano se alineen con gran precisión pues no es crítica la distancia entre centros. Cabe resaltar que el contacto entre las roscas del gusano y los dientes de la corona es un punto y esto reduce de forma drástica la capacidad de transmisión de potencia, del conjunto por lo que se utiliza para aplicaciones de bajas velocidades y bajas potencias.

FIGURA 118. ENGRANAJE TORNILLO SINFÍN - CORONA SIN GARGANTA.



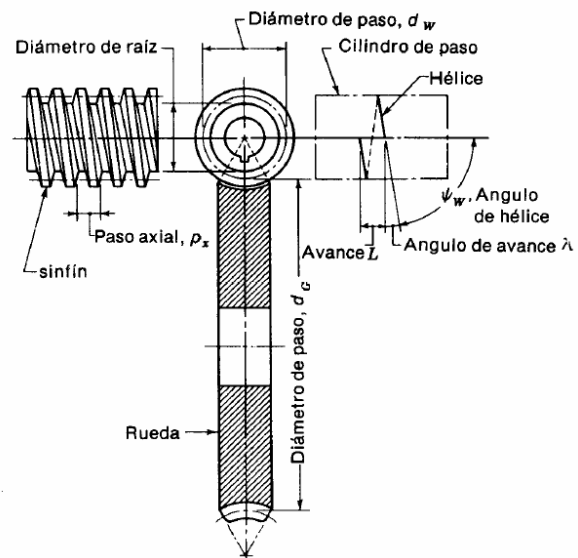
El tercer tipo de conjunto de sinfín es el envolvente doble, en donde el sinfín es más angosto en el centro y engrana con una corona envolvente. De esta forma se obtiene una línea de contacto en vez de un punto como sucede con el tipo anteriormente descrito. Esta particularidad permite tener un sistema mejor para transmitir determinada potencia a determinada relación de reducción, pero son más difíciles de fabricar los gusanos y es crítico el alineamiento del sinfín y de la corona.

FIGURA 119. CONFIGURACIÓN DEL SINFÍN DE DOBLE GARGANTA.



2) Nomenclatura del tornillo sinfín

FIGURA 120. NOMENCLATURA DE UN ENGRANAJE DE TORNILLO SINFÍN



Fuente: Shigley, 2006. Pág. 675.

La nomenclatura del tornillo sinfín se presenta en la Figura 120. En lo que se refiere al ángulo de hélice, es el ángulo entre un elemento del círculo de paso y la tangente al diente helicoidal en la intersección del

círculo de paso y el perfil del diente. Mientras que el ángulo de avance es el complemento del ángulo de hélice del sinfín. Si los ejes se encuentran perpendiculares, los ángulos, de hélice y de avance, resultan iguales.

En lo que se refiere al número de roscas N_w , los sinfines pueden tener una sola rosca o roscas múltiples. El número de roscas también se le denomina número de arranque porque se pueden contar el número de roscas que inician en un extremo y se enroscan en la forma cilíndrica (Mott, 2006:341).

El paso transversal p_t también es conocido simplemente como paso circular de la corona acoplada. El paso axial p_x y el paso transversal son iguales si los ejes se encuentran perpendiculares.

Otras dimensiones a considerar son el avance L , que es la distancia axial que recorrerá un punto del sinfín cuando éste gira una revolución, y el ángulo de avance λ .

$$L = N_w p_x \quad \text{ECUACIÓN 36}$$

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi d_w} \right) \quad \text{ECUACIÓN 37}$$

Donde:

d_w es el diámetro de paso del sinfín.

En el caso del diámetro de paso de la rueda, ya sea helicoidal o de engranajes rectos está determinado por:

$$d_G = \frac{N_G p_t}{\pi} \quad \text{ECUACIÓN 38}$$

Como no hay relación con el número de dientes, el tornillo sinfín puede tener cualquier diámetro de paso; sin embargo, se restringe por el diámetro de paso de la fresa a utilizar para hacer los dientes del gusano pues deben ser iguales. Por ello se restringe el diámetro de paso del sinfín para que se encuentre en el siguiente intervalo:

$$\frac{C^{0.875}}{3.0} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.7} \quad \text{ECUACIÓN 39}$$

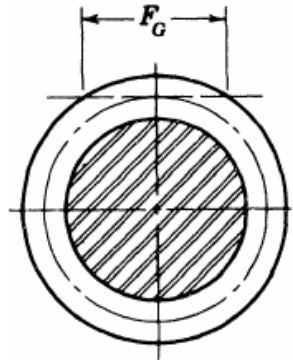
Donde C es la distancia entre centros. Esta proporción suministra una capacidad de potencia óptima del engranaje. (Shigley, 2006:668). Existe también una condición relacionada con el ancho de cara F_G del tornillo sinfín que determina éste debería ser igual a la longitud de una tangente al círculo de paso del tornillo sinfín entre sus puntos de intersección con el círculo de la cabeza, como se ilustra en la Figura 121.

De esa relación se deriva la siguiente ecuación.

$$F_G = \sqrt{D_w^2 - d_w^2} \tag{ECUACIÓN 40}$$

(Mott, 2006:345).

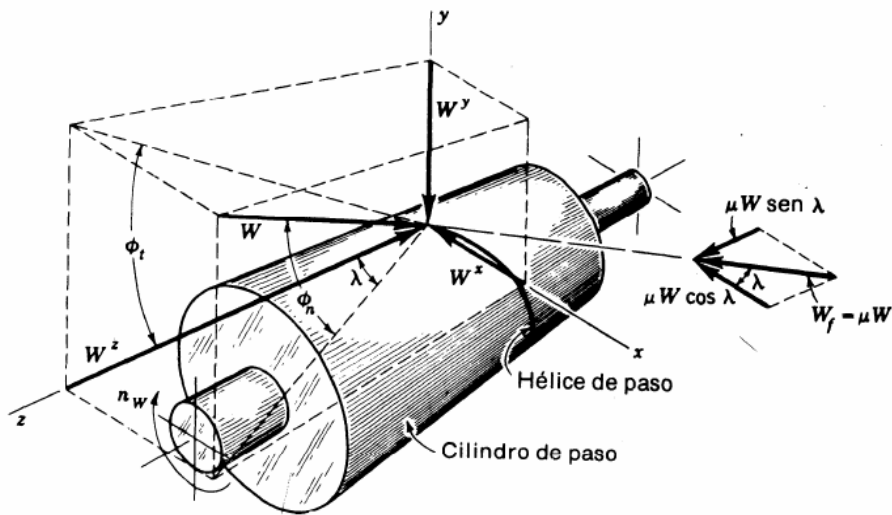
FIGURA 121. REPRESENTACIÓN GRÁFICA DEL ANCHO DE CARA DEL SINFIN



Fuente: Shigley, 2006. Pág. 678.

3) Análisis de fuerzas de engranes de tornillo sinfín. Si se desprecia la fricción, la única fuerza que ejerce el engranaje es la fuerza W , que está formada por tres componentes perpendiculares. Existen una fuerza tangencial, una fuerza radial y una fuerza axial que actúa sobre el tornillo y la corona.

FIGURA 122. DIAGRAMA DE FUERZAS SOBRE UN TORNILLO SINFIN EJERCIDAS POR LA RUEDA



Fuente: Shigley, 2006. Pág. 695

Las fuerzas que se ilustran en la Figura 122, se calculan como sigue:

$$W^x = W \cos \phi_n \sin \lambda \tag{ECUACIÓN 41}$$

$$W^y = W \sin \phi_n \quad \text{ECUACIÓN 42}$$

$$W^z = W \cos \phi_n \cos \lambda \quad \text{ECUACIÓN 43}$$

Las fuerzas establecidas anteriormente, se deben relacionar a las fuerzas que actúan sobre el sinfín y sobre la rueda. Se indica subíndice W para el tornillo y G para la rueda. Las direcciones de las fuerzas apareadas son opuestas debido al principio de acción y reacción. A saber:

$$W_{tG} = -W_{xW} = W^z \quad \text{ECUACIÓN 44}$$

$$W_{xG} = -W_{tW} = W^x \quad \text{ECUACIÓN 45}$$

$$W_{rG} = -W_{rW} = W^y \quad \text{ECUACIÓN 46}$$

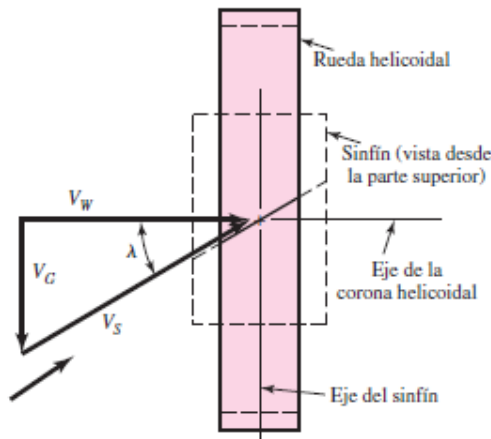
La fricción juega un papel importante en el funcionamiento del conjunto, por el contacto de deslizamiento entre las roscas del tornillo y los dientes de la corona. Este coeficiente depende de los materiales a utilizar, la lubricación y la velocidad de deslizamiento. Con base en la velocidad de la línea de paso de la corona, se define la velocidad de deslizamiento:

$$v_s = \frac{v_{tG}}{\sin \lambda} \quad \text{ECUACIÓN 47}$$

Con base en la velocidad de la línea de paso del tornillo sinfín, la velocidad de deslizamiento se define como:

$$v_s = \frac{v_{tG}}{\cos \lambda} \quad \text{ECUACIÓN 48}$$

FIGURA 123. COMPONENTES DE VELOCIDAD DE UN ENGRANAJE DE TORNILLO SINFÍN



Fuente: Shigley, 2006. Pág. 697.

La fuerza de fricción W_f , actúa en dirección paralela a la cara de las roscas del tornillo sinfín. Esta fuerza es dependiente de la fuerza tangencial sobre el engrane, el coeficiente de fricción y la geometría de los dientes: (Mott, 2006:478)

$$W_f = \frac{f W_{tG}}{\cos \lambda \cos \phi_n - f \sin \lambda} \quad \text{ECUACIÓN 49}$$

Tomando en cuenta la fricción, las ecuaciones ECUACIÓN 41, ECUACIÓN 42, y ECUACIÓN 43, a sabiendas que f es el coeficiente de fricción, se redefinen como:

$$W^x = W (\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda) \quad \text{ECUACIÓN 50}$$

$$W^y = W \sin \phi_n \quad \text{ECUACIÓN 51}$$

$$W^z = W (\cos \phi_n \cos \lambda - f \sin \lambda) \quad \text{ECUACIÓN 52}$$

El coeficiente de fricción, según la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes, AGMA, por sus siglas en inglés, depende de la velocidad de deslizamiento y la ECUACIÓN 53 muestra su cálculo. (Montenegro, 2012:21).

$$f = \begin{cases} 0.15, & V_s = 0 \\ 0.124 \exp(-0.074V_s^{0.645}), & 0 < V_s \leq 10 \text{ pies/min} \\ 0.103e^{-0.11v_s^{0.45}} + 0.012, & V_s > 10 \text{ pies/min} \end{cases} \quad \text{ECUACIÓN 53}$$

Otra relación entre fuerzas importante, es la que asocia las fuerzas tangenciales que actúan tanto en el tornillo como en la corona.

$$W_{tW} = W_{tG} \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda}{f \sin \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda} \quad \text{ECUACIÓN 54}$$

La eficiencia se define como la relación entre las velocidades tangenciales del sinfin tomando o no en cuenta a la fricción:

$$\eta = \frac{W_{tG}(\sin \text{fricción})}{W_{tG}(\text{con fricción})} = \frac{\cos \phi_n - f \tan \lambda}{\cos \phi_n + f \cot \lambda} \quad \text{ECUACIÓN 55}$$

Se debe recordar también que la eficiencia también es la relación entre la potencia de salida y la potencia de entrada.

4) Picadura engrane Tornillo sinfin AGMA 6034 B-92. La norma AGMA, proporciona una ecuación acerca de la picadura en el engrane de tornillo sinfin, que relaciona la fuerza transmitida admisible en el diente del engrane, cuya relación se presenta a continuación.

$$W_{Gperm}^t = C_s D_m^{0.8} F_e C_m C_v \quad \text{ECUACIÓN 56}$$

Donde:

C_s : Factor por materiales

D_m : Diámetro de paso de la corona

F_e : Ancho de cara efectivo en pulgadas.

C_m : Factor de corrección de relación

C_v : Factor por velocidad

La carga transmitida en la corona está dada por:

$$W_G^t = \frac{33000n_d H_o K_a}{V_G \eta} \quad \text{ECUACIÓN 57}$$

Donde:

n_d : Factor de seguridad

H_o : Potencia de salida en Hp

K_a : Factor de aplicación

V_G : Velocidad tangencial de la corona en pies/min

η : Eficiencia

Si se cumple que $W_G^t < W_{perm}^t$ se puede asegurar que el diseño durará al menos 25000 horas.

5) Condición de autobloqueo. En esta condición, aunque el sinfín impulse la corona, si al eje de la corona se aplica un par torsional, el sinfín no gira debido a la fuerza de fricción entre las roscas del sinfín y los dientes de la corona. Para que esta condición se cumpla, el ángulo de avance λ , debe ser menor a 5° . Cabe mencionar que esta condición genera baja eficiencia.

c. Esfuerzos en los dientes de engranes de un mecanismo de tornillo sinfín. Si el mecanismo es utilizado intermitentemente o a velocidades bajas de la corona, la resistencia a la flexión de los dientes del engrane puede ser clave porque los dientes del sinfín son más resistentes que los de corona. Para el cálculo del esfuerzo máximo presente en el engranaje se tiene una adaptación a la ecuación de Lewis:

$$\sigma = \frac{W_G^t}{p_n F_e y} \quad \text{ECUACIÓN 58}$$

Donde:

σ : esfuerzo por flexión, kg/mm².

W_G^t : Carga transmitida, kg.

p_n : Paso circular normal, mm.

F_e : Ancho de cara de la rueda.

y : Factor de forma de Lewis relacionado con el paso circular.

d. Potencia en engranaje de tornillo sinfín. Por la norma AGMA, la potencia nominal de entrada en HP se define como sigue:

$$P = \frac{W_G^t d_G n_w}{1454727 m_G} + \frac{V_s W_f}{4566} \quad \text{ECUACIÓN 59}$$

En la ecuación anterior, el primer término es la potencia de salida y el segundo la pérdida de potencia.

La carga a transmitir se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$W_G^t = \frac{C_s d_G^{0.8} F_e C_m C_v}{743} \quad \text{ECUACIÓN 60}$$

La nomenclatura de las ecuaciones ECUACIÓN 59 y ECUACIÓN 60 se describen a continuación:

n_w : Velocidad del tornillo, rpm.

V_s : Velocidad de deslizamiento en el diámetro medio del tornillo, m/min.

C_s : Factor de corrección por tamaño.

C_m : Factor de corrección de la relación de velocidades.

C_v : Factor de velocidad.

Los factores necesarios para el cálculo de la carga permisible a transmitir a la corona, se calculan mediante las siguientes ecuaciones.

$$C_s = 270 + 10.37C^s \quad C \leq 3 \text{ pulgadas} \quad \text{ECUACIÓN 61}$$

$$C_m = \begin{cases} 0.02\sqrt{-m_G^2 + 40m_G - 76} + 0.46 & 3 < m_G \leq 20 \\ 0.0107\sqrt{-m_G^2 + 56m_G + 5145} & 20 < m_G \leq 76 \\ 1.1483 - 0.00658m_G & m_G > 76 \end{cases} \quad \text{ECUACIÓN 62}$$

$$C_v = \begin{cases} 0.659 \exp(-0.0011V_s) & V_s < 700 \text{ pies/min} \\ 13.31V_s^{-0.571} & 700 \leq V_s < 3000 \text{ pies/min} \\ 65.52V_s^{-0.774} & V_s > 3000 \text{ pies/min} \end{cases} \quad \text{ECUACIÓN 63}$$

Donde:

m_G : Relación de transmisión.

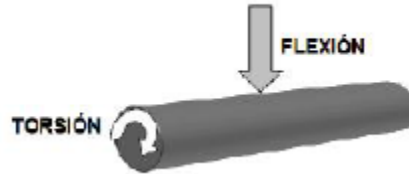
V_s : Velocidad de deslizamiento.

2. Ejes. Según Robert Mott (2006:531), un eje de transmisión es un componente mecánico que es utilizado para transmitir potencia. Estos componentes giran siempre con los elementos que soportan y los elementos que soportan son fijados por medio de chavetas, ranuras o uniones forzadas.

Al momento de transmitir potencia cuando giran, estos elementos se ven sometidos en algunas ocasiones a esfuerzos de torsión pura y generalmente a esfuerzos combinados de torsión y flexión. El esfuerzo de torsión se produce al transmitir torque y la flexión se produce debido a las fuerzas radiales que aparecen por la forma como se transmite la potencia.

a. Esfuerzos en ejes. En todo elemento cilíndrico que transmite movimiento de giro y que lleva montado distintos elementos mecánicos para transmisión de potencia está sometido a flexión por los tipos de cargas y torsión cuando están sometidos a transmisión de potencia.

FIGURA 124. DIAGRAMA DE FLEXIÓN Y TORSIÓN EN UN EJE CILÍNDRICO



Fuente: Mecánica de materiales. Beer, 2007

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes en un eje simultáneamente, por lo que el análisis se facilita el combinar los distintos tipos de esfuerzos en esfuerzos de von Mises. Generalmente las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en lugares críticos donde predominan la flexión y la torsión por lo que pueden dejarse fuera del análisis. (Shigley, 2006:355)

b. Teoría de falla. Una falla se refiere a la pérdida de funcionalidad de un elemento. Esta falla puede darse por deformación (fluencia) como por separación de sus partes (fractura). Para poder determinar cuándo se producirá una falla, se utilizan las teorías de falla. Estas teorías se basan en la comparación del esfuerzo máximo que soporta el material contra el esfuerzo real de trabajo. Las teorías de falla se dividen respecto al tipo de material, es decir si el material tiene un comportamiento frágil o dúctil.

También pueden diferenciarse respecto a la carga de la siguiente manera:

1) Fallas por carga estática. La carga estática es una carga o par torsor, que no varía en magnitud, punto de aplicación y dirección. Las teorías para predicciones de fallas que pueden emplearse para este tipo de carga son:

- Esfuerzo normal máximo
- Mohr modificado
- Mohr Coulomb
- Esfuerzo cortante máximo
- Energía de distorsión (von Mises)

2) Fallas por cargas cíclicas. Falla de un material que se encuentra sometido a cargas variables, después de cierto número de ciclos de carga.

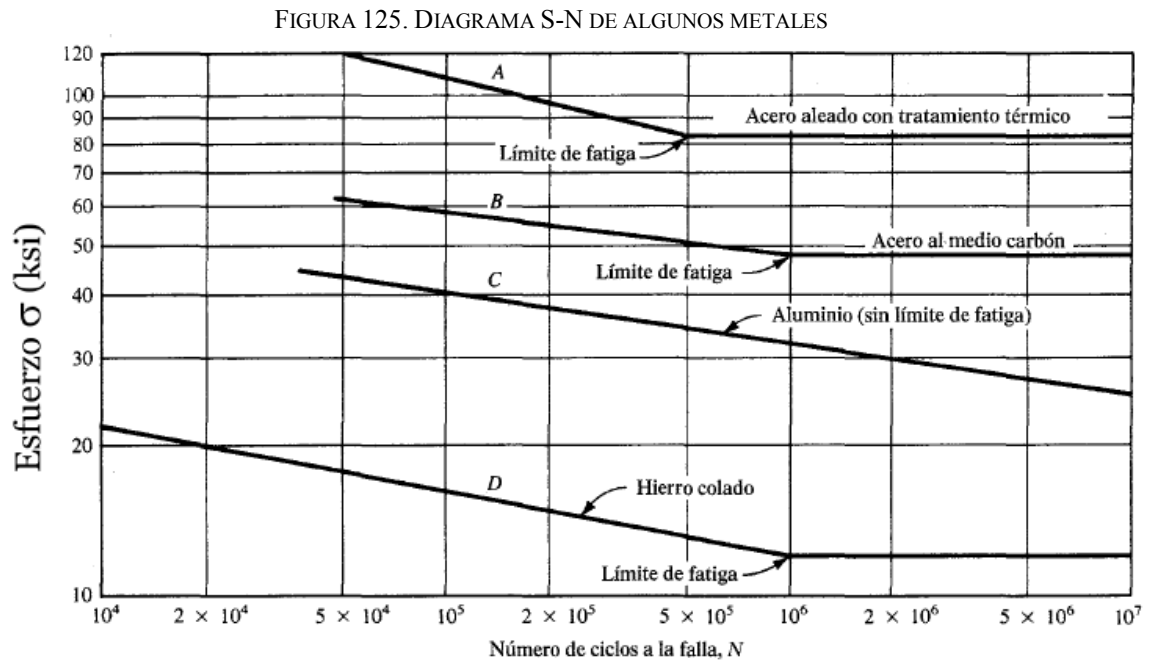
Este tipo de fallas ocurre en elementos que giran que se encuentran sometidos a flexión y las fibras pasan de tensión a compresión y viceversa en cada revolución del elemento. Este tipo de falla es repentina, sin una deformación previa.

Las teorías para predicciones de fallas empleadas en este caso son:

- Goodman
- Gerber
- Soderberg
- ASME elíptica
- Langer

a) Límite de resistencia a la fatiga. Es el valor del esfuerzo por debajo del cual una pieza de cierto material nunca fallará. En general se expresa en función de la resistencia última debido a que los materiales resistentes tienden a ser más duros y menos dúctiles.

(1) Diagrama S-N. El límite de resistencia a la fatiga se presenta cuando el valor del esfuerzo el diagrama S-N se hace horizontal. En general, es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad de ciclos de carga. Si la cantidad de ciclos es infinita el valor del esfuerzo se llama límite de fatiga.



Fuente: Norton, 2006. Página 173.

(2) Estimación de límites de resistencia a la fatiga para aceros.

Existe un método para estimar los límites de resistencia a la fatiga, basado en estimaciones, que da como resultado un área de incertidumbre.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad \text{ECUACIÓN 64}$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tensión.

(3) Ecuación de Marín. Es un método de estimación del límite de resistencia a la fatiga S_e para partes de máquinas. Los métodos anteriormente mencionados, fueron hallados estadísticamente mediante ensayos de laboratorio, por lo que las estimaciones pueden tener una amplia dispersión. Para disminuir este problema, se realiza una compensación mediante el empleo de factores de diseño. La ecuación de Marín se establece como sigue:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{ECUACIÓN 65}$$

Donde:

k_a : Factor por condición superficial

k_b : Factor por tamaño.

k_c : Factor por carga.

k_d : Factor por temperatura.

k_e : Factor por confiabilidad.

k_f : Factor por efectos varios

S_e : Límite de resistencia a la fatiga estimado para la pieza.

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga del material.

En las tablas se presentan las condiciones para la elección de cada uno de los factores para poder estimar el límite de resistencia a la fatiga estimado de la pieza.

CUADRO 60. FACTOR POR CONDICIÓN SUPERFICIAL

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de forjado	39.9	272.	-0.995

Fuente: Shigley, 2006

CUADRO 61. FACTOR POR TAMAÑO

$$\text{Para flexión y torsión (barra redonda girando): } k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

CUADRO 62. FACTOR POR CARGA

Modo de carga	kpsi	$k_c = \alpha S_{ut}^{\beta} \text{LN}(1, C)$			k_c promedio
		α MPa	β	C	
Flexión	1	1	0	0	1
Axial	1.23	1.43	-0.0778	0.125	0.85
Torsión	0.328	0.258	0.125	0.125	0.59

Fuente: Shigley, 2006.

CUADRO 63. FACTOR DE CARGA PROMEDIO DE MARÍN PARA CARGA AXIAL

\bar{S}_{ut} , kpsi	k_c^*
50	0.907
100	0.860
150	0.832
200	0.814

Fuente: Shigley, 2006.

CUADRO 64. FACTOR DE CARGA DE MARÍN PARA CARGA DE TORSIÓN

\bar{S}_{ut} , kpsi	k_c^*
50	0.535
100	0.583
150	0.614
200	0.636

Fuente: Shigley, 2006.

CUADRO 65. FACTOR POR CONFIABILIDAD

Reliability, %	Transformation Variate z_a	Reliability Factor k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

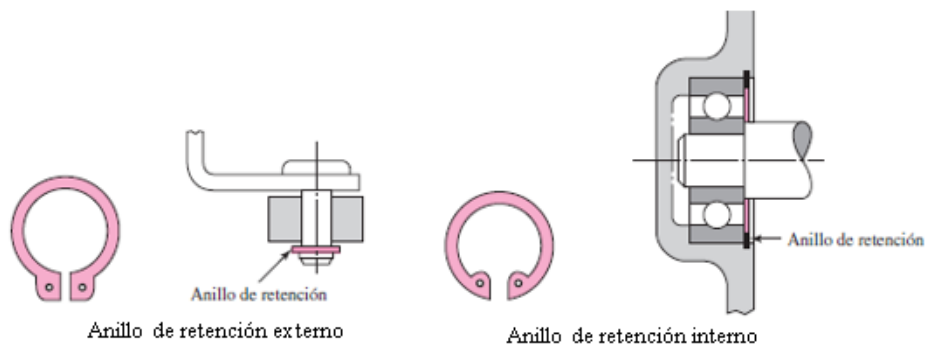
$$k_e = 1 - 0.08 z_a$$

3. **Cuñas.** Las cuñas son elementos que se utilizan para fijate elementos rotativos al eje. Estos elementos permiten la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta.

En lo que se refiere al diseño de las cuñas, deberá ser dimensiones que resistan el esfuerzo de corte desarrollado entre el eje y el engranaje y estar lo suficientemente ajustada para que no exista juego entre los dos componentes.

4. **Anillos de retención.** Son utilizados para posicionar axialmente un componente sobre un eje o en un agujero de alojamiento. Para que los anillos puedan ser alojados adecuadamente en el fondo de la ranura del eje y cumplan su función de soporte de cargas axiales, el radio del fondo de la ranura deber ser agudo, alrededor de un décimo del ancho de la ranura.

FIGURA 126. USOS COMUNES DE ANILLOS DE RETENCIÓN



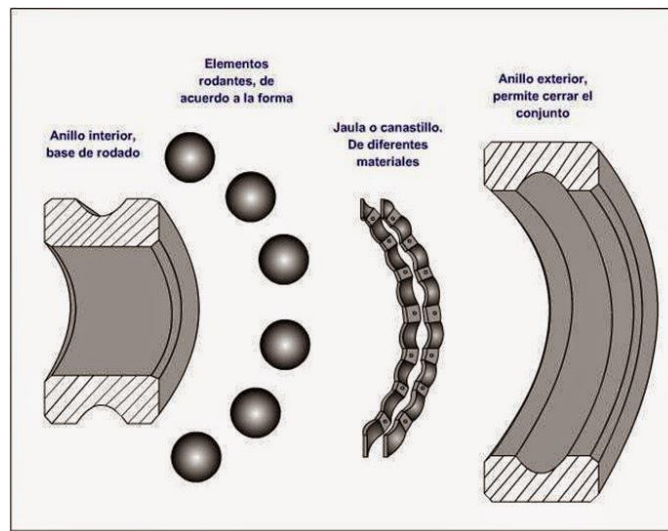
Fuente: Shigley, 2006. Pág. 382.

5. Rodamientos. Son elementos cuyo propósito es proporcionar una posición relativa, libertad de rotación y transmitir una carga entre dos estructuras que son usualmente un eje y una carcasa. Se utilizan si se van a transmitir cargas entre superficies en movimiento relativo en una máquina; esta acción facilita si se interponen elementos rodantes entre los dos elementos en deslizamiento. Así la resistencia de fricción que se opone al deslizamiento se reemplaza por la resistencia más pequeña que se asocia al rodamiento. (Nieto, 2007: 35).

Para rodamientos existe la norma ISO 286 que establece los ajustes y tolerancias para el correcto montaje de los mismos; para un buen ajuste se toman en cuenta la naturaleza, magnitud y dirección de la carga, las condiciones de temperatura, diámetro y velocidad del rodamiento y el método de montaje.

a. Componentes de un rodamiento. En general, un rodamiento cuenta con un aro exterior, un aro interior, elementos rodantes, jaula y sellos; aunque pueden encontrarse rodamientos abiertos que no posean sellos, tapas o jaula. Los anillos y elementos rodantes son predominantemente de acero.

FIGURA 127. PARTES DE UN RODAMIENTO.



b. Clasificación de rodamientos. Existe una diversidad de diseños de rodamientos y tamaños que son diseñados para el tipo de carga al que están sometidos (axial, radial, combinadas).

- Los rodamientos para cargas radiales pueden soportar preferentemente cargas dirigidas en la dirección perpendicular al eje que las contiene.
- Los rodamientos para cargas axiales soportan cargas axiales grandes y muy pequeñas cargas radiales.
- Los rodamientos de cargas mixtas pueden soportar cargas radiales, axiales o combinadas.

Los rodamientos también pueden clasificarse de acuerdo a la geometría de los elementos rodantes en los grupos que se presentan en el Cuadro 66 con sus características.

CUADRO 66. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS TIPOS DE RODAMIENTOS

Tipo de rodamiento	Ventajas	Desventajas
Rodamientos de bolas	Soporta altas velocidades de giro.	Soporta cargas axiales muy pequeñas en cualquier dirección.
Rodamientos de bolas de contacto angular	Soportan cargas radiales y axiales en una dirección.	Deben utilizarse emparejados. Necesitan un ajuste de precarga en el montaje. Ruidosos.
Rodamientos de rodillos cilíndricos	Soportan cargas medias radiales	No soportan cargas axiales.
Rodamientos de rodillos cónicos.	Soportan grandes cargas axiales y radiales.	Deben utilizarse emparejados. Necesitan un ajuste de precarga en el montaje.
Rodamientos de agujas.	Alta capacidad de carga radial y son apropiados para carga oscilatoria.	No soportan cargas axiales.

A continuación, se describen a profundidad las características de los rodamientos cónicos, que son los utilizados en el desarrollo de este proyecto.

c. Selección de rodamientos

1) Vida nominal básica. Al estar las superficies de las pistas y los elementos rodantes sometidos a esfuerzos de compresión repetitivos, en los rodamientos ocurre un descascarillado de las superficies, que es causado por la fatiga del metal y causa la falla del rodamiento. La vida de los rodamientos se define en términos del número de revoluciones que pueden ejecutarse antes de que se presente descascarillado de las pistas o de los elementos rodantes. (NTN, 2004). La vida nominal básica para rodamientos de rodillos está dada por:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \quad \text{ECUACIÓN 66}$$

Donde:

L_{10} : Vida nominal básica, dado en 10^6 revoluciones.

C : Capacidad básica de carga dinámica, en N.

P : Carga dinámica equivalente, en N.

2) Capacidad básica de carga dinámica. Es la capacidad de un rodamiento de asimilar carga dinámica (NTN, 2004). Esta capacidad es la carga constante que el rodamiento puede soportar en un periodo de un millón de revoluciones.

La relación entre la vida nominal básica, la capacidad básica de carga dinámica y la carga aplicada a rodamientos de rodillos, se muestra en las siguientes ecuaciones.

Vida nominal básica	$L_{10h} = 500f_h^{10/3}$	ECUACIÓN 67
---------------------	---------------------------	-------------

Factor de vida	$f_h = f_n \frac{C}{P}$	ECUACIÓN 68
----------------	-------------------------	-------------

Factor de velocidad	$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{3/10}$	ECUACIÓN 69
---------------------	--	-------------

3) Carga dinámica equivalente. Es la suma de las cargas dinámicas radiales y las cargas dinámicas axiales que actúan en el rodamiento simultáneamente. Esta carga es la hipotética que actúa en el centro del rodamiento y considera que la vida útil del rodamiento es la misma que si estuviera cargado sólo radialmente o sólo axialmente. (NTN, 2004).

Carga radial dinámica equivalente:

$$P_r = XF_r + YF_a \quad \text{ECUACIÓN 70}$$

Donde:

F_r : Fuerza radial aplicada en N o kgf.

F_a : Fuerza axial aplicada en N o kgf.

X : Factor de carga radial.

Y : Factor de carga axial.

Se debe tomar en cuenta que los factores de carga son seleccionados según el rodamiento.

Carga axial dinámica equivalente:

$$P_a = F_a + 1.2F_r \quad \text{ECUACIÓN 71}$$

4) Carga estática equivalente. Es la carga hipotética que causará una deformación permanente donde se localice el punto de mayor esfuerzo entre los elementos rodantes y las pistas, cuando se aplica al rodamiento una combinación de cargas estáticas radiales y axiales simultáneamente. (NTN, 2004).

Carga radial estática equivalente:

$$P_{or} = X_oF_r + Y_oF_a \quad \text{ECUACIÓN 72}$$

Carga axial estática equivalente:

$$P_{ar} = F_a + 2.7F_r$$

ECUACIÓN 73

Donde:

F_a : Carga axial aplicada en N o kgf.

F_r : Carga radial aplicada en N o kgf.

X_o : Factor de carga radial estática.

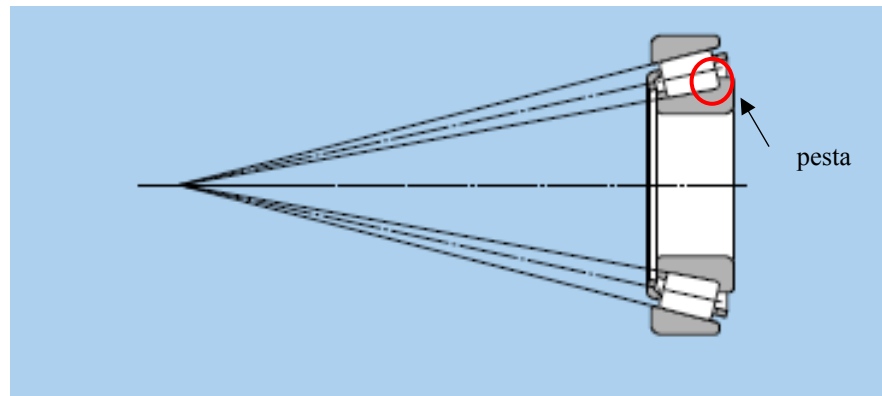
Y_o : Factor de carga axial estática.

Los factores de carga estática se encuentran dados según el rodamiento. Además, se debe tomar en cuenta que $\frac{F_r}{F_a} \leq 0.55$ para la carga dinámica y estática equivalente.

5) Rodamientos cónicos. Estos rodamientos están diseñados de tal manera que tanto las pistas de los anillos interiores y exteriores y el vértice de los rodillos cónicos, se intercepten en un punto sobre la línea de centro del rodamiento. (NTN, 2004). Tanto los rodillos como las pistas de rodadura tienen forma cónica, y el contacto lineal entre los rodillos y las pistas de rodadura hace que estos rodamientos tengan una elevada capacidad de carga.

Una de las funciones que ofrecen estos tipos de rodamientos es la reducción de la fricción y el calor generado, además de la reducción del deterioro de la pestaña.

FIGURA 128. LÍNEA DE ACCIÓN DE RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS



a) Tipos de rodamientos

(1) Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera. Es el tipo de rodamientos más utilizado y se forma por el conjunto de un cono y un aro. Se suelen colocar como parte de un par opuesto. Cuentan con una alineación positiva, que garantiza el movimiento del rodamiento completo y genera una fuerza que empuja al rodamiento contra la pestaña del cono. Esta fuerza, también llamada de asentamiento, evita que los rodamientos se desvíen del eje. (Timken).

FIGURA 129. RODAMIENTOS CÓNICOS DE UNA HILERA



(2) Rodamientos de rodillos cónicos de dos hileras. Contienen aros dobles y dos conos individuales. Existen distintas configuraciones para aplicaciones industriales y de automóviles generales.

FIGURA 130. RODAMIENTO DE RODILLOS CÓNICOS DE DOBLE HILERA.



(3) Rodamientos de rodillos cónicos de cuatro hileras. Esta tipología, ofrece una máxima capacidad en un espacio mínimo y combina la capacidad elevada carga, la capacidad radial y axial y el montaje de los rodillos. Son utilizados principalmente en casos que es muy importante la capacidad para altas cargas.

FIGURA 131. RODAMIENTO DE RODILLOS CÓNICOS DE CUATRO HILERAS.



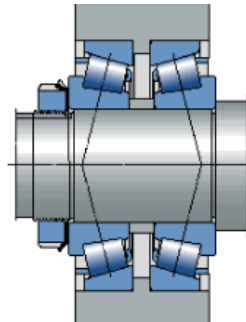
b) Cálculo de cargas para rodamientos de rodillos cónicos. En este tipo de rodamientos, al actuar sobre ellos fuerzas radiales, se induce una fuerza en la dirección axial por lo que los rodamientos deben ser utilizados en pares. Para este tipo de rodamientos, la fuerza radial es expresada por la siguiente ecuación:

$$F_a = \frac{0.5F_r}{Y} \quad \text{ECUACIÓN 74}$$

En dependencia de la dirección de la carga axial, se tienen condiciones de carga que indica en qué tipo de arreglo deben disponerse los rodamientos.

(1) Disposición espalda con espalda. En esta disposición, las líneas de carga divergen a lo largo del eje del rodamiento (SKF). De esta forma se pueden soportar cargas axiales en ambos sentidos: un rodamiento soporta la carga axial para uno de los sentidos únicamente. Presentan una gran distancia entre centros por lo que tiene una elevada capacidad para asimilar cargas de momento.

FIGURA 132. ARREGLO ESPALDA CON ESPALDA DE RODAMIENTOS CÓNICOS



(2) Disposición cara a cara. Con esta disposición, se pueden soportar cargas axiales en cualquier dirección. En este caso, la distancia entre centros es menor, por lo que su capacidad para mantener momentos es inferior a la disposición espalda con espalda. Es aconsejable su uso si se produce desalineamiento.

FIGURA 133. ARREGLO CARA A CARA DE RODAMIENTOS CÓNICOS.

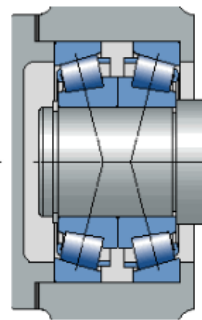
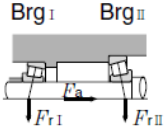
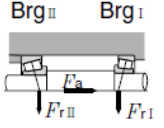
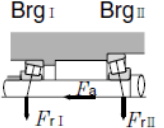
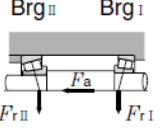


FIGURA 134. DISPOSICIÓN DE RODAMIENTOS Y CARGA DINÁMICA EQUIVALENTE

Disposición de rodamientos	Condición de carga	Carga axial	Carga radial dinámica equivalente
Arreglo DB 	$\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} \leq \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$P_{rI} = XF_{rI} + Y_I \left(\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a \right)$
Arreglo DF 	$\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} > \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$F_{aII} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} - F_a$	$P_{rII} = XF_{rII} + Y_{II} \left(\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} - F_a \right)$
Arreglo DB 	$\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} \leq \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a$	$F_{aII} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a$	$P_{rII} = XF_{rII} + Y_{II} \left(\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a \right)$
Arreglo DF 	$\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} > \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} - F_a$	$P_{rI} = XF_{rI} + Y_I \left(\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} - F_a \right)$

(NTN, 2004: 29).

6. Motor eléctrico. El motor eléctrico es un dispositivo que convierte energía eléctrica en energía motriz por medio de interacciones electromagnéticas. Dispone de un eje de salida para acoplar un engranaje, patea o mecanismo que sea capaz de transmitir generado por el motor.

El uso de motores eléctricos ha sido creciente debido a:

- Gran versatilidad de utilización y potencia que hace posible su uso en distintas aplicaciones.
- Altos rendimientos comparados con motores de combustión interna. Tienen una eficiencia entre el 70% al 95%.

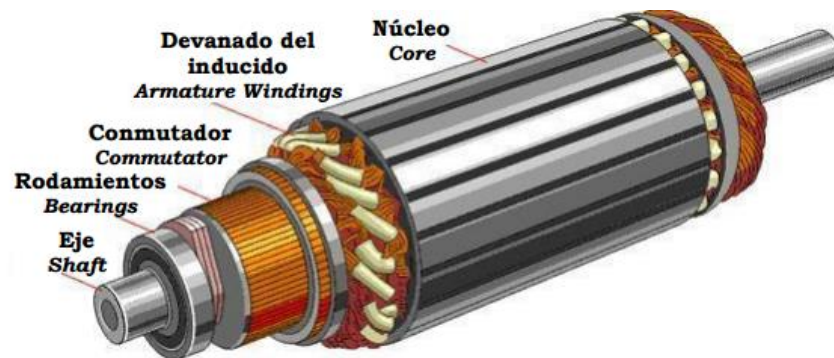
a. Clasificación de motores eléctricos. NEMA (National Electrical Manufacturers Association), señala dos tipos de motores eléctricos clasificador por la naturaleza de la corriente eléctrica. (2006:44).

1) Motores eléctricos DC. Están compuestos principalmente por el rotor y el inductor que a su vez se componen de:

- Un imán fijo que constituye el estator.

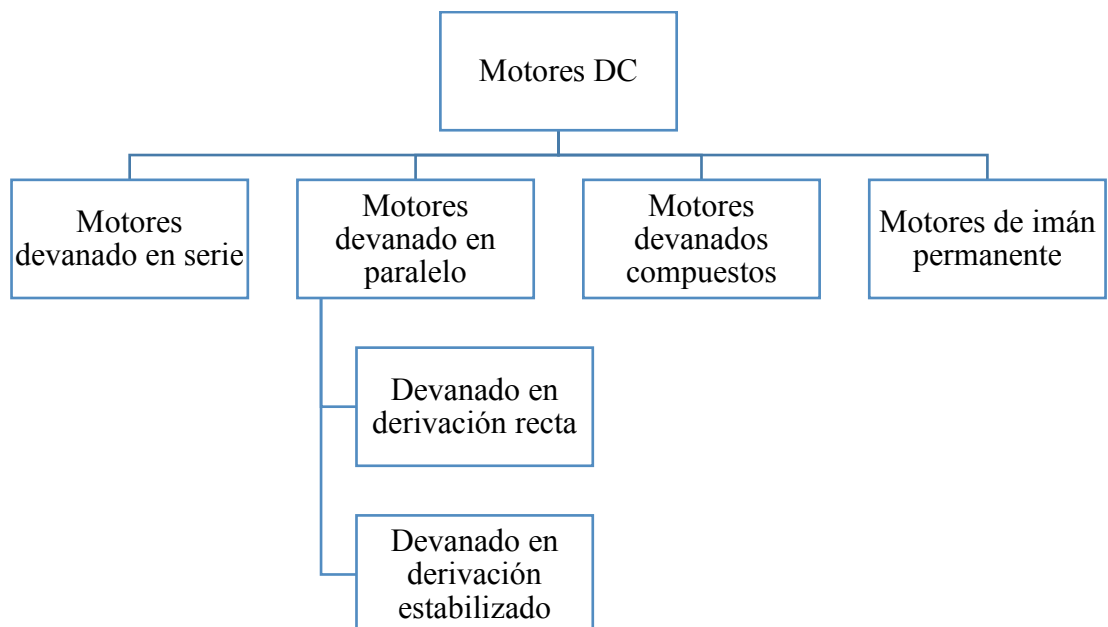
- Un bobinado denominado inducido que es capaz de girar en el interior del primero cuando recibe una señal DC, están las escobillas que transmiten la corriente que proviene de la fuente DC al colector.
- El colector o conmutador es un conjunto de láminas que se montan sobre el rotor y se encuentran separadas entre sí y del eje por medio de materiales aislantes para evitar contacto eléctrico. Éste cumple la función de mantener la corriente que viene de las escobillas en un flujo unidireccional y comunicándola de esta manera al inducido.
- El eje que es la parte móvil del rotor.

FIGURA 135. PARTES DE UN MOTOR DC



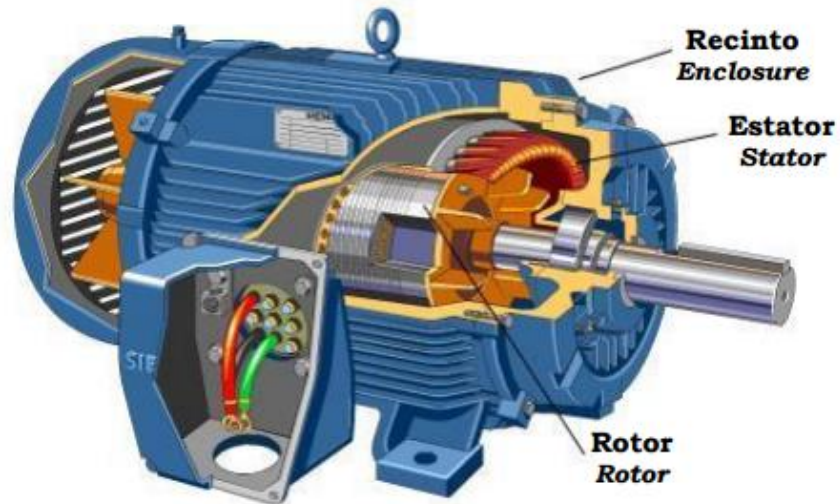
Fuente: www.sectorelectricidad.com

FIGURA 136. CLASIFICACIÓN DE MOTORES ELÉCTRICOS DC SEGÚN NEMA



2) Motores eléctricos AC. Este tipo de motores posee tres partes principales: rotor, estator y recinto. Estas partes se ilustran en la figura siguiente.

FIGURA 137. PARTES DE UN MOTOR ELÉCTRICO DE INDUCCIÓN



Fuente: www.sectorelectricidad.com

El estator es la parte estacionaria del circuito electromagnético del motor al igual que en los motores DC. El núcleo del estator se compone de muchas hojas de metal delgado, cuya función es reducir las pérdidas de energía. El circuito magnético de éstos motores está formado por chapas apiladas y aisladas entre sí para eliminar el magnetismo permanente. El rotor es la parte giratoria del circuito electromagnético.

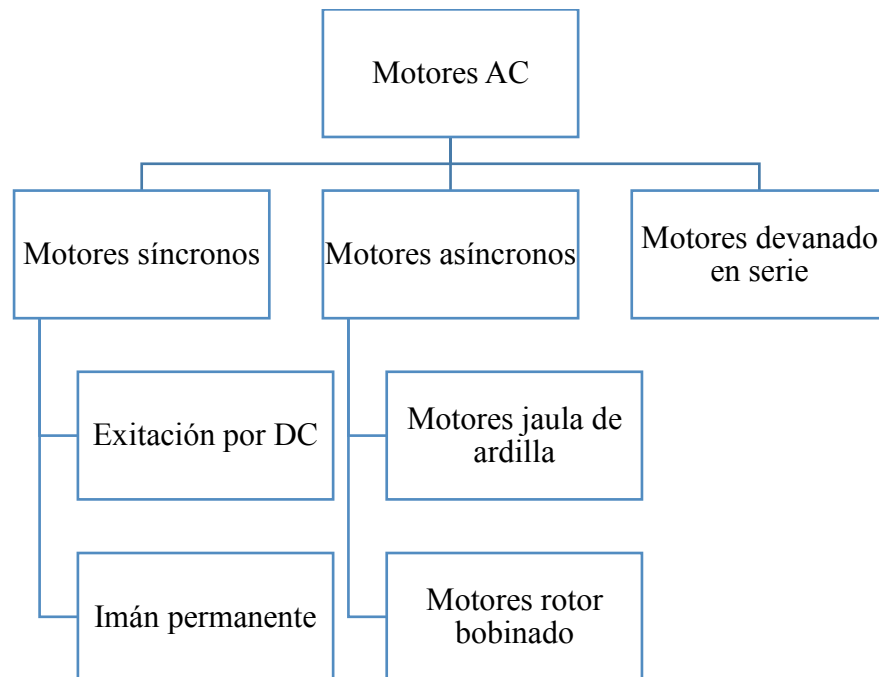
El rotor eléctrico de corriente alterna basa su funcionamiento en la acción que ejerce el campo magnético giratorio que se genera en el estator sobre las corrientes que circulan por los conductores situados sobre el rotor.

FIGURA 138. ESTATOR Y ROTOR DE MOTOR ELÉCTRICO.



Fuente: mheducation.es

FIGURA 139. CLASIFICACIÓN DE MOTORES AC SEGÚN NEMA



De estos tipos de motores, se destaca la rama de los motores asíncronos, los cuales son más utilizados en la industria debido a que son sencillos, resistentes, requieren poco mantenimiento y poseen un bajo costo de fabricación.

a) Motores asíncronos. Son aquellos en los que la velocidad de giro del rotor no es la de sincronismo, impuesta por la frecuencia de la red. La diferencia de este motor con los demás es porque no existe corriente inducida en uno de sus devanados, que normalmente es el rotor y la corriente que circula por el devanado del rotor es causada por la fuerza electromotriz inducida por la acción del flujo del otro y por eso se les denominan motores de inducción.

En lo que se refiere a las características de operación de estos motores se debe mencionar la tensión, el factor de potencia, el par motor y la variación de velocidad.

- Tensión: el funcionamiento normal permite fluctuaciones del orden de $\pm 5\%$ la tensión nominal, de tal forma que, a mayor corriente en el rotor y el estator, aumentan las pérdidas y disminuye el rendimiento.
- Factor de potencia: Se presentan consumos de energía reactiva altos que repercute en factores de potencia bajos. Estos factores tienden a mejorar a medida que aumenta la potencia y la velocidad del motor como se refleja en el Cuadro 67.

CUADRO 67. FACTORES DE POTENCIA PARA MOTORES ASÍNCRONOS

Potencia [kW]	Velocidad [rpm]		
	3000	1500	1000
1.1	0.85	0.81	0.75
3.0	0.86	0.83	0.75
11	0.86	0.86	0.78
30	0.87	0.87	0.85
55	0.89	0.87	0.87

Fuente: Viakon

- Par motor: Al seleccionar el motor se debe tener en cuenta el tipo de carga; conociendo la aplicación, se escoge el motor comercial requerido.
- Variación de velocidad: estos motores son esencialmente de velocidad constante y dependiendo la aplicación puede variarse su velocidad.

Este tipo de motores se pueden clasificar de acuerdo a su tipo de rotor en motores de rotor bobinado y de jaula de ardilla.

(1) Motores jaula de ardilla. El motor está compuesto por un conjunto de barras conductoras de cobre que se encuentran unidas en sus extremos por anillos. Este tipo de motor es utilizado en la mayoría de aplicaciones.

Para distinguir entre diversos tipos disponibles, la National Electrical Manufacturers Association (NEMA) ha desarrollado un sistema de identificación en el cual cada tipo de motor comercial de inducción de jaula de ardilla se fabrica de acuerdo con ciertas propiedades de construcción eléctrica y mecánica del motor.

CUADRO 68. CLASIFICACIÓN DE MOTORES JAULA DE ARDILLA SEGÚN NEMA.

Clase NEMA	Par de arranque [# de veces el nominal]	Corriente de arranque [A]	Regulación de velocidad [%]	Descripción
A	1.5 – 1.75	5.0 – 7.0	2.0 - 4.0	Velocidad constante, alta resistencia
B	1.4 – 1.6	4.5 – 5.0	3.5	Propósito general. Par de arranque normal, baja corriente de arranque
C	2.0 – 2.5	3.5 – 5.0	4.0 – 5.0	Doble jaula, alto par de arranque, para cargas pesadas.
D	2.5 – 3.0	3.0 – 8.0	5.0 – 13.0	Alto par, alta resistencia, para servicio pesado.
F	1.25	2.0 – 4.0	Mayor a 5	Doble jaula, bajo par y baja corriente de arranque.

Fuente: http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lep/salvatori_a_m/capitulo1.pdf

Su importancia se debe a que tienen una construcción simple y robusta, que les permite operar en condiciones adversas. Esto causa una ventaja pues mantienen un excelente servicio y requieren de poco mantenimiento. En la actualidad, el 80% de los motores que se encuentran en la industria son de este tipo trabajando a una velocidad constante (Miller, 2008:145).

De los motores más utilizados en la industria, se encuentra el motor jaula de ardilla Clase B, de propósito general. A continuación, se detallan sus características.

CUADRO 69. CARACTERÍSTICAS DE MOTORES JAULA DE ARDILLA, CLASE B NEMA

Motor jaula de ardilla de propósito general, Clase B NEMA	
Regulación de velocidad	Pérdidas del 3 al 5% para tamaños pequeños.
Control de velocidad	No incorporado, excepto motores especiales diseñados para dos a cuatro velocidades fijas.
Par de arranque	200% de carga plena para 2 polos y hasta 105% para 16 polos.
Par máximo	200% de plena carga.
Aplicaciones	Para aplicaciones de velocidad constante.

Fuente: Miller, Mark. Industrial Electricity and Motors Control.

(2) Motores de rotor bobinado. El devanado del rotor de estos motores está formado por un bobinado trifásico similar al del estator, con igual número de polos. Este motor a igualdad de potencia y clase de protección, es más costoso, menos robusto y exige un mantenimiento mayor que uno de jaula de ardilla. Frente al motor de jaula de ardilla posee las ventajas de que en algunos casos concretos resultan determinantes: las características del circuito eléctrico del rotor pueden ser modificadas en cada instante desde el exterior y la tensión e intensidad del rotor son directamente accesibles a la medida o al control electrónico. Este tipo de motores es utilizado cuando se requiere un gran par motor. (Martín, 2010:106).

7. **Potencia.** Es la razón de cambio del trabajo por unidad de tiempo. Debido a que los motores eléctricos se encargan de transformar la energía, específicamente trabajo eléctrico en trabajo mecánico, ellos transforman potencia eléctrica en mecánica.

Los motores eléctricos utilizan una potencia eléctrica dada por un voltaje y una corriente. La potencia eléctrica que se suministra al motor puede ser de distintos tipos:

- Potencia de corriente directa

$$P = VI \quad \text{ECUACIÓN 75}$$

- Potencia de corriente alterna monofásica

$$P_F = V_F I_F \cos \theta \quad \text{ECUACIÓN 76}$$

- Potencia de corriente alterna trifásica para sistemas equilibrados (tensiones de fase, tensiones de línea, corrientes de línea y corrientes de fase son iguales entre sí).

- Potencia activa

$$P_{3\phi} = \sqrt{3}V_L I_L \cos \theta \quad \text{ECUACIÓN 77}$$

- Potencia reactiva

$$Q_{3\phi} = \sqrt{3}V_L I_L \sin \theta \quad \text{ECUACIÓN 78}$$

- Potencia aparente

$$S_{3\phi} = \sqrt{3}V_L I_L \quad \text{ECUACIÓN 79}$$

La potencia mecánica de los motores es expresada en Hp o kW, y es la cantidad de trabajo que un motor eléctrico es capaz de realizar en un periodo de tiempo. La potencia mecánica de los motores está definida por el par y la velocidad de rotación.

$$P = \omega T \quad \text{ECUACIÓN 80}$$

De la ECUACIÓN 80, se intuye que a menor velocidad se aumente el par para entregar manteniendo la potencia.

8. **Protecciones eléctricas.** Todo circuito eléctrico debe estar protegido contra los efectos de las sobrecorrientes que puedan presentarse. Y cuando se habla de sobrecorriente se hace referencia a toda corriente superior a la nominal de operación que pueden producirse por cortocircuito o por una sobrecarga.

Para la protección de los circuitos contra los efectos de sobrecorrientes, se utilizan las opciones que se describen a continuación:

- *Fusibles:* Protegen contra sobrecargas de alta duración y contra cortocircuitos.
- *Fusibles y relé térmico:* En este conjunto, además de proteger contra sobrecargas y cortocircuitos, el relé térmico protege contra sobrecargas no intensas, que es una opción utilizada fundamentalmente en la protección de motores.
- *Interruptores automáticos termo magnéticos:* Este tipo de interruptores tiene un disparador térmico para la protección contra sobrecorrientes moderadas (sobrecargas) y un disparador magnético para la protección contra sobrecorrientes elevadas (cortocircuito).

9. **Selección de conductores eléctricos.** Para la selección de secciones de líneas eléctricas, se tienen dos métodos mediante los cuales se obtiene la sección idónea de los conductores a emplear para que sean capaces de transportar la potencia requerida y que en el trayecto ocurra un mínimo de pérdidas de energía (García, 2008:27). Los métodos para este cálculo se describen a continuación. La importancia de la correcta elección de conductores radica que de esta manera se transporta la potencia requerida por la carga, que el transporte se efectúe con un mínimo de pérdidas de energía y que los costes de instalación se mantengan en valores aceptables.

CUADRO 70. TABLA DE RESISTIVIDADES Y CONDUCTIVIDAD DE ALGUNOS MATERIALES CONDUCTORES

Material	Resistividad (en 20 °C-25°C) [Ωm]	Conductividad [S/m]
Plata	1.47×10^{-8}	6.30×10^{-7}
Cobre	1.71×10^{-8}	5.96×10^{-7}
Oro	2.22×10^{-8}	4.55×10^{-7}
Aluminio	2.82×10^{-8}	3.78×10^{-7}
Wolframio	5.65×10^{-8}	1.82×10^{-7}
Níquel	6.40×10^{-8}	1.463×10^{-7}
Hierro	9.71×10^{-8}	1.53×10^{-7}

Fuente: Underwriters Laboratories Inc.

CUADRO 71. CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DE MATERIALES EMPLEADOS EN LTEBT
(LÍNEAS DE TRANSMISIÓN ELÉCTRICAS DE BAJA TENSIÓN).

Material	Peso específico [gr/cm ³]	Carga de rotura [kg/mm ²]	Módulo de elasticidad [kg/mm ²]
Cobre duro	8.89	45 a 37	12000
Aluminio duro	2.70	20 a 16	6750
Aleación de aluminio	2.70	30	6500

Fuente: Instituto San Pablo, México. 2009. http://www.geocities.ws/tecno_sanpablo/apuntes/Tec/tec-m1.pdf

En el Cuadro 70, aunque el material con mayor conductividad y menor resistividad sea la plata, por ser un material blando es inadecuada en la construcción de cables y además sería demasiado costoso. En cambio, son más comunes conductores eléctricos de cobre y aluminio. Para la instalación de los elementos eléctricos de este proyecto, se selecciona como material conductor al cobre por menor resistencia, que equivale a menores pérdidas eléctricas y porque, además, su esfuerzo de tensión a la ruptura es 40% mayor que en el aluminio. Además, el cobre es el material más utilizado para conductores de baja tensión.

En el caso del aislamiento de los conductores, las denominaciones varían por aplicación. Según la designación de la norma UL (Underwriters Laboratories Inc.) existen las denominaciones TW, THW, THHN, TTU. Para la selección del tipo de aislamiento de los conductores, se toma en cuenta la capacidad para resistir diversos aspectos a los que estará expuesta la instalación. En el Cuadro 72 se muestra el tipo de cable recomendado por la UL según la exposición de la instalación.

CUADRO 72. TIPO DE CONDUCTORES SEGÚN EXPOSICIÓN DE INSTALACIÓN

Exposición	Tipo de aislamiento
Lugares secos y húmedos	FEB, FEBP, MTW, PFA, RHH, RHW, RHW-2, SA, THHN, THW, THW-2, THHW, THHW-2, THWN, THWN-2, TW, XHH, XHHW-2 O ZW.
Lugares mojados	MTW, THW, RHW-2, TW, THW, THW-2, THHW, THHW-2, THWN, THWN-2, XHHW, XHHW, XHHW-2, ZW.

Fuente: Underwriters Laboratories Inc.

Para el calibre de los conductores, éstos se identifican por el número de calibre que generalmente sigue el sistema de designación americano AWG (American Wire Gauge). En este caso se escogió un aislamiento THHN, que es un cable de uso general utilizado en sistemas de distribución de baja tensión y tiene un excelente comportamiento a los aceites y químicos (Viakon). Este cable de aislamiento es muy común en la industria por su bajo costo.

CUADRO 73. CARACTERÍSTICAS DE CABLE DE AISLAMIENTO THHN.

Característica	Descripción
Tensión máxima de operación	600 V
Temperatura máxima de operación en el conductor en ambiente mojado	75 °C
Temperatura máxima de operación en el conductor en ambiente seco o húmedo	90 °C

Fuente: Viakon.

FIGURA 140. CONDUCTOR THHN



Otras de las ventajas de utilizar este conductor, se debe a que satisface la prueba de resistencia a la propagación de la flama vertical, su gran resistencia a la abrasión, al aceite y a los agentes químicos debido a que se encuentran aislados con una capa uniforme de material termoplástico Cloruro de Polivinilo (PVC) resistente a la humedad y al calor sobre la cual se aplica un revestimiento de nylon. Los conductores tipo THHN de cobre cumplen con las especificaciones y normas:

- ASTM B-3: Alambres de cobre recocido o suave.
- ASTM B-8: Conductores trenzados de cobre en capas concéntricas, duro, semiduro o suave.
- UL – 83: Alambres y cables aislados con material termoplástico.
- NEMA WC-5: Alambres y cables aislados con material termoplástico para transmisión y distribución de energía eléctrica.

a. Criterio de caída de tensión. Cuando circula corriente a través del conductor, se produce una diferencia de protección en sus extremos, lo que hace que la tensión al final de la línea sea menor que la tensión del inicio. Esta pérdida es ocasionada por la distancia o sección transversal del conductor. Según criterios establecidos por el SEN (Sistema Eléctrico Nacional), indica que para obtener un funcionamiento eficiente del conductor se establece que los porcentajes de caída de tensión no deben exceder del 5% en alimentadores y circuitos ramales y 3% para circuitos ramales.

b. **Criterio de Ampacidad.** También es conocido como criterio de la intensidad máxima admisible o de calentamiento. Criterio que representa la máxima corriente que puede circular por el conductor tomando en cuenta las propiedades del mismo sin provocar daños. Según criterios establecidos por el NEC, para el caso de motores, la capacidad de conducción de corriente de los conductores debe ser al menos 125% de la corriente a plena carga o la nominal del motor. Si se alimenta más de un motor, la capacidad de corriente del conductor es la suma de 1.25 veces la corriente a plena carga del motor mayor más la suma de las corrientes a plena carga del resto de motores del ramal. (Schneider Electric, 2008).

B. Metodología

La metodología utilizada para el módulo de potencia de un sistema que automatice el proceso de embalaje de envases de insecticida se dividió en varias etapas, separando lo concerniente al diseño mecánico y el diseño eléctrico del módulo de potencia. Para ambas partes, se realizó un análisis de los requerimientos tomando en consideración las limitaciones de espacio, costo de los componentes y mecanismos seleccionados, así como la existencia de los mismos en el país. Las fases en las que se desarrolló el diseño de potencia se detallan a continuación.

1. Fase de investigación

a. **Definición del problema.** La producción de insecticidas en envases, en una planta de producción de Guatemala se ve limitada, debido a que el proceso de embalaje de las mismas se realiza de manera manual por operarios. Es por ello, que se diseñó un sistema de automatización para la planta, que consiste en una máquina que realice el proceso de ordenamiento de envases y de empaque de los envases en cajas. Es por ello, que es necesario el diseño del circuito eléctrico, para la alimentación del sistema y el diseño de mecanismos necesarios, para la transferencia de potencia a los elementos mecánicos.

b. **Investigación preliminar.** Se realizó una investigación bibliográfica acerca de sistemas que realicen procesos de embalaje, y la forma de transmitir potencia utilizada que sirvieron de punto de partida para hallar la solución más favorable. La investigación abarcó temas sobre las distintos tipos de potencia eléctrica y el tipo de motores utilizados en la industria. Al existir elementos eléctricos en el sistema, se investigó acerca de los criterios de diseño para selección de conductores eléctricos.

Otra parte importante de este módulo, consistió en el diseño de cajas reductoras de velocidad, por lo que antes del diseño, se realizó una investigación acerca de los mecanismos utilizados para realizar esta tarea, además de una revisión de modelos de cajas reductoras existentes en el mercado.

Para realizar este trabajo fue necesario realizar una visita a la planta de producción de insecticidas ubicada en Guatemala, para poder identificar el problema y los requerimientos para el diseño de una solución adecuada a las necesidades de la planta. Durante la visita se realizó una recolección de datos para el diseño del mecanismo; estos datos fueron proporcionados por el jefe de producción, técnicos mecánicos y eléctricos, encargados de la línea de producción a la que se realizará la implementación del sistema. Los datos necesarios para el diseño de potencia se enlistan en los cuadros siguientes.

CUADRO 74. DIMENSIÓN DE MATRICES DE ENVASES UTILIZADOS EN INSECTICIDAS.

Presentación de envases	Tamaño de matriz presentación al público [envases]
100 mL	5x4
250 mL	4x3
500 mL	4x3
1 L	4x3

CUADRO 75. VOLTAJES DE ALIMENTACIÓN DISPONIBLES EN LA PLANTA.

Voltaje [V]	Tipo de alimentación
440	Trifásico
220	Trifásico
120	Monofásico

CUADRO 76. DATOS VARIOS DE OPERACIÓN DEL PROCESO DE EMBALAJE.

Datos	Unidades
Velocidad de operación de transporte de envases actual (de máquina de llenado a zona de embalaje)	25 envases/min.
Velocidad de operación de transporte de envases deseada (de máquina de llenado a zona de embalaje)	45 envases/min
Peso de presentación crítica (1 L, envase y líquido)	1.25 kg
Espacio disponible para instalación de sistema	1.2 m x 1.2 m

2. Fase de análisis. Previo al diseño de potencia del sistema para la máquina de embalaje, se realizó un análisis de las necesidades para su implementación, para así plantear una opción de acuerdo a las necesidades existentes, tomando en cuenta simplicidad, funcionalidad, seguridad, costo, optimización de espacio.

a. Requerimientos

CUADRO 77. DESCRIPCIÓN DE REQUISITOS

Código de requisito	Requisito	Tipo de requisito	Importancia
E1	El motor debe soportar la potencia y torque que necesita el sistema propuesto.	Funcional	Alto
E1.1	La alimentación del motor debe estar entre los valores disponibles en la planta.	Restricción	Medio
E1.2	Determinar las condiciones del ambiente de trabajo	Restricción	Alto
E1.3	Determinar la carga a mover por el motor.	Restricción	Alto
E1.4	Determinar el tipo de arranque del motor	Funcional	Alto
E1.5	Determinar la velocidad de trabajo del motor	Restricción	Alto
E2	Los circuitos eléctricos deben contar con mecanismos de protección	Funcional	Alto
E2.1	Los conductores de energía eléctrica deben soportar las temperaturas de operación, cortos circuitos y picos de corriente.	De desempeño	Alto
E2.2	Selección de dispositivos de protección y control	Funcional	Alto
E2.2.1	Selección de guarda motor para cada motor	Funcional	Alto
E2.2.2	Protecciones contra cortocircuitos y sobre corriente	Funcional	Alto
E2.2.3	Protecciones contra sobrecarga	Funcional	Alto
E3	Acoplar las velocidades de los motores a las velocidades requeridas.	Funcional	Alto
E3.1	El mecanismo reductor de velocidad, debe ser seguro para los operarios que estén en contacto con la máquina	Seguridad	Alto
E3.2	Seleccionar mecanismo que realice la reducción de velocidad	Funcional	Alto
E3.2.1	Dimensionar el mecanismo de transmisión de potencia	Funcional	Alto
E3.3	Dimensionar ejes de entrada y salida de potencia	Funcional	Alto
E3.3.1	Análisis de esfuerzos corte y momento flector	De desempeño	Alto
E3.4	Cálculo de cojinetes según el tipo de carga aplicada.	De desempeño	Alto
E3.5	Dimensionar la carcasa de la caja de reducción de velocidad	Funcional	Alto

CONTINUACIÓN CUADRO 77.

Código de requisito	Requisito	Tipo de requisito	Importancia
E3.5.1	El tamaño de caja debe ser lo más reducido posible	Restricción	Medio
E3.5.2	El material de la carcasa debe ser rígido y debe transmitir el calor generado.	Restricción	Alto

3. Fase de diseño. Para los sub-módulos presentados en esta sección, se podrá observar que el proceso de diseño es iterativo, donde los parámetros de diseño pueden variar hasta llegar al diseño óptimo que cumpla con todos los requerimientos detallados en la sección anterior.

a. Criterios de diseño

1) Motores, sus protecciones y conductores. Con base en la potencia requerida para el movimiento de los motores, tensiones de alimentación, carga y tipo de aplicación, se seleccionaron los motores para bandas transportadoras (ordenamiento de envases y traslado de cajas), cabezal encargado de trasladar matrices de envases a las cajas y mecanismo de ordenamiento de envases en matrices.

Se evaluó por los criterios de caída de tensión y ampacidad, la selección de los conductores eléctricos que transportan la energía eléctrica hacia los motores para su funcionamiento. Por último, se realizó un diagrama unifilar de los componentes eléctricos de cada ramal.

Se realizó además la evaluación de selección de protecciones eléctricas por catálogos de marcas existentes en el país. La elección de protecciones debe estar amparada por los criterios siguientes.

- Tipo de corriente, tensión de alimentación y la frecuencia. El tipo de protecciones están diseñados dependiendo del tipo de labor que realizan.
- Potencia nominal de la carga, que está determinada por la potencia del motor, que a su vez es dependiente de la carga que el motor debe mover.
- Condiciones de servicio, que es necesario por las veces que los motores entran en funcionamiento al día.
- Tipo de circuito, que puede ser de potencia o de control.

2) Cajas reductoras de velocidad. Análisis de los distintos tipos de engranajes y mecanismos de transmisión de potencia, para luego escoger el tipo de engrane idóneo. Luego de definir el tipo de mecanismo, se realizaron análisis de fuerzas y esfuerzos, tanto los engranes, impulsador e impulsado. En este caso, se realizó una matriz de decisión para escoger el tipo de engranajes a utilizar.

CUADRO 78. ELECCIÓN DE TIPO DE ENGRANAJES PARA CAJAS REDUCTORAS.

Criterio	Prioridad	Engranés rectos	Tornillo sinfin-corona	Cadenas y fajas	Engranés helicoidales
Costo	5	5	5	5	5
Eficiencia	5	3	5	2	4
Tamaño	4	1	4	1	3
Facilidad de fabricación	3	3	2	3	2
Total	17	12	16	11	14

Si se observa el Cuadro 78, la mejor opción para realizar las cajas reductoras de velocidad es la opción de tornillo sinfin-corona. Uno de los factores determinantes fue el tamaño que ocupa, pues puede realizar reducciones de velocidad elevadas en una sola etapa.

- Análisis de esfuerzos para ejes de transmisión de potencia, tomando en cuenta las fuerzas realizadas por los engranes y las reacciones en los apoyos causados por los cojinetes. En este punto, se realizaron las iteraciones de diseño necesarias hasta obtener el diseño óptimo.
- Análisis de la carcasa de la caja reductora de velocidad por análisis de esfuerzos y resistencia de materiales. Se realizaron las iteraciones de diseño en caso necesario.

b. Simulación y validación de diseño. La simulación del diseño de los reductores de velocidad se realizó mediante el software Autodesk Inventor, utilizando las herramientas siguientes:

- Para los ejes y engranajes se utilizó la herramienta Design Accelerator para la creación 3D y para análisis de fuerzas, según potencia, torque, velocidades y factores de servicio.
- Simulation Mechanical para el análisis de esfuerzos en cada uno de los elementos que forman el reductor.

Mediante el software se realiza la validación del diseño, para que cumpla con los criterios establecidos. Luego de realizada la validación, se procedió a realizar planos de dimensiones de piezas, y plano de ensamblaje de caja de reducción de velocidad.

4. Cotizaciones. Se realiza un análisis de costos de obtención de motores, protecciones y cableado tomando en cuenta mantenimiento y vida útil. Además, se realizará un listado de materiales para los elementos de la caja reductora.

C. Diseño de cajas reductoras

1. **Requerimientos y parámetros de operación.** Debido a que los requerimientos de velocidad y torque para la correcta operación de las bandas transportadoras no son valores comerciales de motores, es necesario el uso de elementos de transmisión que logren acondicionar la salida del motor a los parámetros de diseño. El parámetro central para esta aplicación, es la velocidad constante a la que deben moverse los envases, tanto en la banda de conexión entre la máquina de llenado y la zona de embalaje como en la banda transportadora de salida. Para poder lograr esa velocidad, se utilizan elementos de transmisión mecánica. Por restricciones de espacio, no se puede montar el motor con su caja reductora en la banda transportadora de entrada, por lo que la transmisión de potencia en este caso, se realiza en dos etapas: una que es por medio de un sprocket y una cadena y una segunda en la caja reductora de velocidad.

La designación de los motores necesarios en el sistema de embalaje, se encuentran en las siguientes áreas: banda transportadora de envases hacia el mecanismo de ordenamiento, banda que transporta las cajas con el proceso de embalaje culminado, movimiento del cabezal para sujeción de envases y mecanismo de ordenamiento de cajas en las matrices de 4x3 o 5x4 según sea el caso. Para una fácil distinción de la ubicación de los motores, se muestra el lugar en dónde se encontrará cada uno en la máquina en la Figura 141. Para cada uno de los motores, se utilizará una simbología de ahora en adelante, la cual se detalla a continuación:

FIGURA 141. UBICACIÓN DE MOTORES ENCARGADOS DE MOVIMIENTO DE BANDAS TRANSPORTADORAS.

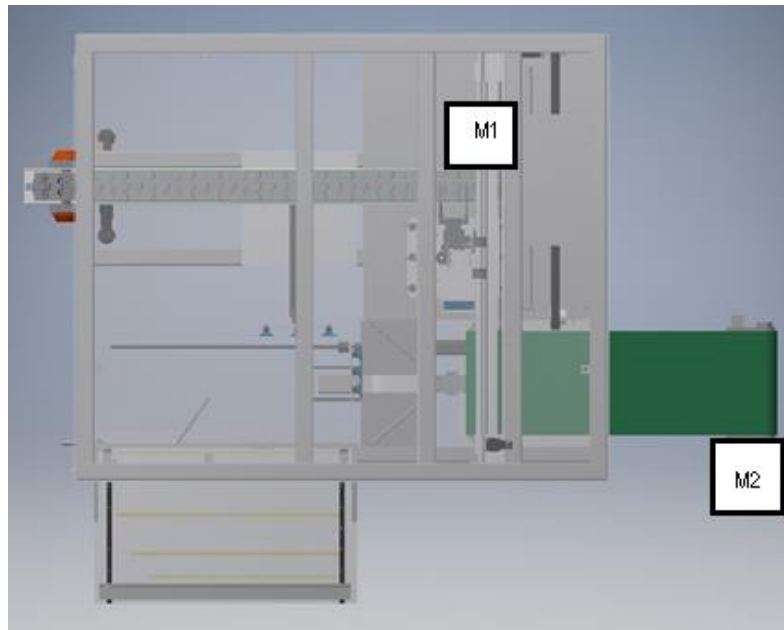
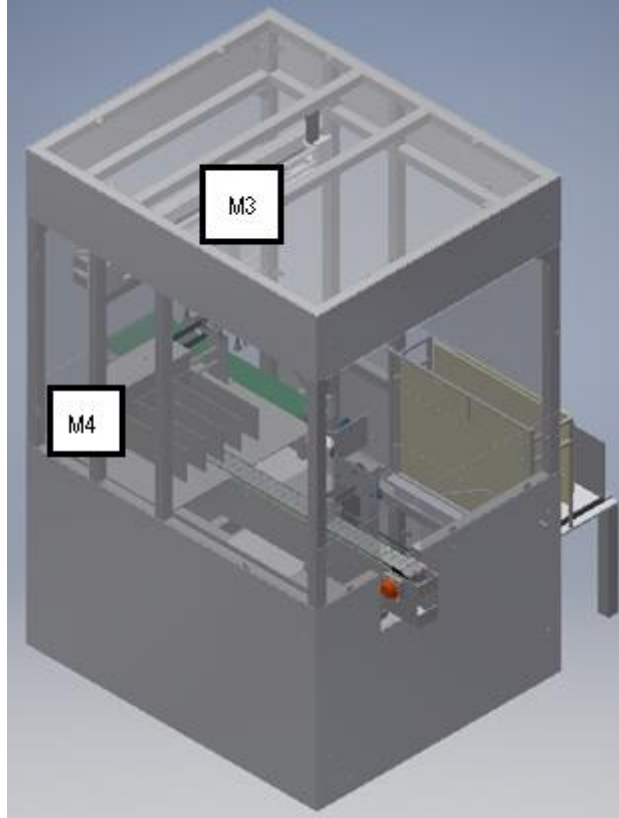


FIGURA 142. UBICACIÓN DE SERVOMOTORES EN MÁQUINA DE EMBALAJE.

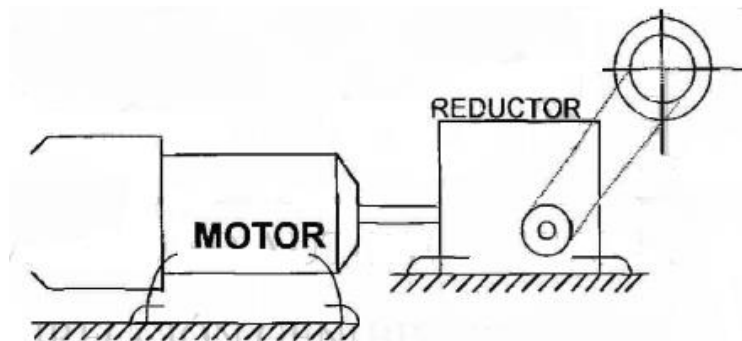


CUADRO 79. IDENTIFICACIÓN DE MOTORES

Descripción	Asignación	Tipo de motor según NEMA
Motor para movimiento de banda transportadora de máquina de llenado a zona de embalaje.	M1	Corriente alterna
Motor para banda transportadora de salida (proceso de embalaje terminado).	M2	Corriente alterna
Motor dedicado para el movimiento del cabezal encargado de colocación de envases en las cajas.	M3	Servo motor
Motor para el movimiento del mecanismo de ordenamiento de envases en matrices.	M4	Servo motor

a. Diseño de caja reductora para M1. El espacio disponible para la instalación del sistema automático de embalaje es reducido. El diseño mecánico de la máquina no permite que los motores con su caja reductora sean colocados directamente al elemento de transmisión de potencia para el movimiento de la banda transportadora. La conexión se realiza por medio de una cadena hacia la cinta transportadora.

FIGURA 143. ESQUEMA DE CONEXIÓN SISTEMA DE ACOPLA DE VELOCIDAD PARA M1



1) Velocidad lineal de transporte de envases al sistema automático de embalaje. Para el cálculo del torque y la potencia, necesarios para que la banda transporte los envases provenientes de la máquina de llenado ya instalada en la planta de producción, se establecieron los parámetros de diseño, dados por la banda transportadora, estos datos se muestran en el siguiente cuadro.

CUADRO 80. REQUERIMIENTOS DE DISEÑO PARA M1

Descripción	Asignación
Velocidad lineal de transporte de envases actualmente	0.155m/s
Diámetro de envases 1L, d_b	0.089 m
Fuerza ejercida, F	16.58 lbf
Diámetro de paso de elemento de transmisión de movimiento giratorio a la banda, D_1	5 in
Número de envases en la banda	6

Con base en la velocidad lineal y flujo de envases por minuto actual, y el flujo de envases por minuto que se quiere alcanzar, se halló por una relación de proporción la velocidad lineal final.

$$\begin{aligned}
 \text{velocidad lineal actual} \cdot \text{Velocidad lineal final} &= \frac{\text{Flujo de botellas final}}{\text{Flujo de botellas actual}} \\
 \text{velocidad lineal final} &= 16.74 \text{ m/min}
 \end{aligned}
 \tag{ECUACIÓN 81}$$

2) Cálculo de torque y potencia de salida. Se procedió a encontrar el torque y la potencia, tomando en consideración una relación de transmisión 1:1, debido a que la reducción la realizará la caja reductora. El peso a movilizar, se calculó en base a la cantidad de envases que estarían dispuestos a lo largo de la banda transportadora, tomando en cuenta que el peso de presentación crítica es la de 1 L (envase y líquido).

Se realizaron iteraciones con distintos pasos de sprocket, para que la relación de reducción de velocidad del reductor fuese un valor comercial. Los parámetros del sprocket seleccionado se muestran en el Cuadro 81.

CUADRO 81. REQUERIMIENTOS PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE PRIMERA BANDA TRANSPORTADORA QUE MOVILIZA ENVASES DESDE LA MÁQUINA DE LLENADO HASTA LA ZONA DE EMBALAJE	
Paso del sprocket	3/8 pulgadas
Diámetro exterior del sprocket	3.790 pulgadas
Número de dientes	30

El diámetro de paso del sprocket, se calculó por medio de la siguiente ecuación:

$$D_p = \frac{\text{paso}}{\text{número de dientes}} \quad \text{ECUACIÓN 82}$$

$$D_p = 3.588 \text{ pulgadas}$$

Ahora, se determina la velocidad angular a la cual estará girando el sprocket, con base a la velocidad lineal a la cual se desplazan los envases y el diámetro de paso del sprocket.

$$\omega_{\text{sprocket}} = \frac{V}{r_p} \quad \text{ECUACIÓN 83}$$

$$\omega_{\text{sprocket}} = 58.45 \text{ rpm}$$

Con la fuerza que realizan los envases llenos sobre la tanda transportadora (véase Cuadro 80) y el radio del sprocket, se obtiene el torque mínimo requerido mediante la siguiente ecuación.

$$T_{\text{mínimo}} = F \frac{D_p}{2} \quad \text{ECUACIÓN 84}$$

$$T_{\text{mínimo}} = 3.36 \text{ Nm}$$

Por tanto, la potencia mínima, está dada por:

$$P = \frac{T_{\text{mínimo}} \cdot \omega_{\text{sprocket}}}{955} \quad \text{ECUACIÓN 85}$$

$$P = 20.57 \text{ W} = 0.028 \text{ hp}$$

A la potencia necesaria para el motor, se aplica un factor de servicio, que tiene en cuenta las distintas condiciones de funcionamiento a las que puede ser sometida la caja reductora. Este factor es necesario para calcular el tamaño adecuado del motor. (RAMFE, 2008: 6).

El factor de servicio, es hallado con base en tablas, las cuales toman en cuenta la naturaleza de la aplicación, la duración de la carga y la frecuencia de arranque. La tabla con los factores, se encuentran en el Apéndice B.

$$f_s = s_1 \cdot s_2 \quad \text{ECUACIÓN 86}$$

Donde:

s_1 : Factor establecido por la naturaleza y duración de la carga.

s_2 : Factor de frecuencia de arranque.

La naturaleza de aplicación, señalada en el Cuadro 202, indica que, para bandas transportadoras, la designación es M-II, que es una carga media. La duración de funcionamiento, en este caso, es de una jornada de aproximadamente 16 horas, obteniendo un factor s_1 igual a 1.6 y el factor s_2 igual a 1. Entonces, la potencia mínima que debe entregar el motor es:

$$P_{\text{corregida}} = 32.81W$$

3) Relación de reducción de velocidad. Con velocidad de salida calculada anteriormente y con la selección de un motor que entregara una potencia mínima 20.57 kW, la relación de velocidad. La velocidad nominal de operación del motor seleccionado, puede encontrarse en el Cuadro 94. El cálculo de relación de velocidad se realizó mediante la ECUACIÓN 35.

$$\text{Relación}_{\text{reductor}} = 29.93 \approx 30$$

4) Diseño geométrico del tornillo

a) Número de hilos del tornillo sinfín y número de dientes de la corona.

La relación entre el número de hilos del tornillo y el número de dientes de la corona, debe dar como resultado la relación de reducción de velocidad. Para las relaciones mayores de 30:1, generalmente se utiliza un solo hilo. Por ello, se eligió un hilo para el tornillo. Por consiguiente, el número de dientes de la corona, para mantener la relación de reducción, debe ser de 30 dientes.

b) Módulo de la corona. Para el dimensionamiento geométrico de la corona, se partió de la suposición de un módulo preferido de uso general, para hallar las fuerzas que se ejercen en el tornillo y verificar si con este diseño, la fuerza tangencial del tornillo es menor que la fuerza tangencial admisible. El módulo seleccionado se encuentra entre los valores de módulos normalizados que proporciona AGMA. (Véase Cuadro 59).

CUADRO 82. PARÁMETROS DE DISEÑO PRELIMINARES DE LA CORONA

Módulo	2.5 mm/dientes
Diámetro de paso	75 mm
Paso axial	7.854 mm
Paso transversal	7.854 mm

c) Distancia entre centros. Se supuso un diámetro de paso del tornillo de 25 mm para hallar la distancia entre centros entre la corona y el tornillo sinfín. La distancia entre centros hallada es de:

$$C = \frac{d_w + d_g}{2} \quad \text{ECUACIÓN 87}$$

$$C = 50 \text{ mm}$$

Donde d_w y d_g representan el diámetro de paso del tornillo y de la corona respectivamente.

La norma AGMA da una restricción que relaciona el diámetro de paso del tornillo basado en la distancia entre centros (ECUACIÓN 39). Para una distancia entre centros de 50 mm, el diámetro de paso del tornillo debe hallarse entre 10.22 mm a 28.65 mm, por lo que en este caso sí cumple.

d) Dimensiones generales del conjunto sinfín – corona. Las ecuaciones para hallar las dimensiones que definen la geometría del conjunto sinfín – corona, basados en la norma AGMA, se hallan en el Apéndice B.

FIGURA 144. DIMENSIONES GENERALES DEL TORNILLO SINFIN.

Diámetro de paso:	$d_{W1} = 25 \text{ mm}$
Paso axial:	$p_x = 7.854 \text{ mm}$
	$p_t := \frac{\pi}{p_x} = 400 \frac{1}{m}$
Avance:	$L(nw, px) := nw \cdot px$
	$L_1 := L(N_{W1}, p_x) = 7.854 \text{ mm}$
Ángulo de avance:	$\lambda(L, d_{W1}) := \text{atan}\left(\frac{L}{\pi \cdot d_{W1}}\right)$
	$\lambda_{-1} := \lambda(L_1, d_{W1}) = 0.0997$
	$\lambda_1 := \frac{180}{\pi} \lambda_{-1} = 5.7106$
Adendo:	$a_1 := \frac{p_x}{\pi} = 2.5 \text{ mm}$
Dedendo:	$b_1 := \frac{1.2 p_x}{\pi} + 0.05 \text{ mm} = 3.05 \text{ mm}$
Profundidad total:	$h_{t1} := \frac{2.20 p_x}{\pi} + 0.05 \text{ mm} = 5.55 \text{ mm}$
Profundidad de trabajo:	$h_{k1} := 2 \cdot a_1 = 5 \text{ mm}$
Diámetro de la raíz del sinfin:	$D_{rW1} := d_{W1} - 2 b_1 = 18.9 \text{ mm}$
Diámetro exterior del sinfin:	$D_{oW1} := d_{W1} + 2 a_1 = 30 \text{ mm}$
Ángulo de presión:	$\Phi_{n1} := 20$

FIGURA 145. DIMENSIONES GENERALES DE LA CORONA DEL SINFIN.

Número de dientes de la corona:	$N_{G1} = 30$	
Diámetro de paso:	$d_{G1} = 75 \text{ mm}$	
Paso circular:	$p_{cl} := p_x = 7.854 \text{ mm}$	
Adendo:	$a_{G1} := a_1 = 2.5 \text{ mm}$	
Dedendo:	$b_{G1} := b_1 = 3.05 \text{ mm}$	
Diámetro de la cabeza:	$D_{t1} := d_{G1} + 2 a_{G1} = 80 \text{ mm}$	
Diámetro de la raíz:	$D_{r1} := d_{G1} - 2 b_{G1} = 68.9 \text{ mm}$	
Diámetro exterior:	$D_0 := D_{t1} + a_{G1} = 82.5 \text{ mm}$	
Ancho de cara:	$F_{Gteorico1} := \sqrt{D_{oW1}^2 - d_{W1}^2} = 16.58 \text{ mm}$	
	$F_{G-1} := \frac{2}{3} \cdot d_{W1} = 16.67 \text{ mm}$	$F_{G1} := 15 \text{ mm}$

5) Análisis de fuerzas y esfuerzos en el mecanismo tornillo sinfín – corona

a) Velocidades tangenciales y de deslizamiento. Para poder hallar las componentes de las fuerzas que actúan sobre el tornillo y la corona, se halló antes la velocidad de deslizamiento entre los dientes de la corona y los hilos del sinfín. También se halló la velocidad tangencial en la línea de paso del tornillo para poder hallar la componente de fuerza tangencial en la línea de paso del sinfín y de la corona. Los subíndices w indican que los parámetros encontrados pertenecen al tornillo y el subíndice g, que son parámetros de la corona.

$$V_{tW} := V_{tW-} \cdot \frac{m}{s} = 2.258 \frac{m}{s}$$

$$V_{tG} := V_{tG-} \cdot \frac{m}{s} = 0.2296 \frac{m}{s}$$

La velocidad de deslizamiento en el mecanismo es:

$$V_{sl_conv} := V_{sl} = 446.709 \frac{ft}{min}$$

b) Coeficiente de fricción. Para poder hallar la fuerza de fricción que actúa entre la zona de contacto del mecanismo, se halló primero el coeficiente de fricción mediante la ECUACIÓN 53, tercera opción por ser la velocidad de deslizamiento mayor a 10 pies/min.

$$f = 0.103e^{-0.11v_s^{0.45}} + 0.012 = 0.0306$$

c) Eficiencia. La eficiencia del mecanismo, se calculó mediante la ECUACIÓN 55.

$$\eta = \frac{\cos \phi_n - f \tan \lambda}{\cos \phi_n + f \cot \lambda} = 0.75$$

d) Cálculo de carga real transmitida a la corona. La carga real transmitida hacia la corona, se calcula en base a la ECUACIÓN 57, tomando como factor de diseño $n_d = 1$, cumpliendo con las normas AGMA que recomiendan un valor de 1 a 1.2. El factor de aplicación en este caso es de 1.25.

$$W_G^t = \frac{33000n_dH_oK_a}{V_G\eta} = 651.37N$$

e) Carga permisible a transmitir en la corona según AGMA 6034B-93. La carga permisible es calculada por medio de la ECUACIÓN 60. Los factores de materiales, de corrección de relación y de velocidad necesarios para hallar la carga permisible, fueron obtenidos utilizando las ECUACIONES 67,68 Y 69.

$$W_G^t = \frac{C_s d_G^{0.8} F_e C_m C_v}{743} = 804.53N$$

Como la carga transmitida a la corona es menor que la carga permisible, el reductor sobrevivirá al menos 25000 horas sin condiciones de lubricación.

f) Factor de seguridad. Es el factor del diente sometido a flexión, se encuentra al dividir la carga máxima a transmitir en flexión, dentro de las cargas máximas de trabajo.

$$FS = \frac{W_g^t}{W_{gt}} = 1.3 \quad \text{ECUACIÓN 88}$$

g) Fuerza de fricción. Con base a la fuerza real transmitida, se calculó por medio de la ECUACIÓN 49.

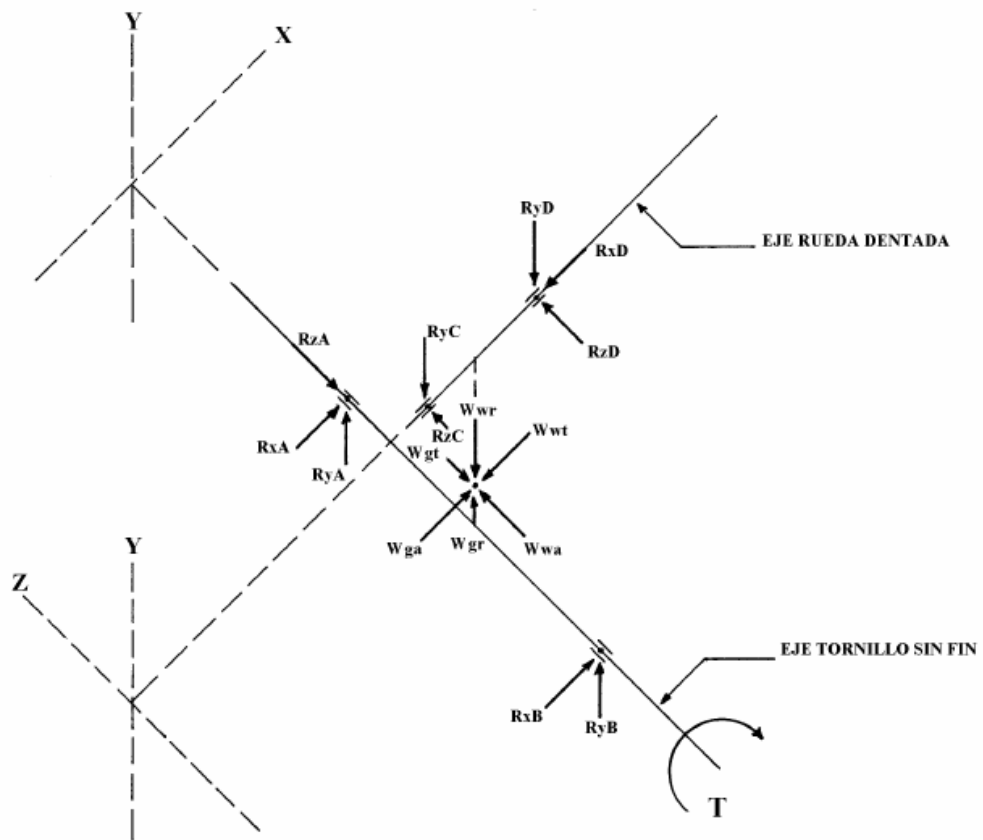
$$W_f = \frac{fW_{tG}}{\cos \lambda \cos \phi_n - f \sin \lambda} = -21.36N$$

CUADRO 83. RESUMEN DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL TORNILLO SIN FÍN Y LA CORONA

Fuerza normal (resultante):	$W_l = -698.8988 \text{ N}$	
	<u>Corona</u>	<u>Sinfin</u>
Tangencial:	$W_{gt} = 651.3653 \text{ N}$	$W_{wt} = -86.6033 \text{ N}$
Radial:	$W_{gr} := -W_{wr} = 239.0375 \text{ N}$	$W_{wr} = -239.0375 \text{ N}$
Axial:	$W_{ga} := -W_{wa} = 86.6033 \text{ N}$	$W_{wa} = -651.3653 \text{ N}$

En la figura siguiente, se muestra la dirección de las fuerzas que actúan tanto en la corona como en el tornillo. La dirección de las fuerzas resultantes, depende de la dirección de giro que se transmita al tornillo y de la dirección de la hélice izquierda o derecha. En este diseño se escogió una dirección de hélice del tornillo derecha debido a que es la más utilizada en el mercado.

FIGURA 146. ESQUEMA DE DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS EN UN MECANISMO DE TORNILLO SIN FÍN CORONA



h) Esfuerzo permisible por flexión. El cálculo de esfuerzo por flexión en los dientes del tornillo, se realiza por una aproximación que considera la concentración de esfuerzos. De esta forma, los factores de forma están relacionado con el ángulo de presión. El factor de forma se seleccionó según el Cuadro 208.

$$p_n = p_x \cos \lambda = 7.815 \text{ mm} \quad \text{ECUACIÓN 89}$$

$$\sigma_1 = \frac{W_{gt}}{p_n y F_G} = 40.01 \text{ MPa} = 5.8 \text{ ksi}$$

i) Selección de materiales. Las ecuaciones dadas por AGMA para el análisis de fuerzas tanto del tornillo como de la corona, se especifica que el material del tornillo debe ser un acero endurecido, con una dureza Rockwell mínima de 58HRC y éste debe estar engranado con una corona de bronce. Para la selección también se tomó en cuenta que los metales a utilizar se comercializaran en el país, el precio y que asegurara el buen funcionamiento de este.

(1) Material del tornillo. Los engranes de acero generalmente se hacen de acero al carbón o de aleaciones de acero. Tienen la ventaja de alta resistencia sin un costo excesivo. Se escogió un acero AISI 4340 con tratamiento térmico de tenifer (nitrocarburo) para aumentar la dureza.

CUADRO 84. PROPIEDADES DEL ACERO AISI 4340

Módulo de elasticidad	29000 ksi
Resistencia a la tensión	250 ksi
Resistencia a la fluencia	230 ksi

(2) Material de la corona. El bronce escogido para la corona, es un bronce al estaño, SAE-62 (UNS 90500) al ser un material de gran resistencia en condiciones fuertes de trabajo con gran resistencia al desgaste. El centro de la corona es de hierro fundido.

CUADRO 85. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL BRONCE SAE-62

Módulo de elasticidad	15000 ksi
Resistencia a la tensión	45 ksi
Resistencia a la fluencia	22 ksi

6) Diseño de ejes. La disposición de los ejes es a 90° . Para el cálculo de las fuerzas en los apoyos y cálculo de factores de seguridad, se hace un boceto de la geometría del eje, tomando en consideración las dimensiones diametrales del tornillo y la corona. Las cotas de las longitudes son determinadas proponiendo un largo total del eje.

a) Eje del tornillo sinfín. El tornillo y eje se diseñan de manera que se maquinen como una sola pieza y de manera tal, que haya simetría entre los componentes mecánicos que se monten sobre él para que el reductor de velocidad pueda utilizarse en diversas disposiciones. Se propone una geometría como la que se muestra en la figura siguiente. Las secciones numeradas en eje, serán secciones significativas para cálculos posteriores. En las secciones A-B y D-E se disponen rodamientos.

FIGURA 147. PROPUESTA DE GEOMETRÍA DEL EJE DE TORNILLO SINFÍN



(1) Par torsional. La potencia de entrada al eje, es la dada por el motor que se conectará al reductor de velocidad, que es de 0.09 kW. Por medio de la potencia y la velocidad nominal al que gira el motor, se obtiene el par torsional que se transmite al eje.

$$T_w = \frac{P_m}{\omega_w} = 0.1816 \text{ Nm}$$

(2) Fuerzas que actúan sobre el eje. Las fuerzas que actúan sobre el eje se muestran en el siguiente cuadro.

CUADRO 86. FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL EJE DEL TORNILLO SINFÍN

Fuerza tangencial	86.60 N
Fuerza radial	239.04 N
Fuerza axial	651.37 N
Momento axial	8.14 Nm

(3) Reacciones en los apoyos. En la siguiente figura se muestran los diagramas de fuerza cortante, obtenidas utilizando la herramienta Design Accelerator de Autodesk Inventor. Para el cálculo de las reacciones en los apoyos, se determinó mediante el equilibrio de fuerzas y de momentos mediante las ecuaciones siguientes.

$$\sum F = 0 \quad \text{ECUACIÓN 90}$$

$$\sum M = 0 \quad \text{ECUACIÓN 91}$$

La fuerza que realiza el elemento de transmisión de potencia, se descompone en sus componentes, radial, tangencial y axial para el cálculo de las reacciones por componentes. La disposición de los ejes se indica en la Figura 148.

FIGURA 148. DIAGRAMAS FUERZA CORTANTE

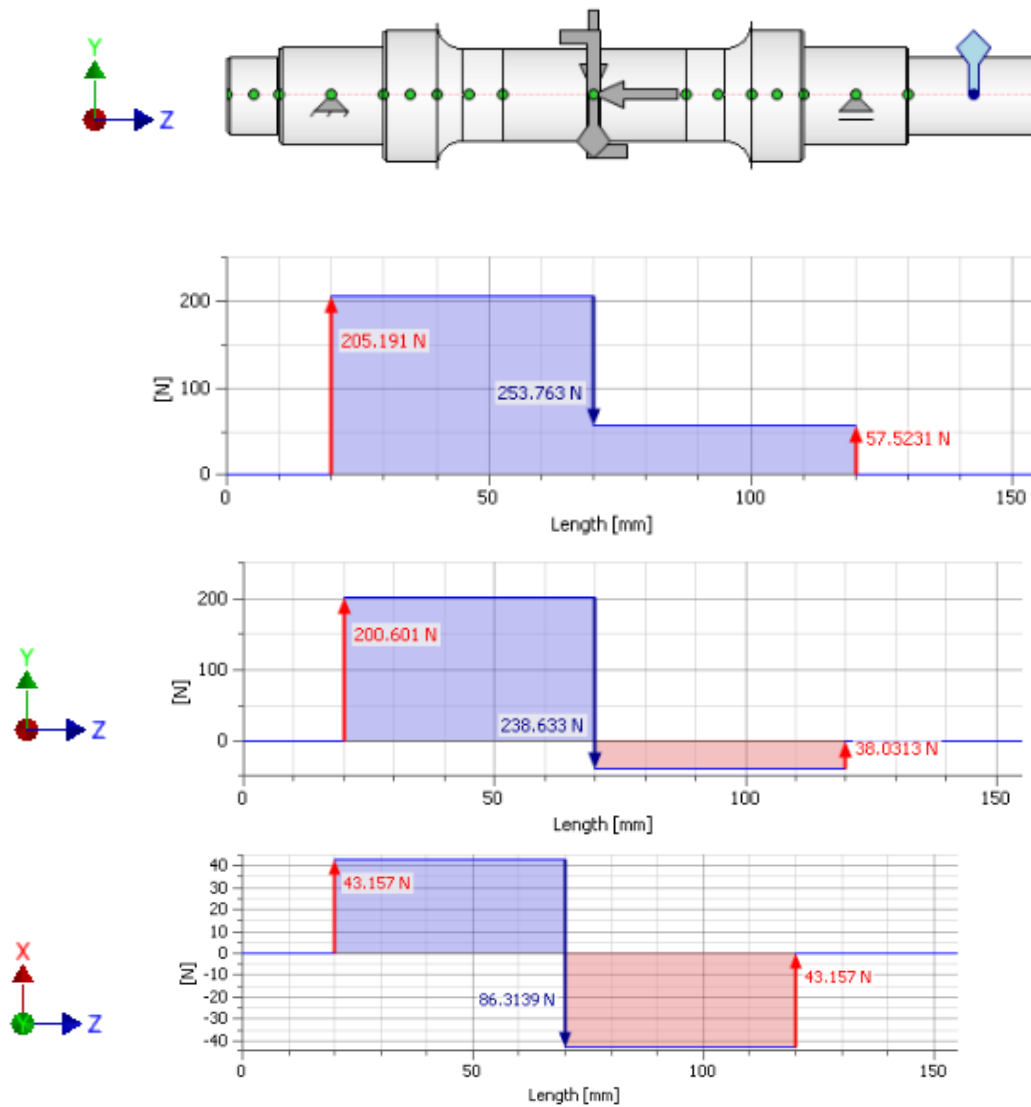
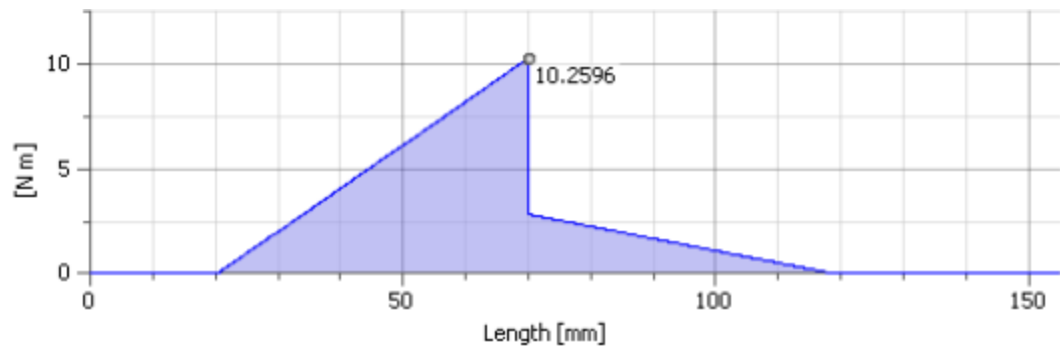


FIGURA 149. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR



Se establecen los momentos flectores resultantes en cada uno de los ejes.

CUADRO 87. MOMENTOS FLEXIONANTES EN SECCIONES CRÍTICAS DEL EJE

Sección	A	B	C
L (mm)	40	70	100
Mx (Nm)	4.10	10.26	4.14

(4) Dimensionamiento de los ejes por fatiga. El dimensionamiento del diámetro de cada sección del eje, se adopta el criterio ASME elíptica (ECUACIÓN 61), para el análisis de ejes de transmisión de potencia de materiales dúctiles sujetos a un par de torsión constante y a un momento flexionante alternante de valor constante. El fallo se presentará cuando el esfuerzo cortante sea $0.577S_y$. El factor de seguridad escogido para las secciones es 4.

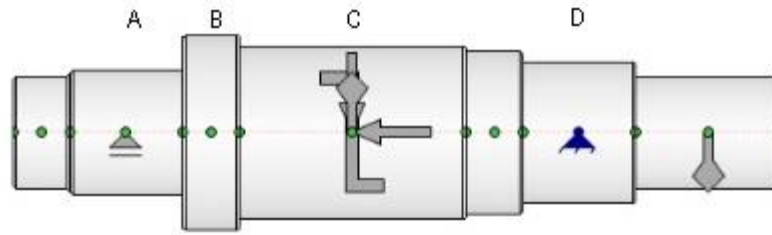
$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Mk}{S_s}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{ECUACIÓN 92}$$

CUADRO 88. DIÁMETROS MÍNIMOS PARA LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE

Sección	A	B	C
Diámetro mínimo (mm)	7.85	10.20	7.54

b) Eje de la corona. Al igual que el eje del tornillo, el eje se diseña con simetría para que el reductor de velocidad pueda utilizarse en diversas disposiciones. Sea la siguiente geometría:

FIGURA 150. PROPUESTA DE GEOMETRÍA DEL EJE DE TORNILLO SINFÍN



(1) Par torsional

$$T_g = \frac{P_m}{\omega_g} = 5.36 \text{ Nm}$$

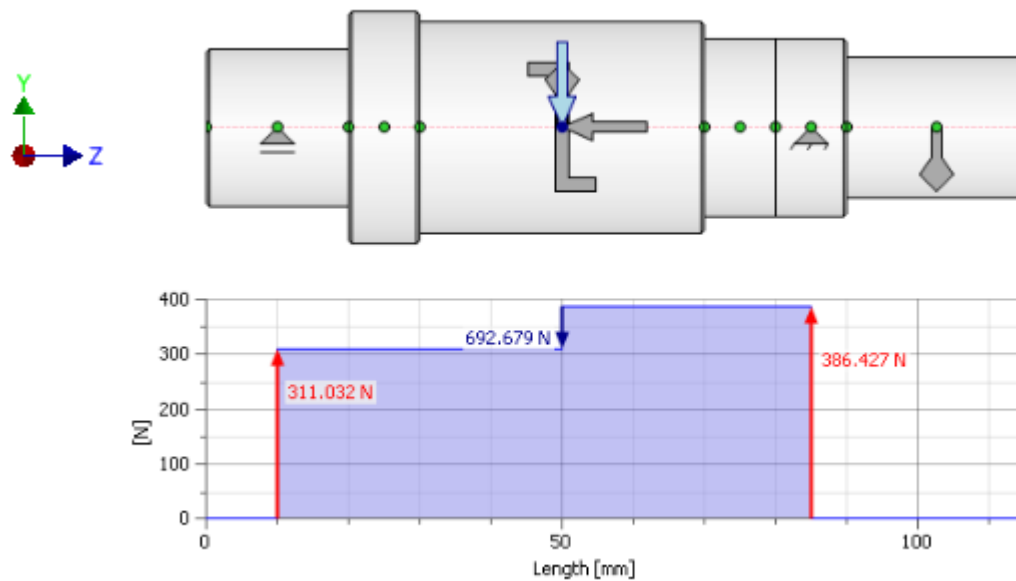
(2) Fuerzas que actúan sobre el eje. Las fuerzas que actúan sobre el eje se muestran en el siguiente cuadro.

CUADRO 89. FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL EJE DEL TORNILLO SINFÍN

Fuerza tangencial	651.37 N
Fuerza radial	239.04 N
Fuerza axial	86.60 N
Momento axial	3.25 Nm

(3) Reacciones en los apoyos. En la siguiente figura se muestran los diagramas de fuerza cortante, obtenidas utilizando la herramienta Design Accelerator de Autodesk Inventor.

FIGURA 151. DIAGRAMAS FUERZA CORTANTE



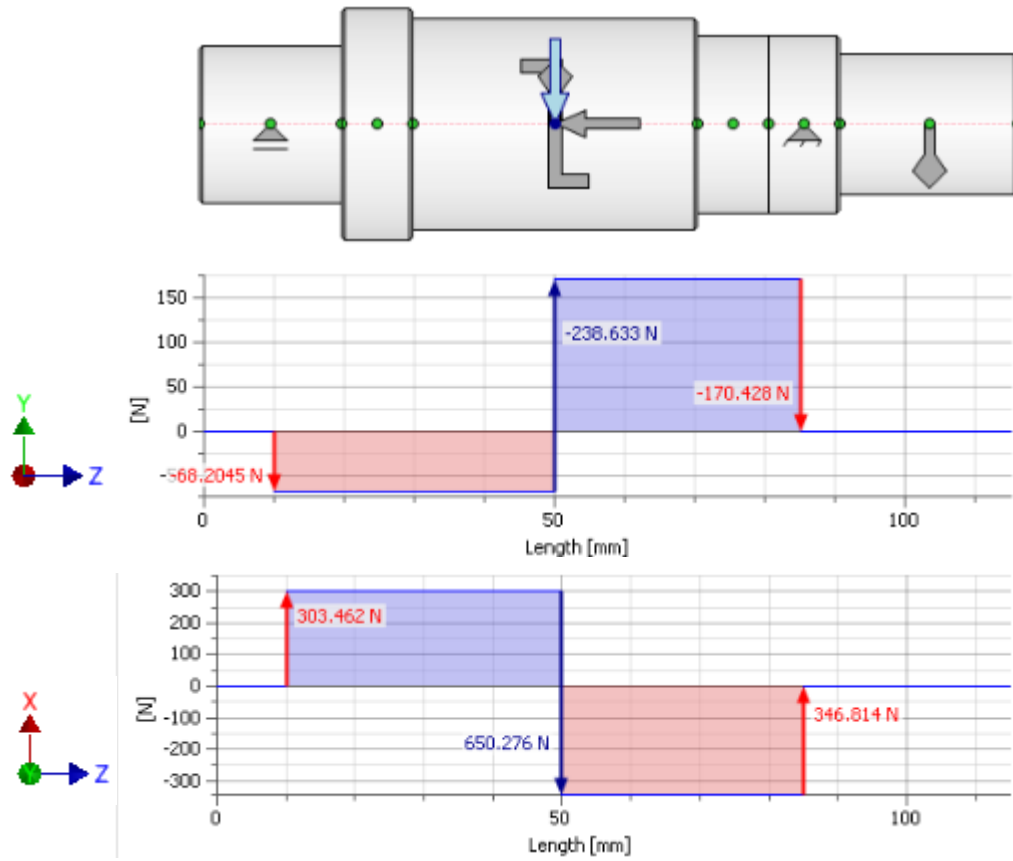
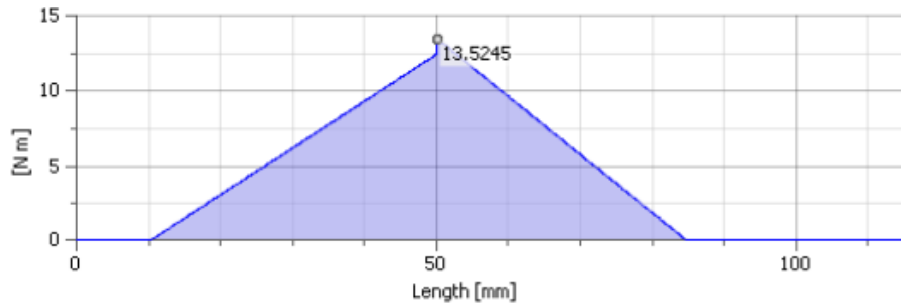


FIGURA 152. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR



Se establecen los momentos flectores resultantes en cada uno de los ejes.

CUADRO 90. MOMENTOS FLEXIONANTES EN SECCIONES CRÍTICAS DEL EJE

Sección	A	B	C	D
L (mm)	30	50	60	90
Mx (Nm)	3.07	6.18	13.52	5.79

(4) Selección de material. El material escogido es un acero AISI 4340, cuyas propiedades se muestran en el Cuadro 84.

(5) Dimensionamiento de los ejes por fatiga. Se utilizó la teoría del ASME elíptica utilizando un factor de seguridad de 4.

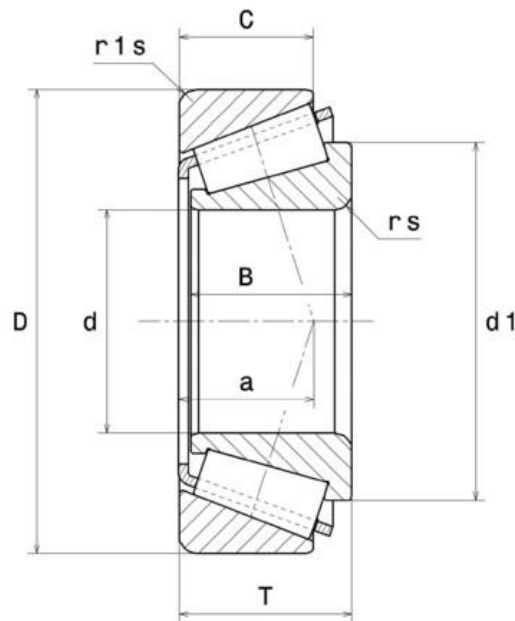
CUADRO 91. DIÁMETROS PARA LOS PUNTOS CRÍTICOS DEL EJE

Sección	A	B	C	D
Diámetro mínimo (mm)	6.83	8.61	11.20	8.40
Diámetro elegido (mm)				

7) Selección de rodamientos. Para la selección de rodamientos se especificó una vida útil de rodamiento de 4000 horas, según recomendación del fabricante de rodamientos SKF. Para la facilitación de los cálculos por iteraciones, se utilizó la herramienta de Excel para el cálculo de la fuerza dinámica y estática equivalente para rodamientos cónicos, que soportan cargas axiales y radiales.

A continuación, se muestra una figura para la identificación de las dimensiones de los rodamientos seleccionados.

FIGURA 153. DIMENSIONES DE RODAMIENTOS CÓNICOS



CUADRO 92. ESPECIFICACIÓN DE RODAMIENTOS PARA EJE DEL TORNILLO

Modelo	4T-32204
Carga dinámica	26.2 kN
Carga estática	28.2 kN
Disposición de par de rodamientos	Espalda con espalda
Velocidad de giro límite utilizando aceite	13000 rpm
Diámetro interior, d	20 mm
Diámetro exterior, D	47 mm
Ancho del anillo interno, B	18.0 mm
Ancho del anillo externo, C	15.0 mm
Ancho, T	19.25 mm

CUADRO 93. ESPECIFICACIONES DE RODAMIENTOS PARA EL EJE DE LA CORONA

Modelo	4T-32004X
Carga dinámica	kN
Carga estática	kN
Disposición de par de rodamientos	Espalda con espalda
Velocidad de giro límite utilizando aceite	13000 rpm
Diámetro interior, d	20 mm
Diámetro exterior, D	42 mm
Ancho del anillo interno, B	15 mm
Ancho del anillo externo, C	12 mm
Ancho, T	15 mm

8) Carcasa del reductor de velocidad. El diseño de la carcasa, se realizó de manera que ocupara el menor espacio posible, en donde las tapas laterales sean las encargadas también de brindar soporte al mecanismo de transmisión de potencia. De esta manera tanto tornillo como corona, estarán alineados de manera que no tengan movimiento en la dirección axial. También se añadió a cada uno de los lados de la caja aletas de enfriamiento, para que se disipe el calor generado durante el funcionamiento del mecanismo.

Se consideraron, además, los puntos para ingreso y salida del aceite de lubricación. En la figura siguiente se presenta el diseño final de la carcasa de la caja reductora. Las dimensiones finales se presentan en los planos que se encuentran en los anexos.

FIGURA 154. DISEÑO FINAL CARCASA CAJA REDUCTORA



D. Validación y simulación de diseño mecánico

Para la validación de diseño se utilizó software para el análisis de esfuerzos en cada uno de los elementos mecánicos que forman parte del reductor de velocidad. Mediante las simulaciones se halló es esfuerzo de von Mises de los elementos mediante el uso de software que realizan análisis de elementos finitos. También se determinó el factor de seguridad y la deformación.

FIGURA 155. ANÁLISIS DE ESFUERZO DE VON MISES PARA MECANISMO TORNILLO SINFÍN – CORONA

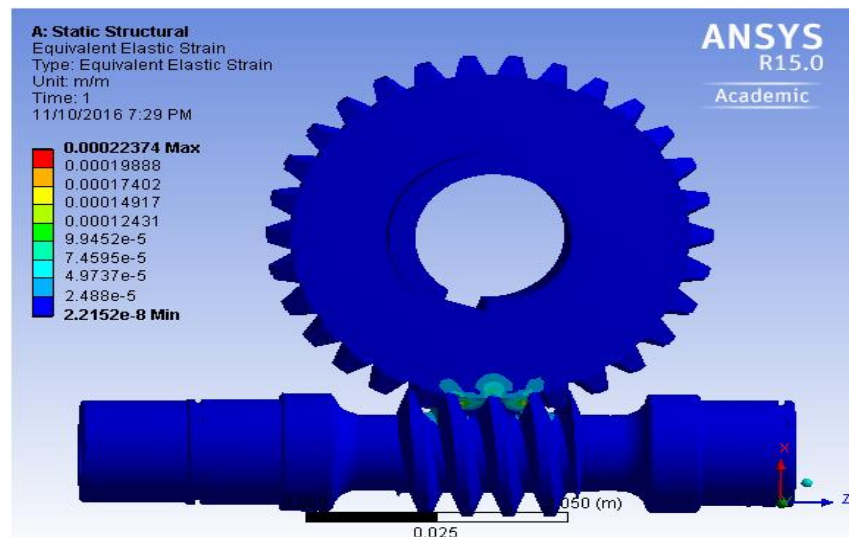


FIGURA 156. DEFORMACIÓN PARA MECANISMO TORNILLO SINFIN – CORONA

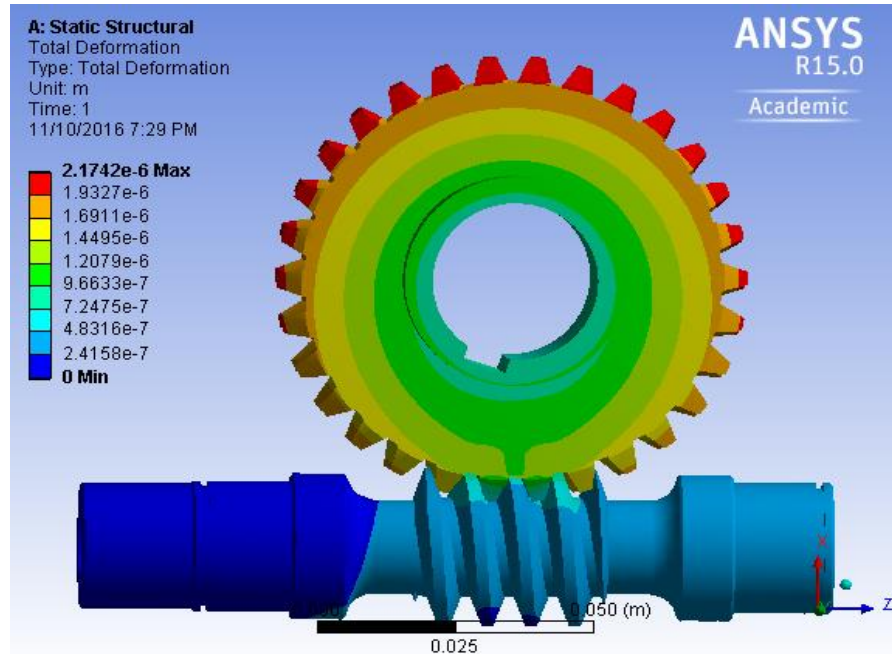


FIGURA 157. FACTOR SE SEGURIDAD PARA MECANISMO TORNILLO SINFIN – CORONA

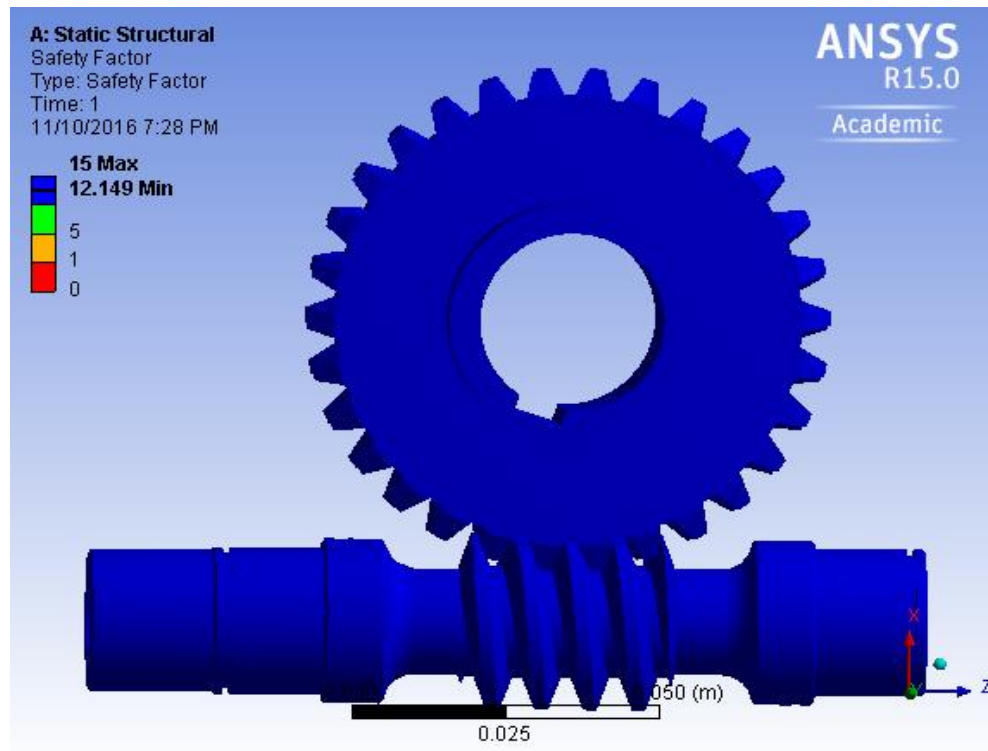


FIGURA 158. ESFUERZO DE VON MISES EN CARCASA DE CAJA REDUCTORA

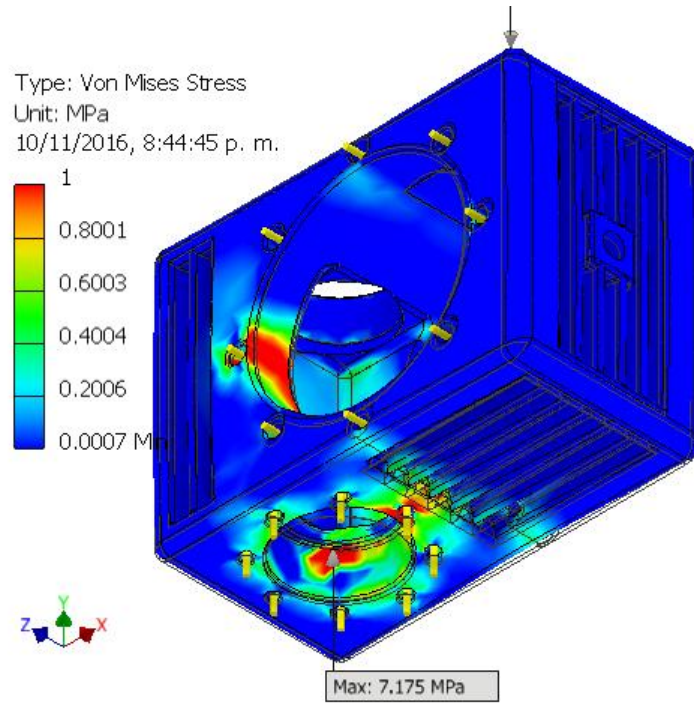


FIGURA 159. FACTOR DE SEGURIDAD EN CARCASA DE CAJA REDUCTORA

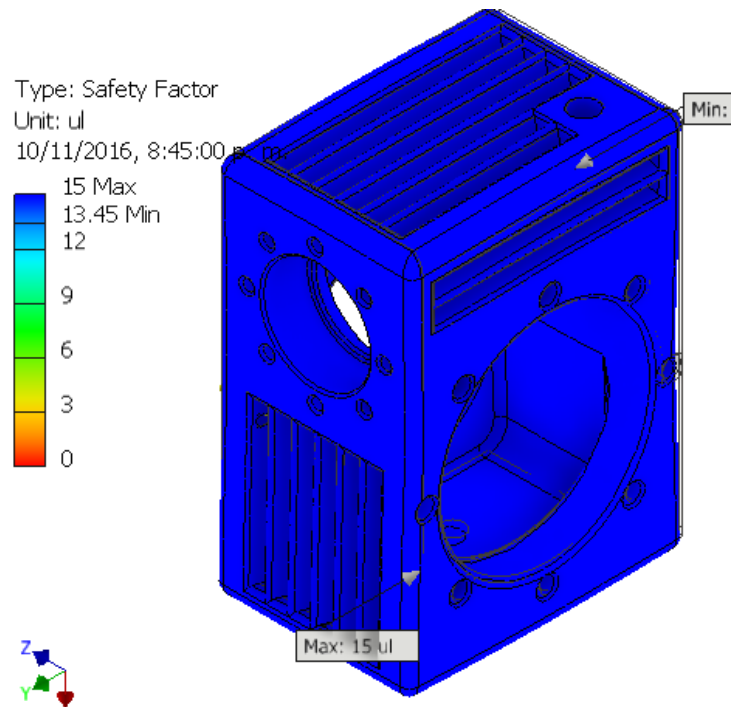
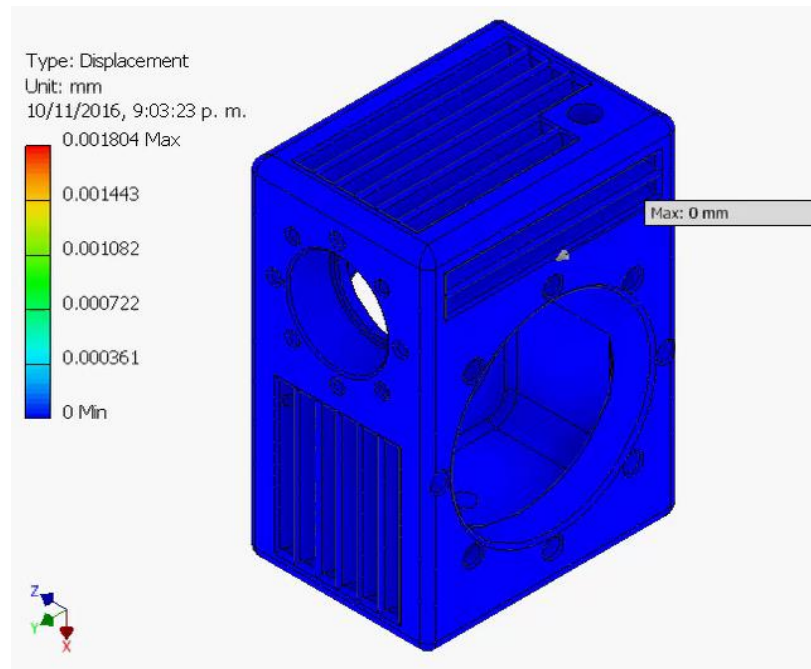


FIGURA 160. DEFORMACIÓN DE CARCASA DE CAJA REDUCTORA



E. Selección de elementos eléctricos

Para el diseño del sistema eléctrico de este proyecto, se siguieron las normas establecidas en la Resolución CNEE No. 47-99 establecida en la Ley General de Electricidad del país, Decreto 93-96, en la que se desarrollan las normas técnicas de diseño y operación de las instalaciones de distribución. En el capítulo 2, se establecen las normas que deben utilizarse en equipos para cumplan con las normas vigentes internacionales, que se utilizarán en el desarrollo del diseño eléctrico cuando sea preciso. Las instituciones que avalan tales normas se nombran a continuación.

- ANSI: American National Standards Institute
- ASTM: American Society for Testing and Materials.
- CNEE: Comisión Nacional de Energía Eléctrica.
- NEC: National Electrical Code
- NESC: National Electrical Safety Code

1. Selección de motores. Para la selección de motores se tomaron en cuenta las siguientes características que definen un motor: tensión, potencia, frecuencia, velocidad, factor de potencia y tipo de servicio.

El primer paso para la selección de los motores necesarios, consiste en enlistar en dónde se necesita este tipo de equipo.

a. Selección de motores de corriente alterna. El motor eléctrico, es una máquina que transforma energía eléctrica recibida de la red en energía mecánica rotacional en el eje. De esta manera, puede accionar cualquier tipo de carga mecánica. Dentro de la industria, el motor de inducción tipo jaula de ardilla es el más común y prácticamente todas las aplicaciones pueden realizarse con este motor. Su uso es generalizado porque es de fácil adquisición, bajo costo, bajo mantenimiento y alto grado de protección.

En el Cuadro 68, se muestra la clasificación de los motores jaula de ardilla según el NEMA, en este caso se escogió un motor de jaula de ardilla de propósito general, que es Clase B NEMA.

El tipo de motores elegidos, pueden tener alimentación trifásica o monofásica. En este caso, se escogen motores trifásicos sobre los monofásicos, por las siguientes ventajas que presentan:

- Los fabrican de potencias muy pequeñas, de fracciones de hp hasta miles de hp.
- Bajo costo de mantenimiento, en comparación con los monofásicos, y poco laborioso (a diferencia de los motores CC).
- Precios bajos.
- Eficiencias energéticas alta, pues tienen menos pérdidas internas.
- Bajo costo energético por los amperajes menores a los que manejan los motores monofásicos.
- En motores trifásicos, no se necesita bobina de arranque, por lo tanto, tampoco capacitores y menos interruptores centrífugos. Por esta misma razón, necesitan conductores de menor calibre.
- Poseen diferentes tipos de conexiones, con lo que se logra configurar el sistema de arranque para reducir la corriente inicial.
- Estos motores, entregan una mayor potencia en un tamaño más reducido.

Con la potencia calculada de 30 W para M1, y 80 W, para M2, se seleccionaron motores de la marca WEG, por ser la empresa con los motores, con potencias más pequeñas en el mercado guatemalteco. Los motores seleccionados poseen las siguientes características.

CUADRO 94. SELECCIÓN DE MOTOR M1 Y M2

Descripción	M1	M2
Potencia del motor	0.09 kW	0.12 kW
Par nominal	0.051 kgf·m	0.14 kgf·m
Corriente con rotor trabado, I_1/I_n	5.2	3.2
Par con rotor trabado, T_1/T_n	3.2	2.0
Par máximo T_b/T_n	3.4	2.3
Número de revoluciones	1725 rpm	1120 rpm
Voltaje	440V	440V

CONTINUACIÓN CUADRO 94.

Descripción	M1	M2
Corriente nominal	0.704 A	0.830 A
Factor de potencia	0.61	0.59
Frecuencia de funcionamiento	60 Hz	60 Hz
Peso	7.0 kg	8.0 kg
Polos	4	6
Factor de seguridad	3	2

Como se puede observar en el Cuadro 94, los motores escogidos, se encuentran sobredimensionados. Debido al sobredimensionamiento se obtiene un factor de seguridad con el que se operan los motores M1 y M2.

b. Selección de servomotores. Los servomotores, son motores eléctricos a los que se puede controlar tanto la velocidad como la posición del eje que gira. En la industria son utilizados principalmente por el par y la velocidad. Su uso se ve en robótica, puertas automáticas de ascensores, en el control de avance y retroceso, etc.

En esta aplicación en particular, se necesita este tipo de motores por la forma en la que funcionan el mecanismo de sujeción de matrices de envases y el de ordenamiento de las mismas.

1) Selección de motor para accionamiento de mecanismo sujetador de envases. El mecanismo encargado de colocar las matrices de envases en las cajas para su empaque, realiza un movimiento en un eje. Se presentan las especificaciones necesarias para la elección se muestran en el siguiente cuadro.

CUADRO 95. DATOS PARA MOTOR DE CABEZAL PARA COLOCACIÓN DE MATRICES DE ENVASES EN LAS CAJAS.

Torque mínimo	0.279 Nm
Potencia mínima	2.695×10^{-3} W

El motor escogido que cumpla con los requerimientos presentados en el cuadro anterior, es el servomotor de Festo, específicamente el modelo EMMS-AS-40_MK_LS_SRB.

CUADRO 96. ESPECIFICACIONES DE MOTOR M3

Potencia del motor	232 W
Par nominal	0.22 N·m
Número de revoluciones	10300 rpm
Voltaje nominal de funcionamiento DC	360 VDC
Corriente nominal	0.63 A
Corriente pico	3.3 A

Para el control de este motor, utiliza un controlador CMMP-AS con funciones estándar, también del fabricante Festo. Entre las funciones de este controlador, se encuentra la configuración y parametrización del motor, el control de la temperatura, el manejo del freno automático del motor, obtener la entrada de posición intermedia. La versatilidad de este controlador radica en que cuenta con módulos funcionales para Simatic S7, que es el software con el que se realizará el control de los dispositivos eléctricos. En referencia al tipo de encoder a utilizar, el más común es el tipo incremental.

CUADRO 97. ESPECIFICACIONES DE CONTROLADOR DE SERVOMOTOR, M3

Registros de posicionado	256
Sistema de medición	Incremental/Absoluta
Voltaje primario	100-230 V AC
Corriente soportada del motor	Monofásica: 2.5 a 5 A. Trifásica: 5, 10, y 20 A.
Corriente nominal	0.63 A
Corriente pico	3.3 A

2) Selección de motor para accionamiento de mecanismo ordenador de envases. Las especificaciones necesarias, para la selección del motor, que se encuentran en el Cuadro 98. Como el mecanismo debe movilizarse en varias posiciones distintas para poder ordenar las matrices de envases y se necesita saber su posición, se utiliza un servomotor. En el Cuadro 99, se presentan las características del servomotor escogido.

CUADRO 98. ESPECIFICACIONES NECESARIAS PARA MOTOR M4

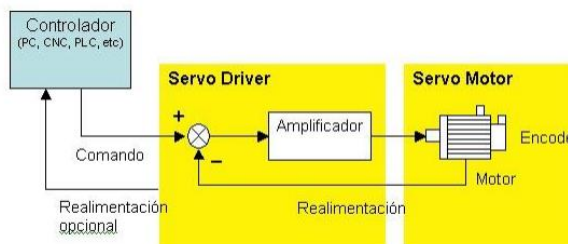
Torque mínimo	0.279 Nm
Potencia mínima	2.695×10^{-3} W

CUADRO 99. ESPECIFICACIONES DEL MOTOR M4, SIEMENS

Potencia del motor	0.82 kW
Par nominal	2.6 N·m
Número de revoluciones	3000 rpm
Voltaje de alimentación	400 a 480 V AC trifásico
Corriente nominal	2.4 A
Corriente pico	2.6 A
Código	1FK7042-5AF71-1

En el caso de los servomotores de Siemens, éstos se manejan por medio de un servodriver, que es análogo a un variador de velocidad. Utiliza un convertidor para la tensión de entrada y un inversor para la tensión de salida (aplicada al motor). La señal de salida es definida por el circuito de control correspondiente. Mediante el servodriver se trabaja en lazo cerrado, lo que permite detectar los posibles errores en la actuación del motor y dar la oportuna orden de corrección del mismo.

FIGURA 161. FUNCIONAMIENTO SERVODRIVER.



Fuente: <http://www.aie.cl/files/file/comites/ca/abc/Servomotores.pdf>

CUADRO 100. SELECCIÓN DE SERVODRIVER PARA MOTOR M4: SIMOVERT MASTERDRIVE 611

Sistema de medición	Incremental sen/cos
Voltaje primario	100-230 V AC
Corriente soportada del motor	5 A trifásico
Referencia catálogos Siemens	6SN1197-0AD07-0EP

2. Conductores eléctricos. Para la selección de conductores, se tomaron en cuenta los agentes que influyen durante su funcionamiento, entre los más relevantes: mecánicos, químicos y eléctricos. Entre los agentes mecánicos que pueden afectar se encuentran: presión mecánica, abrasión elongación y dobléz a 180°. Los agentes químicos dependen de los contaminantes que se encuentren en el lugar de la instalación y se clasifican en agua o humedad, hidrocarburos, ácidos y álcalis.

a. Cálculo de sección del conductor de motores por el criterio de caída de tensión.

De acuerdo al NEC, para obtener un funcionamiento eficiente del conductor, se recomienda que los porcentajes de caída de tensión no excedan el 5% en alimentadores y circuitos ramales y para el circuito ramal se considera hasta un 3% de caída de tensión, con el fin de proveer una eficiencia de funcionamiento razonable. (Bratu, Campero. 1995). Si se tienen caídas de voltajes por encima de los valores establecidos por el NEC, se generan tensiones bajas en la carga, lo que implica que los equipos no se comporten de la forma deseada.

La fórmula utilizada para el cálculo de la caída de voltaje es:

$$e = \frac{2cLI}{s_{cu}V} \quad \text{ECUACIÓN 93}$$

Donde:

e: Caída de voltaje en %.

c: Sistema trifásico.

L: Longitud de conductor, en metros.

I: Corriente de carga, en amperes.

s_{cu}: Sección transversal del conductor.

Para realizar el cálculo de caída de tensión, se necesita la longitud del conductor, que se determinó calculando la distancia lineal desde el equipo hasta el tablero de distribución para la zona. Adicionalmente, se considera 1 metro más por seguridad. Para la selección del conductor de neutro, se establece que, para los circuitos de 208 V, 240 V, o voltajes mayores de 2 o 3 hilos, éste se determina por la corriente calculada a partir del desequilibrio máximo de cargas resultantes o se toma el neutro de un calibre menor al de la fase hasta una corriente de 200A.

En el caso del conductor de puesta a tierra, que es el que se conecta al chasis de los equipos, circuitos y canalizaciones al electrodo de puesta a tierra; para determinar dicho calibre se realiza en función a la capacidad nominal del dispositivo de sobrecorriente que se ubica antes del equipo. En el Cuadro 101, se presentan los calibres mínimos de los conductores para líneas vivas.

La norma NEMA, establece un calibre mínimo del conductor de acuerdo a la tensión nominal de los aparatos eléctricos conectados. En el Cuadro 101, se puede observar, que, para la conexión de los motores, que trabajan a voltajes menores a 2000 V, el calibre mínimo es de 14 AWG; valor que debe tomarse en cuenta para el calibre de cable a seleccionar.

CUADRO 101. CALIBRE MÍNIMO DEL CONDUCTOR PARA LÍNEAS VIVAS CON REF. A SU TENSIÓN NOMINAL.

Tensión nominal del conductor [V]	Calibre mínimo del conductor [AWG]
0 - 2000	14 de cobre o 12 de aluminio o aluminio recubierto de cobre
2001- 8000	8
8001 - 15000	2
15001 - 28000	1
28001 - 35000	1/0

1) Selección del calibre de conductores para motores

CUADRO 102. CALIBRE DE CONDUCTORES POR EL CRITERIO DE CAÍDA DE TENSIÓN PARA MOTOR M1

Especificación	Conductores vivos	Conductores neutro y tierra
Potencia [W]	135.00	135.00
Distancia del motor al tablero [m]	15.00	15.00
Caída de voltaje [%]	3.00	3.00
Sección de cobre [mm ²]	0.081	0.057
Calibre del conductor	AWG 14	AWG 16

CUADRO 103. CALIBRE DE CONDUCTORES POR EL CRITERIO DE CAÍDA DE TENSIÓN PARA MOTOR M2

Especificación	Conductores vivos	Conductores neutro y tierra
Potencia [W]	150.00	150.00
Distancia del motor al tablero [m]	15.00	15.00
Caída de voltaje [%]	3.00	3.00
Sección de cobre [mm ²]	0.085	0.060
Calibre del conductor	AWG 14	AWG 16

CUADRO 104. CALIBRE DE CONDUCTORES POR EL CRITERIO DE CAÍDA DE TENSIÓN PARA MOTOR M3

Especificación	Conductores vivos	Conductores neutro y tierra
Potencia [W]	150.00	150.00
Distancia del motor al tablero [m]	15.00	15.00
Caída de voltaje [%]	3.00	3.00
Sección de cobre [mm ²]	0.112	0.079
Calibre del conductor	AWG 14	AWG 16

CUADRO 105. CALIBRE DE CONDUCTORES POR EL CRITERIO DE CAÍDA DE TENSIÓN PARA MOTOR M4

Especificación	Conductores vivos	Conductores neutro y tierra
Potencia [W]	150.00	150.00
Distancia del motor al tablero [m]	15.00	15.00
Caída de voltaje [%]	3.00	3.00
Sección de cobre [mm ²]	0.378	0.265
Calibre del conductor	AWG 14	AWG 16

En el caso de los servomotores, el conductor seleccionado, se conecta al driver, que es el que es conectado a la alimentación trifásica.

b. Cálculo de sección del conductor de motores por el criterio de ampacidad.

Cuando se alimenta un motor, la capacidad para conducir corriente, debe ser al menos 1.25 veces la corriente nominal o a plena carga del motor, esto si se alimenta un motor de forma individual. Si se alimentan varios motores, la capacidad de corriente del conductor debe ser 1.25 veces la corriente a plena carga del motor mayor más la suma de las corrientes a plena carga del resto de motores. (Villarroel, 2008).

El cálculo de la corriente en el equipo, a partir de la potencia aparente se expresa como:

$$I_L = \frac{S_{3\phi} \cdot k_T}{\sqrt{3} f_p V_L} \quad \text{ECUACIÓN 94}$$

Donde:

I_L : Corriente nominal en el motor.

$S_{3\phi}$: Potencia aparente consumida por la carga.

k_T : Factor de temperatura

f_p : Factor de potencia.

V_L : Tensión de la línea de alimentación del equipo.

(Castillo, 2010).

Las capacidades del conductor correspondientes a los distintos calibres que establece el NEC (National Electrical Code, tabla 310.16), se indican en el Cuadro 199, del Anexo Ñ. La tabla establece que los valores están dados para una temperatura ambiente de 30°C, si las temperaturas son distintas, se establece un factor de corrección de temperatura.

CUADRO 106. CALIBRE DEL CONDUCTOR POR CRITERIO DE AMPACIDAD PARA MOTOR M1

Especificación	Conductores vivos	Conductores neutro y tierra
Potencia aparente del motor [W]	135.0	135.00
Factor de corrección por temperatura	1.00	1.00
Factor de potencia	0.61	0.61
Corriente nominal en el motor [A]	0.58	0.41
Calibre del conductor	AWG 14	AWG 16

CUADRO 107. CALIBRE DEL CONDUCTOR POR CRITERIO DE AMPACIDAD PARA MOTOR M2

Especificación	Conductores vivos	Conductores neutro y tierra
Potencia aparente del motor [W]	150.0	150.00
Factor de corrección por temperatura	1.00	1.00
Factor de potencia	0.71	0.71
Corriente nominal en el motor [A]	0.55	0.39
Calibre del conductor	AWG 14	AWG 16

CUADRO 108. CALIBRE DEL CONDUCTOR POR CRITERIO DE AMPACIDAD PARA SERVOMOTOR M3

Especificación	Conductores vivos	Conductores neutro y tierra
Potencia aparente del motor [W]	232.0	232.00
Factor de corrección por temperatura	1.00	1.00
Factor de potencia	0.9	0.9
Corriente nominal en el motor [A]	0.68	0.47
Calibre del conductor	AWG 14	AWG 16

CUADRO 109. CALIBRE DEL CONDUCTOR POR CRITERIO DE AMPACIDAD PARA SERVOMOTOR M4

Especificación	Conductores vivos	Conductores neutro y tierra
Potencia aparente del motor [W]	820.0	820.00
Factor de corrección por temperatura	1.00	1.00
Factor de potencia	0.9	0.9
Corriente nominal en el motor [A]	2.39	1.67
Calibre del conductor	AWG 14	AWG 16

c. Selección del calibre del conductor del tablero eléctrico de la máquina de embalaje. Para el cálculo del conductor principal, que conecta el tablero eléctrico de la propuesta de la máquina para realizar el proceso de embalaje, se realizó el cálculo en base a la norma NEC, por medio del criterio de ampacidad, mediante la ecuación siguiente.

$$I_L = 1.25I_{L\ motor\ mayor} + \sum I_{L\ otros\ motores} \quad \text{ECUACIÓN 95}$$

Donde:

I_L : Corriente del alimentador.

$I_{L\ motor\ mayor}$: Corriente nominal del motor mayor.

$I_{L\ otros\ motores}$: Corriente nominal del resto de motores.

(Castillo, 2010).

CUADRO 110. CALIBRE DEL CONDUCTOR PRINCIPAL

Especificación	Conductores vivos	Conductores neutro y tierra
Corriente calculada del alimentador	4.80	3.36
Calibre del conductor	AWG 14	AWG 16

El conector principal, conecta el tablero eléctrico con el voltaje de alimentación en la planta.

3. Protecciones para motores

a. Selección de interruptores termo-magnéticos. Para el cálculo de los interruptores termo-magnéticos, se debe asegurar que la potencia eléctrica se transporta con seguridad, que ocurra un mínimo de pérdidas de energía y que los costos de la instalación no sean excesivos. Se aplica un factor de cálculo en caso de que puedan existir sobrecargas y desbalances en la alimentación del sistema. (Enríquez, 2002).

Las características de funcionamiento de un dispositivo de protección termo-magnética deben satisfacer las dos condiciones siguientes:

$$I_B \leq I_n \leq I_z \quad \text{ECUACIÓN 96}$$

$$I_d \leq 1.25I_z \quad \text{ECUACIÓN 97}$$

Donde I_B es la corriente nominal del circuito. I_z , la corriente máxima admisible; I_n , es la corriente de regulación escogida e I_d , la corriente de disparo del circuito. (Fuentes y Viteri, 2006: 24).

Otra condición a utilizarse, es el aplicar un factor de corrección a la potencia de los motores, para luego calcular la corriente nominal. Los factores de corrección se encuentran en el Cuadro 201 del Anexo Ñ.

CUADRO 111. SELECCIÓN DE PROTECCIONES TERMO-MAGNÉTICAS

Designación del motor	Corriente nominal [A]	Corriente de disparo [A]	de Corriente del interruptor comercial [A]	Selección de protección
M1	0.58	0.73	1	Siemens 5SX1 301-7
M2	0.55	0.69	1	Siemens 5SX1 301-7

El cálculo de protecciones termo-magnéticas, se realizó únicamente para los motores trifásicos de corriente alterna. Los servomotores, M3 y M4, tienen implementadas las protecciones necesarias mediante el controlador.

b. Selección de guarda motores. Al igual que con los interruptores termo-magnéticos, se seleccionan guarda motores únicamente para los motores trifásicos M1 y M2.

CUADRO 112. SELECCIÓN DE GUARDAMOTOR PARA MOTORES M1 Y M2.

Modelo	Siemens SIRIUS 3RV1011-0JA10
Temperatura de funcionamiento	-20°C – 70°C
Potencia activa	5 kW
Tensión de servicio	Hasta 690 V AC trifásico
Número AWG de conductor conectable	18 – 14 AWG

F. Cotizaciones

1. Cotización de sistema eléctrico

CUADRO 113. COTIZACIÓN DE MOTORES ELÉCTRICOS

Descripción	Proveedor	Unidad	Precio Unidad	Precio Total
Servomotor EMMS-AS-40-MK-LS-SRB	Grupo ACISA	1	Q28,520.00	Q28,520.00
Controlador CMMSx	Grupo ACISA	1	Q4,500.00	Q4,500.00
Servomotor Siemens	ESINSA	1	Q3,630.00	Q3,630.00
Controlador Siemens Simodrive 611	ESINSA	1	Q3,680.00	Q3,680.00
Motor WEG W22 0.09 kW	WEG Guatemala	2	Q700.00	Q1,400.00
Motor WEG W22 0.12 kW	WEG Guatemala	1	Q1,320.00	Q1,320.00
TOTAL				Q43,050.00

CUADRO 114. COTIZACIÓN DE CONDUCTORES ELÉCTRICOS

Descripción	Proveedor	Unidad	Precio Unidad	Precio Total
Carrete de cable rojo THHN 14 AWG (25 m)	CELASA	1	Q87.50	Q87.50
Carrete de cable negro THHN 14 AWG (25 m)	CELASA	1	Q87.50	Q87.50
Carrete de cable blanco THHN 14 AWG (25 m)	CELASA	1	Q87.50	Q87.50
Carrete de cable verde THHN 14 AWG (25 m)	CELASA	1	Q87.50	Q87.50
Total				Q350.00

CUADRO 115. COTIZACIÓN DE ELEMENTOS DE PROTECCIÓN ELÉCTRICA

Descripción	Proveedor	Unidades	Precio Unidad	Precio Total
Guardamotor termomagnético SIRIUS 0.12 kW	ESINSA	3	Q522.55	Q1,567.00
Interrupctor principal trifásico ABB	Eléctrica general	2	Q263.50	Q727.10
TOTAL				Q2,294.00

CUADRO 116. RESUMEN COTIZACIÓN SISTEMA DE POTENCIA ELÉCTRICA

Motores y controladores	Q43,050.00
Conductores	Q350.00
Protecciones	Q2,294.00
Total	Q45,694.00

2. Cotización caja reductora

Descripción	Proveedor	Unidad	Precio Unidad	Precio Total
Tornillo de cabeza hexagonal M6	CEFESA	8	Q2.75	Q22.00
Tornillo de cabeza hexagonal M8	CEFESA	8	Q2.85	Q22.80
Tornillo de cabeza hexagonal 1/4 in	CEFESA	16	Q1.75	Q28.00
Tornillo de cabeza hexagonal M12	CEFESA	2	Q4.25	Q8.50
Roldana M12	CEFESA	2	Q0.75	Q1.50
Empaque BS-297	CEFESA	1	Q5.00	Q5.00
Maquinado tornillo sinfin con tratamiento térmico exterior	Maquinados precisos	1	Q1,200.00	Q1,200.00
Maquinado de caja	Maquinados precisos	1	Q3,000.00	Q3,000.00
Maquinado de corona	Maquinados precisos	1	Q875.00	Q875.00
Maquinado de platos	Maquinados precisos	1	Q1,750.00	Q1,750.00
TOTAL				Q6,912.80

VII. MÓDULO SISTEMA DE CONTROL NEUMÁTICO

A. Definición del problema

1. **Identificación de las necesidades.** Una línea de producción de insecticida agroquímico está limitada en su producción debido a que la etapa de embalaje es realizada de manera manual. Un operario introduce las botellas a las cajas, haciendo que la velocidad de producción dependa del mismo. La empresa no tiene una producción constante y reducida ya que la velocidad del operario varía y no supera cierto límite. Un promedio de la producción que la empresa tiene registrada en la actualidad, para esta línea, es de aproximadamente 25 unidades por minuto. Por lo que se nos presentó el reto de diseñar una máquina que pudiera elevar la productividad de dicha línea hasta 45 unidades por minuto.

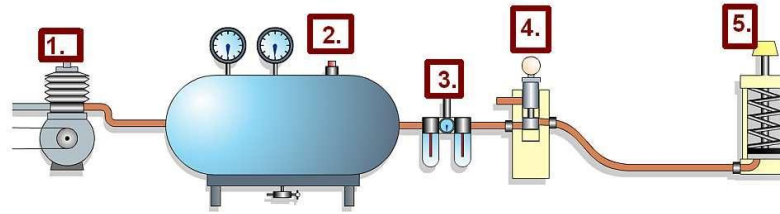
Se tomó el reto y se plantearon ideas para el diseño mecánico, pero se debía pensar también en la fuente de energía. Ya con una idea inicial se comenzó a analizar la manera en que se podían realizar los movimientos de los mecanismos que integraban la máquina. Se llegó a la conclusión de que los movimientos eran principalmente lineales y algunos pivoteados. Por lo que se pensó en dos opciones: la neumática o la hidráulica como solución al problema.

2. Investigación preliminar

a. **Sistema neumático.** Los sistemas neumáticos o sistemas de aire comprimido son aquellos que proporcionan movimientos con la utilización de cilindros y motores neumáticos. Las aplicaciones de la neumática son varias y se pueden encontrar en la mayoría de industrias. Algunas de sus aplicaciones son herramientas de impacto, sistemas empaquetadores, prensas neumáticas, automatización de procesos, entre otras.

Las ventajas de la utilización de neumática son la facilidad de diseño e implementación, cero riesgos de explosiones, fácil obtención de movimiento lineal y rotacional, permite transmitir energía a grandes distancias y mantenimiento fácil. Las ventajas son mayores a las desventajas que puede presentar, como por ejemplo dificultad de obtener velocidades estables y posibles fugas en el sistema neumático.

FIGURA 162. REPRESENTACIÓN GRÁFICA Y SENCILLA DE UN SISTEMA NEUMÁTICO.

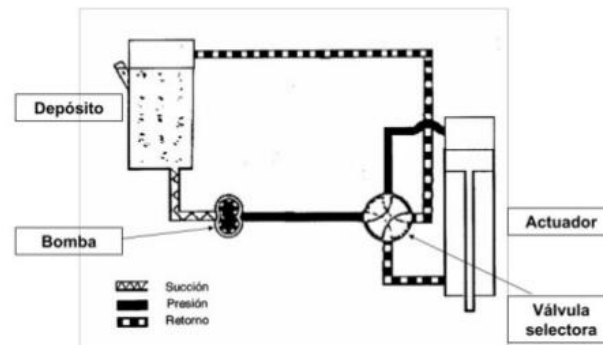


1. Compresor.
2. Almacenamiento de aire comprimido.
3. Acondicionamiento del aire.
4. Elementos de entrada (válvulas).
5. Elementos de trabajo (actuadores neumáticos).

b. Sistema hidráulico. Los sistemas hidráulicos son aquellos que proporcionan movimientos con la utilización un fluido hidráulico a altas presiones. El fluido puede ser agua con aditivos, aceite o sustancias no oxidantes y lubricantes para evitar problemas por oxidación y facilitar el movimiento de los componentes. Los sistemas hidráulicos tienen una gran variedad de aplicaciones. Algunas de las aplicaciones son la prensa hidráulica, sistema hidráulico de frenos, elevadores hidráulicos, comando de máquinas pesadas, etc.

Las ventajas de la utilización de hidráulica son facilidad de diseño e implementación, generación de grandes fuerzas, fácil obtención de movimiento lineal y rotacional y permite transmitir energía a grandes distancias. Todos los sistemas hidráulicos básicos están conformados por cuatro componentes: depósito para el fluido hidráulico, bomba hidráulica, válvulas para controlar la presión y el flujo, y actuadores que transforman la energía hidráulica en mecánica.

FIGURA 163. REPRESENTACIÓN GRÁFICA Y SIMPLE DE UN SISTEMA HIDRÁULICO.



c. Comparación entre la neumática e hidráulica. Ambos sistemas tienen aplicaciones muy similares en la industria, pero cada uno de ellos presenta diferentes ventajas, así como desventajas. En la Tabla 135 se puede ver una comparación de varios aspectos entre la neumática e hidráulica, como la transmisión de energía, coste de alimentación, velocidades, entre otros.

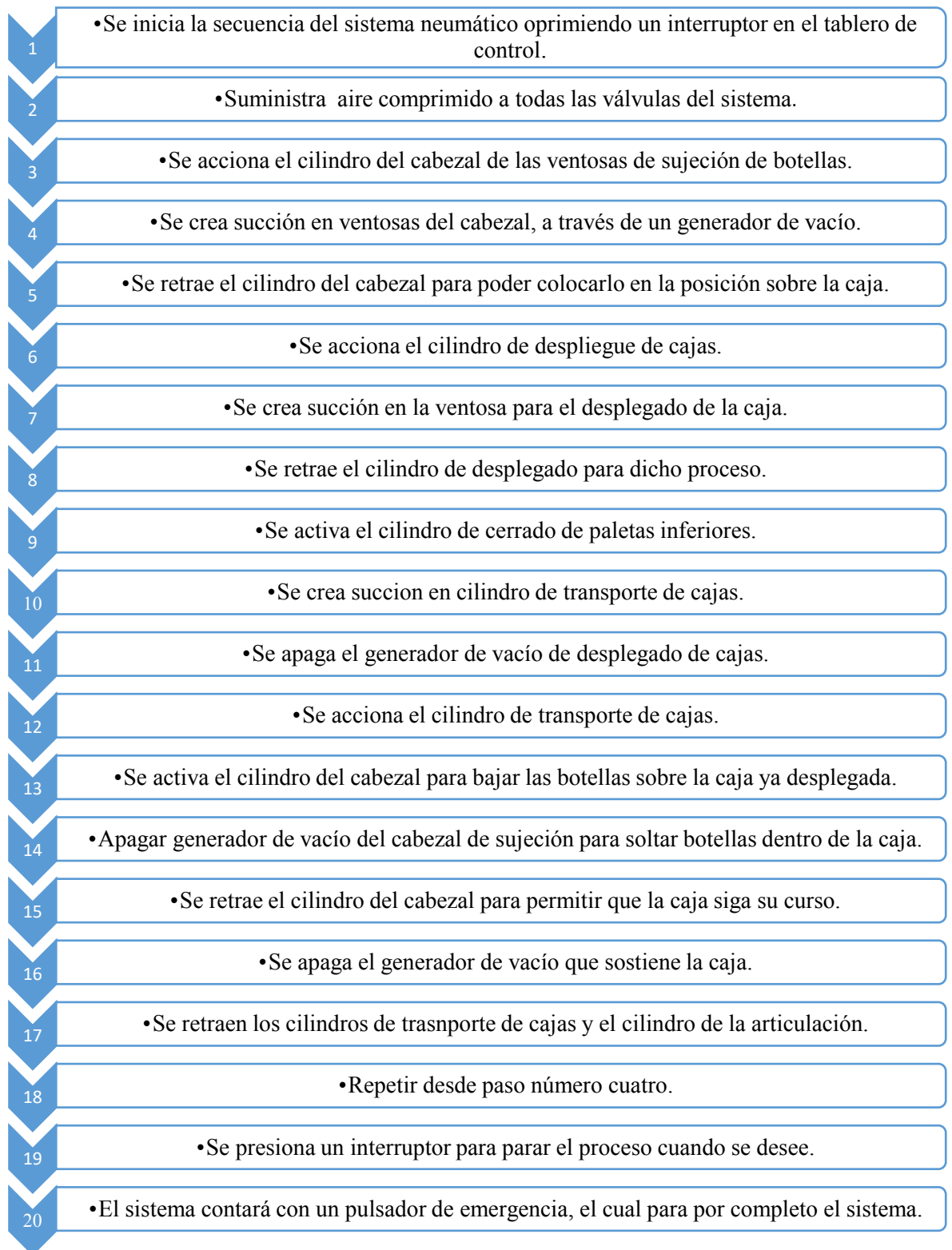
CUADRO 117. COMPARACIÓN NEUMÁTICA CON HIDRÁULICA

		Neumática	Hidráulica
Efectos de fugas		Solo pérdida de energía	Contaminación
Influencia del ambiente	del	A prueba de explosión. Insensible a la temperatura.	Riesgo de incendio en caso de fuga. Sensible a cambios de temperatura.
Almacenaje de energía		Fácil	Limitada
Transmisión de energía		Hasta 1.000 m... Caudal $v = 20 - 40$ m/s. Velocidad de la señal $20 - 40$ m/s	Hasta 1.000 m... Caudal $v = 2 - 6$ m/s. Velocidad de la señal hasta 1.000 m/s
Velocidad de operación	de	$V = 1,5$ m/s	$V = 0,5$ m/s
Coste de alimentación	de	Muy alto	Alto
Movimiento lineal		Simple con cilindros. Fuerzas limitadas. Velocidad dependiente de la carga.	Simple con cilindros. Buen control de velocidad. Fuerzas muy grandes.
Movimiento giratorio		Simple, ineficiente, alta velocidad	Simple, par alto, baja velocidad.
Exactitud de posición	de	1/10 mm posible sin carga	Puede conseguir 1 mm
Estabilidad		Baja, el aire es compresible	Alta, ya que el aceite es casi incompresible, además el nivel de presión es más alto que en el neumático.
Fuerzas		Protegido contra sobrecargas. Fuerzas limitadas por presión neumática y el diámetro del cilindro ($F = 30$ kN a 6 bar).	Protegido contra sobrecargas, Alcanzan presiones de 600 bar y pueden generarse grandes fuerzas hasta 3.000 kN.

- Referencia: Creus, Antonio. Neumática e Hidráulica. Página 13.

3. Conceptos de operación del sistema

FIGURA 164. CONCEPTOS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA



4. Requerimientos del sistema

CUADRO 118. REQUERIMIENTOS GENERALES DE LA MÁQUINA.

Código	ID Concepto	Descripción general
E1.0	Ordenamiento de botellas	Debe tomar las botellas de la banda transportadora, y ordenarlas en una matriz en función de la presentación que se esté empacando.
E2.0	Sistema de manipulación	Debe tomar la matriz ordenada de botellas, y debe transportarlas y colocarlas dentro de las cajas de cartón.
E3.0	Manipulación de cajas	Debe tomar la caja plegada, abrirla y cerrar las paletas inferiores, para de esta manera entregar la caja con las paletas superiores abiertas y listas para recibir la matriz de botellas.
E4.0	Sistema de potencia	Debe suministrar, la potencia requerida para alimentar todos los componentes de la máquina que lo requieran.
E5.0	Sistema de control	Debe leer las señales de entrada del sistema para ordenar la ejecución de operaciones de empaque de producto, interacción con el operario y seguridad industrial, según la necesidad del usuario.
E6.0	Sistema de energía	Debe transformar aire comprimido en la energía necesaria para mover y hacer funcionar los mecanismos que lo requieran.

CUADRO 119. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA NEUMÁTICO.

Sistema Neumático

Código	Descripción general	Prioridad	Verificación
E6.1	Debe adaptarse a las cuatro presentaciones del producto: 100 ml, 250 ml, 500 ml, 1000 ml.	Alta	Colocar las botellas y realizar pruebas para determinar que realiza la tarea.
E6.2	Debe poder alimentarse con la fuente de aire comprimido disponible, de 60 psi.	Alta	Mediante hojas técnicas del proveedor.

CONTINUACIÓN CUADRO 119.

Sistema Neumático

Código	Descripción general	Prioridad	Verificación
E6.3	Consumir un caudal de aire (L/min) mínimo.	Alta	A través de mediciones de caudal y consumo por actuador.
E6.4	Deber poder soportar y ser resistente al polvo y condiciones de la planta.	Media	Mediante hojas técnicas del proveedor.
E6.5	Todos los elementos neumáticos se deben encontrar dentro de la máquina, fuera del alcance de los operarios.	Alta	Mediante una revisión visual.
E6.6	Cumplir con un número mínimo de ciclos para poder alcanzar una producción de 45 piezas/min.	Alta	Medir el tiempo que toma realizar un ciclo.
E6.7	No debe dañar o lastimar el empaque primario donde se encuentra el producto.	Alta	Realizar pruebas, y determinar la inexistencia de daños en el producto.
E6.8	Debe facilitar el cambio de los dispositivos para cada matriz de botellas.	Media	Mediante pruebas que determinen el tiempo y complejidad de la tarea. Realizar pruebas, y
E6.9	Debe estar coordinado con el sistema de manipulación de botellas.	Alta	determinar que ambos sistemas trabajen en conjunto.
E6.10	Debe estar coordinado con el sistema de ordenamiento de cajas.	Alta	Realizar pruebas, y determinar que ambos sistemas trabajen en conjunto.
E6.11	Debe estar coordinado con el sistema de control.	Alta	Realizar pruebas, y determinar que ambos sistemas trabajen en conjunto.
E6.12	Contar con elementos neumáticos que se pueden encontrar en el mercado guatemalteco.	Media	Cotizar componente del sistema a través de empresas guatemaltecas.

CONTINUACIÓN CUADRO 119.

Sistema Neumático

Código	Descripción general	Prioridad	Verificación
E6.13	Los actuadores y componentes neumáticos deben tener montajes firmes que soporten las cargas.	Baja	Utilización de partes estandarizadas.
E6.14	El costo debe ser el mínimo, pero sin poner en cuestión la calidad y seguridad del sistema.	Media	Mediante la cotización de varios proveedores.

CUADRO 120. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA NEUMÁTICO: MANIPULACIÓN DE BOTELLAS.

Sistema Neumático: Manipulación de botellas

Código	Descripción general	Prioridad	Verificación
E6.9.1	Tiene que poder elevar el peso máximo, en este caso botellas de 1000 ml.	Alta	Mediante hojas técnicas del proveedor.
E6.9.2	Tiene que poder hacer la succión en las tapas de las botellas.	Alta	Mediante hojas técnicas del proveedor.
E6.9.3	Las mangueras deben estar bien sujetas a partes no móviles de la máquina.	Media	Realizar pruebas físicas, jalando las mangueras y comprobar que están bien sujetas.
E6.9.4	Las conexiones de mangueras a los componentes neumáticos deben ser de fácil y rápido manejo.	Media	Mediante pruebas que determinen el tiempo y complejidad de la tarea.
E6.9.5	Debe estar coordinado con el sistema de manipulación de cajas.	Alta	Realizar pruebas, y determinar que ambos sistemas trabajen en conjunto.
E6.9.6	La carrera del cilindro neumático que manipula las botellas debe tener el largo adecuado para que las ventosas realicen la succión.	Alta	Mediante hojas técnicas del proveedor y pruebas que verifiquen la correcta dimensión.

CUADRO 121. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA NEUMÁTICO: MANIPULACIÓN DE CAJAS.

Sistema Neumático: Manipulación de cajas			
Código	Descripción general	Prioridad	Verificación
E6.10.1	Debe adaptarse a las cuatro presentaciones de las cajas	Alta	Colocar las cajas y realizar pruebas para determinar que realiza la tarea. Mediante hojas técnicas del
E6.10.2	La carrera de los cilindros neumáticos que manipulan las cajas deben tener el largo adecuado para que la ventosa realice la succión.	Alta	proveedor y pruebas que verifiquen la correcta dimensión de la carrera del cilindro.
E6.10.4	Dentro de las fuerzas de las ventosas se debe considerar el coeficiente de fricción de las cajas.	Baja	Realizando cálculos de las ventosas para esta aplicación.
E6.10.5	Las mangueras deben estar bien sujetas a partes no móviles de la máquina.	Media	Realizar pruebas físicas, jalando las mangueras y comprobar que están bien sujetas.
E6.10.6	Las conexiones de mangueras a los componentes neumáticos deben ser de fácil y rápido manejo.	Media	Mediante pruebas que determinen el tiempo y complejidad de la tarea.
E6.10.7	Debe estar coordinado con el sistema de manipulación de botellas.	Alta	Realizar pruebas, y determinar que ambos sistemas trabajen en conjunto.
E6.10.8	No debe dañar o lastimar las cajas.	Alta	Realizar pruebas, y determinar la inexistencia de daños en el producto.

5. **Matriz de decisión.** Ya establecidos los parámetros que son importantes se evaluará en la siguiente matriz de decisión cuál de los dos sistemas es más apropiado y se acopla mejor a la aplicación. Se calificará de 1 a 10 los aspectos, siendo 1 la calificación más baja y 10 la más alta. Además, se ponderaron los aspectos de 1 a 5, siendo 1 el aspecto menos importante y 5 el más importante. La calificación se multiplica por la ponderación, obteniendo como calificación máxima 300.

CUADRO 122. PONDERACIÓN SISTEMA NEUMÁTICO Y SISTEMA HIDRÁULICO

	Ponderación	Calificación	Sistema neumático	Sistema hidráulico
Velocidad de operación	5	Alta = 10 Baja = 1	10	5
Fuerza	3	Grande = 10 Pequeña = 1	5	10
Limpieza	4	Alta = 10 Baja = 1	9	4
Almacenaje de energía	2	Fácil= 10 Difícil = 1	9	3
Costos	5	Bajo = 10 Alto = 1	9	7
Exactitud de posición	3	Alta = 10 Baja = 1	7	9
Control	4	Simple = 10 Complejo = 1	9	9
Mantenimiento	4	Fácil= 10 Difícil = 1	8	6
Calificación total			253	199

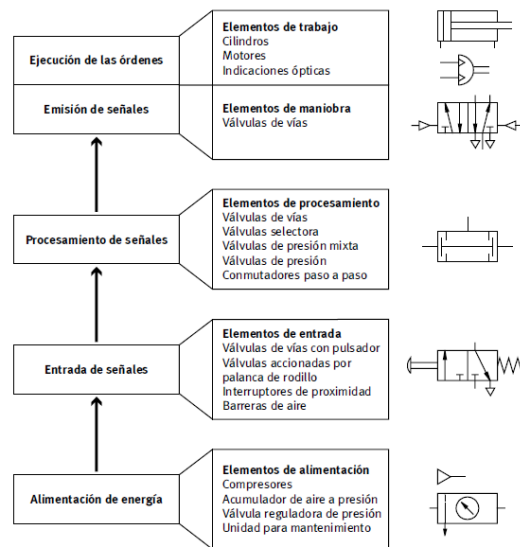
De la matriz de decisión la neumática obtuvo una calificación de 253. Siendo esta mayor a la calificación de la hidráulica, con 199. Por lo que se tomó como solución a este problema la neumática como fuente de energía. Otro aspecto importante es que la planta ya cuenta con una red de aire comprimido lo cual reduce los costos de implementación.

B. Estudio de factores para el diseño

1. Componentes de un sistema neumático. En los sistemas neumáticos existen varios componentes que los conforman y permiten que se dé el funcionamiento correcto del mismo. Existen cinco niveles dentro de un sistema neumático. Los diferentes niveles son:

- Fuente de alimentación de energía: en este caso sería la fuente de aire comprimido. En este nivel también se encuentran los elementos de mantenimiento como filtros, lubricadores y secadores.
- Elementos de entrada de señal: acá se encuentran las válvulas y sus diferentes accionamientos. Estos pueden ser manuales o mecánicos.
- Elementos de procesamiento de señales: en esta etapa se procesan lógicamente las señales, para ver que se cumplan los pasos del sistema. Algunas de los procesamientos lógicos dentro de la neumática son las válvulas “O” e “Y”. En esta etapa también se encuentran los diferentes reguladores del sistema neumático, siendo estos de caudal o de presión.
- Elementos de emisión de señales: dentro de este nivel se encuentran los accionamientos realizados sobre las válvulas direccionales, como por ejemplo el accionamiento de válvulas neumáticamente.
- Ejecución de órdenes: esta es el último nivel y es el encargado de realizar el trabajo y los movimientos. En este se tienen los actuadores, como cilindros y motores neumáticos.

FIGURA 165. NIVELES DE UN SISTEMA NEUMÁTICO



Los sistemas neumáticos pueden ser manejados de manera neumática o de manera electrónica. Un sistema electro neumático es aquel que se controla mediante la electrónica. Cuentan con sensores electrónicos y válvulas pilotadas a través de solenoides. Estas válvulas son conocidas como electroválvulas. Los sistemas electro neumáticos tienen que estar controlados por un programa, en donde se establezca la secuencia y se

procesan las señales eléctricas. Para esto se utilizan, entre otros medios, los PLC (Programmable Logic Controller).

Los niveles de un sistema electro neumático se disminuyen ya que el procesamiento de señales y las señales de entrada se realizan mediante pulsos eléctricos. Para un sistema electro neumático se obvian los niveles de entrada de señales y tratamiento de señales de un sistema neumático por lo que se cuenta únicamente con cuatro niveles.

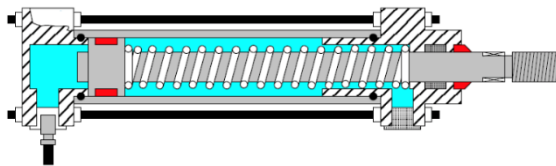
CUADRO 123. NIVELES DE UN SISTEMA ELECTRO NEUMÁTICO.

Nivel	Componente	Ejemplos
4°	Elementos de trabajo	Cilindros, motores neumáticos.
3°	Elementos de regulación	Reguladores unidireccionales.
2°	Elementos de maniobra	Válvulas con accionamiento electrónico.
1°	Fuente de alimentación de energía	Grupo de mantenimiento, compresor.

2. Actuadores neumáticos. Los actuadores neumáticos pueden tener dos tipos de movimientos, lineal o rotativo. Los movimientos lineales se consiguen por cilindros. Los cilindros neumáticos son los actuadores más comúnmente utilizados en los circuitos neumáticos. Estos consisten de un cilindro cerrado con un pistón en su interior que se mueve a lo largo y transmite su movimiento al exterior mediante un vástago. Existen, básicamente, dos tipos de cilindros neumáticos, de simple y de doble efecto.

Los cilindros de efecto simple desarrollan una carrera de trabajo en un solo sentido. Tiene que retornar por una fuerza externa que los haga retroceder. Existen cilindros que cuentan con un resorte en su interior que lo hace retraerse, de no contar con resorte se debe aplicar una fuerza externa. Principalmente los cilindros de simple efecto se utilizan para sujetar, marcar, expulsar piezas o en trabajos que solo requieran de una carrera de trabajo.

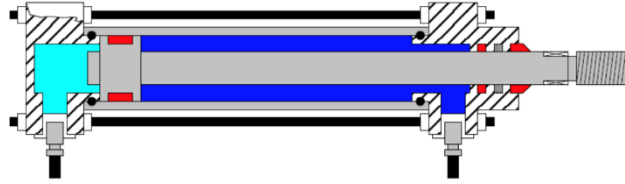
FIGURA 166. CILINDRO DE SIMPLE EFECTO



Los cilindros de doble efecto tienen un campo de aplicación más amplio que los de efecto simple. Estos cilindros tienen la capacidad de efectuar trabajo tanto en la carrera de avance como la de retorno. El cilindro de doble efecto tiene dos entradas de aire lo cual permite controlar el movimiento en ambos sentidos (avance y retorno). Existen otros tipos de cilindros neumáticos que tienen otras aplicaciones, como por ejemplo los cilindros neumáticos guiados, que constan de dos o más vástagos para evitar que se de rotación en el

mecanismo acoplado al final de los mismos. Otros ejemplos de cilindros según su aplicación son los cilindros neumáticos de impacto, que tienen como característica principal mover su vástago a grandes velocidades.

FIGURA 167. CILINDRO DE DOBLE EFECTO.



Ambos tipos de cilindros tienen sus variantes, como cilindros con vástago hueco, con unidades anti giro, entre otras. Otros actuadores neumáticos que tienen aplicaciones más específicas son los actuadores rotativos como los motores neumáticos, actuadores de giro limitado y actuadores rotatorios de paletas.

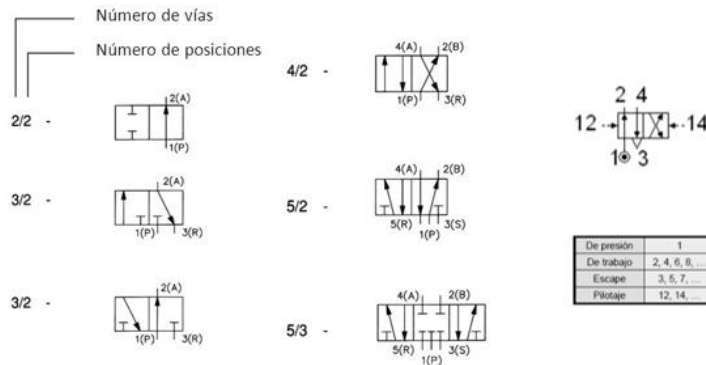
Los cálculos de los cilindros neumáticos son simples. Los aspectos a considerar dentro de los cálculos de un cilindro neumático son la fuerza del cilindro, el diámetro de la funda, la carrera, el consumo de aire y la velocidad del pistón. La fuerza de un cilindro está en función del área del cilindro y la presión del aire. En cilindros de simple efecto se debe tomar en consideración la fuerza que realiza el muelle. Mientras que en cilindros de doble efecto se debe considerar que en la salida y en el retroceso el área a considerar es diferente. En el retroceso se da una disminución del área del émbolo debido a la presencia del vástago.

CUADRO 124. FUERZAS DE EMPUJE EN CILINDROS NEUMÁTICOS.

Fuerza de empuje actuando el aire en toda el área del pistón					Fuerza a restar por el área del vástago del pistón en el retroceso						
Diámetro del cilindro (mm)	Área del pistón (mm ²)	Fuerza de empuje en Newton a varias presiones (bar)				Diámetro vástago del pistón (mm)	Área del vástago del pistón (mm ²)	Fuerza de retroceso a varias presiones (Newton)			
		1,0	5,0	7,0	10,0			1,0	5,0	7,0	10,0
6	28	2,8	14,1	19,8	28,3	4	13	1,3	6,3	8,8	12,6
8	50	5,0	25,1	35,2	50,2	6	28	2,8	14,1	19,8	28,3
10	79	7,9	39,3	55,0	78,5	8	50	5,0	25,1	35,2	50,2
12	113	11,3	56,5	79,1	113,0	10	79	7,9	39,3	55,0	78,5
14	154	15,4	76,9	107,7	153,9	12	113	11,3	56,5	79,1	113,0
16	201	20,1	100,5	140,7	201,0	16	201	20,1	100,5	140,7	201,0
20	314	31,4	157,0	219,8	314,0	20	314	31,4	157,0	219,8	314,0
25	491	49,1	245,3	343,4	490,6	25	491	49,1	245,3	343,4	490,6
32	804	80,4	401,9	562,7	803,8	32	804	80,4	401,9	562,7	803,8
40	1.257	125,6	628,0	879,2	1.256,0	40	1.257	125,6	628,0	879,2	1.256,0
50	1.963	196,3	981,3	1.373,8	1.962,5						
63	3.117	311,6	1.557,8	2.181,0	3.115,7						
80	5.027	502,4	2.512,0	3.516,8	5.024,0						
100	7.854	785,0	3.925,0	5.495,0	7.850,0						
125	12.272	1.226,6	6.132,8	8.585,9	12.265,6						
160	20.106	2.009,6	10.048,0	14.067,2	20.096,0						
200	31.416	3.140,0	15.700,0	21.980,0	31.400,0						

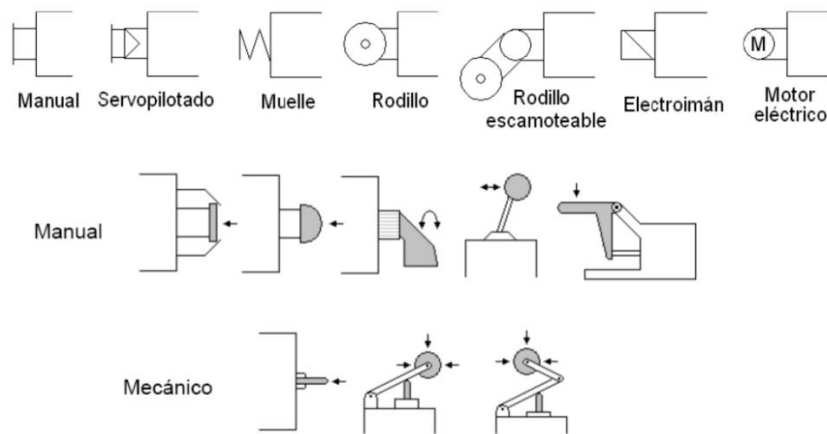
3. Tipos de válvulas. Las válvulas distribuidoras o reguladoras son dispositivos que regulan y distribuyen el flujo de aire hacia los actuadores del sistema. Las válvulas se clasifican según ciertas características como posiciones, vías, función que desempeñan y su construcción interna. Las dos características más importantes son las posiciones y las vías. Los puertos de la válvula están representados por números en donde cada número tiene un significado.

FIGURA 168. REPRESENTACIÓN DE POSICIONES Y VÍAS DE UNA VÁLVULA, JUNTO CON SU NUMERACIÓN.



Todas las válvulas se deben poder accionar de cierta manera. Existen varias posibilidades para accionarlas dependiendo de su aplicación. Los accionamientos pueden ser mecánicos (como rodillos, muelles, etc.), manuales (como botones, palancas, pedales, entre otros), electrónicos y combinaciones de varios tipos de accionamiento.

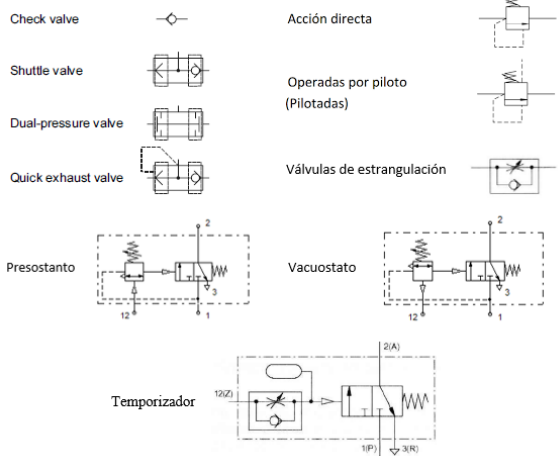
FIGURA 169. TIPOS DE ACCIONAMIENTOS DE UNA VÁLVULA.



Aparte de las válvulas de distribución hay otro tipo de válvulas las cuales tienen como objetivo regular ciertos aspectos del flujo de aire. Dentro de esta clasificación se encuentran las válvulas de anti retorno (también conocidas como válvulas check), válvulas de cierre, válvulas de caudal y de presión. Las válvulas de alivio tienen la función de proteger el sistema ante un aumento de la presión.

Los distintos grupos de válvulas son utilizados cuando se desea una tarea específica.

FIGURA 170. TIPOS DE VÁLVULAS



En la siguiente tabla se hace una breve descripción de las válvulas más utilizadas en los sistemas neumáticos. Se describe más a detalle la función de cada una de ellas y las características más importantes a tener en consideración al trabajar con estas.

CUADRO 125. TIPOS DE VÁLVULAS NEUMÁTICAS.

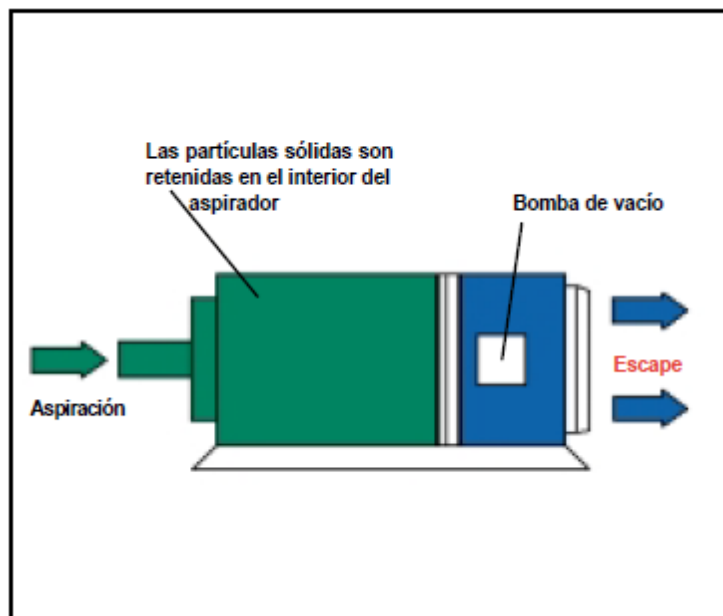
Tipos de válvulas	Descripción
<i>Válvulas direccionales o distribuidoras</i>	Regulan y distribuyen el flujo de aire hacia los actuadores del sistema. Las características más importantes de estas válvulas son las posiciones y las vías.
<i>Válvulas de cierre o anti retorno</i>	Permiten que se dé la señal en una sola dirección. Dentro de estas se encuentran las válvulas AND (necesita de dos señales para funcionar), válvulas OR (necesita de una señal para funcionar), válvulas de escape rápido y las válvulas check. También se encuentran las válvulas de llave que bloquean el flujo de aire.
<i>Válvulas de caudal</i>	Regulan el paso del aire a presión en ambas direcciones. Se utilizan principalmente para controlar la velocidad de los cilindros y se puede utilizar en la entrada como en la salida.

CONTINUACIÓN CUADRO 125.

Tipos de válvulas	Descripción
<i>Válvula de presión</i>	Se encargan de regular la presión dentro del sistema. Existen tres grupos dentro de las válvulas de presión: reguladoras de presión, limitadoras de presión y de secuencia. Las válvulas limitadoras de presión o de alivio se utilizan como método de seguridad y las válvulas de secuencia funcionan por presión (presostato y vacuostato).
<i>Grupos de válvulas o combinaciones de válvulas</i>	Son combinaciones de válvulas que permiten realizar tareas específicas. Donde se encuentran las válvulas temporizadoras, tobera de aspiración, módulos de pasos, memorias, entre otras.

4. **Sistema de vacío.** En los sistemas de vacío se procede a retirar el aire atmosférico presente en un tanque o tubería, creando en su interior un "vacío", en donde se obtiene una presión negativa. Las bombas de vacío funcionan bajo este principio. Al igual que una aspiradora genera una presión negativa en la entrada del conducto de modo que la presión atmosférica del ambiente, siendo mayor que el vacío parcial generado en la manguera, entra por la tubería creando una succión.

FIGURA 171. SISTEMA DE VACÍO

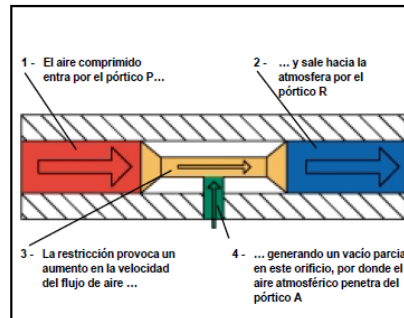


Para aplicaciones industriales, existen otras formas más simples y económicas de obtener un vacío, además de las bombas ya mencionadas. Una de ellas es la utilización del principio de Venturi. La técnica consiste en hacer fluir el aire comprimido por un tubo en el cual se presenta una reducción drástica en su diámetro interior. El aire que fluye por el tubo, al encontrar la restricción, aumenta su velocidad debido al

paso reducido. El aumento de la velocidad del aire comprimido provoca una sensible caída de presión en la región.

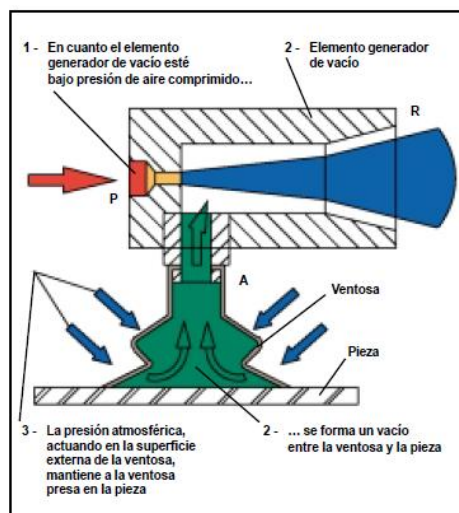
Un orificio externo, construido estratégicamente en la región restringida del tubo, sufrirá entonces una depresión provocada por el paso del aire comprimido en el estrangulamiento. Eso significa que tenemos un vacío parcial dentro del orificio que, unido a la presión atmosférica, hará que el aire atmosférico penetre en el orificio en dirección del estrangulamiento.

FIGURA 172. VACÍO POR EL PRINCIPIO DE VENTURI.



Para poder realizar la succión de manera más eficaz se utilizan ventosas. Al aproximar una ventosa a un cuerpo cualquiera, de superficie lisa, esta se adhiere y la presión negativa dentro de ella hará que se prenda a la superficie del cuerpo. Se considera que entre la ventosa y la superficie del cuerpo hay un vacío parcial cuya presión es menor que la de la atmósfera, la ventosa permanecerá presa en la superficie del cuerpo por la acción de la presión atmosférica, en cuanto haya vacío, o sea, durante el tiempo que se mantiene el flujo de aire comprimido de P hacia R.

FIGURA 173. DIAGRAMA DE UN GENERADOR DE VACÍO Y VENTOSA.



Al momento de utilizar ventosas como medio de sujeción se debe destacar que el dimensionamiento correcto de las ventosas y los generadores de vacío se establece con base en a la geometría de los objetos a sujetar y su peso. También es importante tomar en consideración los sistemas neumáticos que comandaran este método de sujeción. Por lo que se debe considerar, de un modo general, la siguiente secuencia:

- El tipo, tamaño y el posicionamiento de las ventosas.
- El modelo ideal del elemento generador de vacío.
- Las válvulas neumáticas de comando y control del sistema.
- Las características constructivas y de utilización de tubos, mangueras y conexiones.
- El conjunto mecánico de sustentación de las ventosas y accesorios.

La característica principal a ser observada en la selección de un elemento generador de vacío es la capacidad de producir vacío a una determinada presión y en un período de tiempo predeterminado. La tabla a seguir presenta las relaciones entre consumo de aire comprimido y tiempos de evacuación de los principales modelos y tamaños de elementos generadores de vacío disponibles en el mercado, trabajando a una presión de 4 bar se presenta la siguiente tabla de tiempos para formación de 75% de vacío en un recipiente de 1 Litro.

CUADRO 126. TIEMPOS DE FORMACIÓN DE 75% DE VACÍO EN UN RECIPIENTE DE 1 LITRO.



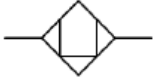



Consumo de aire comprimido en litros por minuto (LPM)	Tiempo de evacuación en segundos (s)
20	9.00
30	6.00
40	4.50
60	3.00
120	1.50
180	1.00
240	0.75
360	0.50
420	0.45
720	0.25








Referencia: Parker. Tecnología Neumática Industrial. Página 81.

5. Unidades de mantenimiento. Para poder tener un sistema fiable de control neumático se debe proveer al sistema aire a presión que tenga un nivel de calidad mínimo. Por lo que se deben verificar los siguientes factores: presión correcta, aire seco y aire limpio. Si no se tienen estas condiciones se pueden dar problemas dentro del sistema al momento de activarse los actuadores, aumento de fallos del sistema, entre otros. Para poder garantizar una calidad de aire apropiada se debe tener ciertos elementos que acondicionen el aire como, por ejemplo, filtro de aspiración para el compresor, secadores de aire comprimido, filtros de aire a presión con separador de agua y puntos de evacuación de agua.

Se debe controlar regularmente el nivel de condensado, ya que si sobrepasa el nivel máximo es posible que sea aspirado por el sistema, causando fallas en las tuberías y los elementos neumáticos. Se debe tener bien ajustado el regulador de aire a presión y se recomienda instalarlo delante de un filtro de aire y así prolongar el tiempo entre mantenimientos. Estas son algunas de las muchas consideraciones o cuidados que hay que darle a un sistema neumático y a sus diferentes componentes, desde el suministro de aire hasta los actuadores.

CUADRO 127. COMPONENTES DE MANTENIMIENTO Y ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE COMPRIMIDO.

	Lubricador.
	Secador.
	Separador de neblina.
	Limitador de temperatura.
	Refrigerador.
	Filtro micrónico.

Medición y mantenimiento	
Símbolo	Descripción
	Unidad de mantenimiento, símbolo general.
	Filtro.
	Drenador de condensado, vaciado manual.
	Drenador de condensado, vaciado automático.
	Filtro con drenador de condensado, vaciado automático.
	Filtro con drenador de condensado, vaciado manual.
	Filtro con indicador de acumulación de impurezas.

6. **Mantenimiento de un sistema neumático.** Los sistemas neumáticos como todo componente de una línea de producción se les debe hacer un mantenimiento continuo para poder prolongar el tiempo de vida de los componentes y asegurar su funcionamiento correcto. Dentro de las rutinas de mantenimiento regular que se deben realizar son:

- chequeo de los filtros y las unidades de mantenimiento (desagüe de condensados en las trampas y lubricación de los componentes que lo requieran)
- chequeo de fugas de aire y líneas obstruidas o dañadas
- revisión de señales de desgaste por uso o suciedad
- chequeo de los sellos y monturas de los cilindros neumáticos

Las rutinas de mantenimientos planeadas son de gran ayuda y estas se realizan en intervalos de tiempo establecidos. De manera diaria se deben vaciar los condensados de los filtros y se debe chequear los niveles de aceite en los lubricadores de aire. Semanalmente se debe revisar señales de suciedad y la lubricación del sistema. Cada tres meses se debe realizar una revisión de los conectores, cambio de líneas conectadas a partes móviles, chequeo de fugas en los escapes de las válvulas y la limpieza de los cartuchos de los filtros. Por último, cada seis meses se debe verificar la condición de los sellos de los cilindros neumáticos y si es necesario cambiarlos.

C. Análisis del diseño

1. **Parámetros del diseño.** La máquina se va a ubicar dentro de una línea de producción que ya está en marcha por lo que ciertos parámetros ya están establecidos por la planta y la capacidad que esta tiene. El sistema neumático no va a tener contacto con ningún químico por lo que la calidad del aire no necesita estar en condiciones especiales, únicamente tener la calidad necesaria para no dañar los componentes neumáticos. Los parámetros que la planta ya tiene establecidos son la presión a la que trabajan los demás equipos que utilizan una fuente de energía neumática y el caudal máximo que los compresores pueden brindar. La presión máxima a la que puede trabajar la planta es de 110 psi (7.58 bar). Todas las líneas o máquinas que utilizan neumática trabajan a 58 psi (4 bares). La planta cuenta con dos compresores marca Kaeser. Uno es el compresor SFC 55, con un caudal mínimo de 77 CFM (pie cúbico por minuto) y una presión de trabajo de 110 psi. El otro compresor con el que cuenta la planta es el CSD 75, con un caudal de 345 CFM y una presión de trabajo de 125 psi. En el anexo P se encuentran las hojas de datos de los compresores, con todas sus especificaciones y características.

Dentro de las cuatro presentaciones se tienen botellas de un litro, 500 ml, 250 ml y 100 ml. El sistema debe poder trabajar con todas las presentaciones y al momento de hacer cambios de presentación, poder hacerlos rápido y cambiando la menor cantidad de componentes. La densidad del insecticida agroquímico es

igual para todas las presentaciones, y es de 1250 kg/m^3 (dato provisto por la empresa). Por lo que se establece como capacidad máxima la presentación de un litro. En el caso de las cajas no se va a dar ningún cambio por presentación ya que el peso de las cajas entre las diferentes presentaciones es muy pequeño y está alrededor de los 600 gramos.

CUADRO 128. MASA DE LAS BOTELLAS Y SU ARREGLO.

Presentación	Masa unidad	Cantidad	Masa total
1000 ml	1.25 kg	12	15 kg
500 ml	0.625 kg	12	7.5 kg
250 ml	0.3125 kg	12	3.75 kg
100 ml	0.125 kg	20	2.5 kg

2. Ciclos de trabajo del sistema. Por requerimientos de la planta la máquina debe poder aumentar la producción actual de 25 unidades (botellas) por minuto hasta 45 unidades por minuto. Este va ser el objetivo con respecto a la velocidad que debe trabajar el sistema neumático. Para tres de las presentaciones se movilizan 12 botellas a la vez y para la presentación de 100 ml se movilizan 20 botellas a la vez. El sistema debe poder realizar los ciclos necesarios para poder llegar al valor establecido de 45 botellas por minuto.

$$\text{Capacidad de embalado} = 45 \text{ botellas/minuto}$$

Matriz de 12 botellas (1L, 500 mL, 250 mL)

$$\text{Ciclos por minuto} = \frac{45}{12} = 3.75$$

Matriz de 20 botellas (100 mL)

$$\text{Ciclos por minuto} = \frac{45}{20} = 2.25$$

Por lo que el sistema debe ser capaz de poder realizar 4 ciclos por minuto y así poder cumplir con demanda que se requiere. Un ciclo integra todas las etapas del proceso.

$$\text{Cantidad de ciclos} = 4$$

$$\text{Tiempo por ciclo} = 60 \frac{\text{segundos}}{4 \text{ ciclos}} = 15 \text{ segundos/ciclo}$$

Durante un ciclo debe poder darse la sujeción de las botellas, la ubicación horizontal del cilindro y el descenso del cilindro para la introducción de las botellas en la caja. Simultáneamente se debe realizar la etapa del manejo de las cajas; la cual consiste en despliegue de las cajas a través de succión, cerrar las paletas inferiores a través de una articulación y por último expulsar la caja hasta el área donde se introducen las botellas. Ambos procesos deben poder realizar todas sus funciones en 15 segundos.

3. Selección preliminar de componentes para el sistema neumático. Los componentes que se utilizarán en el sistema neumático deben poder realizar las tareas necesarias para que el diseño mecánico funcione de manera correcta. La máquina consta de tres módulos, que se pueden apreciar en la figura 174, en donde se encuentran el módulo de manejo y sujeción de botellas (color verde), el módulo de manejo de cajas (color azul) y el módulo de ordenamiento de botellas (color rojo).

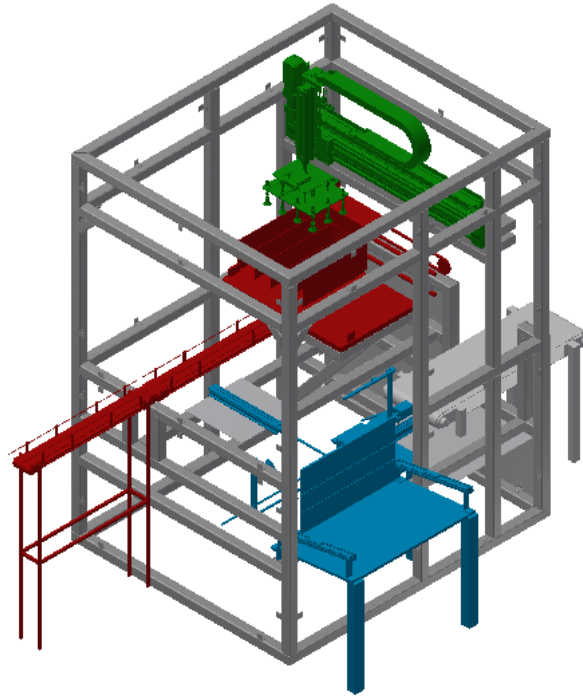
De estos tres módulos únicamente dos de ellos van a utilizar la neumática para realizar los movimientos. Para el manejo de botellas se necesita poder sujetar las botellas, levantarlas, bajarlas y soltarlas en el lugar correcto. Para elevar y bajar las botellas se utilizará un cilindro neumático de doble efecto. Para la sujeción se utilizará succión a través de ventosas. Para los movimientos laterales, el encargado este módulo tomo la decisión de hacerlo a través de un motor eléctrico. En el módulo de manejo de cajas se necesitarán tres cilindros neumáticos, así como ventosas para sujetar la caja. Para el cierre de las paletas inferiores se utilizará una articulación.

Todos los actuadores se controlarán por electroválvulas y estas van a ser controladas por un PLC (Programmable Logic Controller). Otros componentes a utilizar dentro del sistema son: reguladores de caudal, y vacuostatos, para verificar que la succión ya se dio.

CUADRO 129. COMPONENTES DEL SISTEMA NEUMÁTICO.

Manejo y sujeción de botellas	Manejo de cajas
1 Cilindro neumático, doble efecto.	3 Cilindros neumáticos, doble efecto
1 Válvula 5/2 para el cilindro.	3 Válvulas 5/2 para los cilindros
1 Generador de vacío.	2 Generadores de vacío
1 Válvula 3/2 para el generador de vacío.	2 Válvulas 3/2 para la succión
Distribuidor de aire (manifold), 12 o 20 conexiones.	6 Ventosas
12 o 20 Ventosas	1 Vacuostato

FIGURA 174. MÓDULOS QUE INTEGRAN LA MÁQUINA.



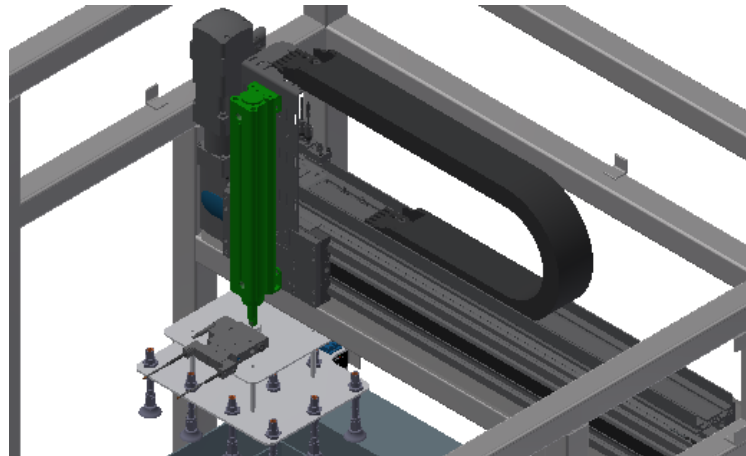
D. Cálculo y diseño

1. Dimensionamiento de componentes del sistema neumático.

a. Cabezal de sujeción:

1) Cilindro de elevación de botellas:

FIGURA 175. CILINDRO DE ELEVACIÓN (COLOR VERDE).

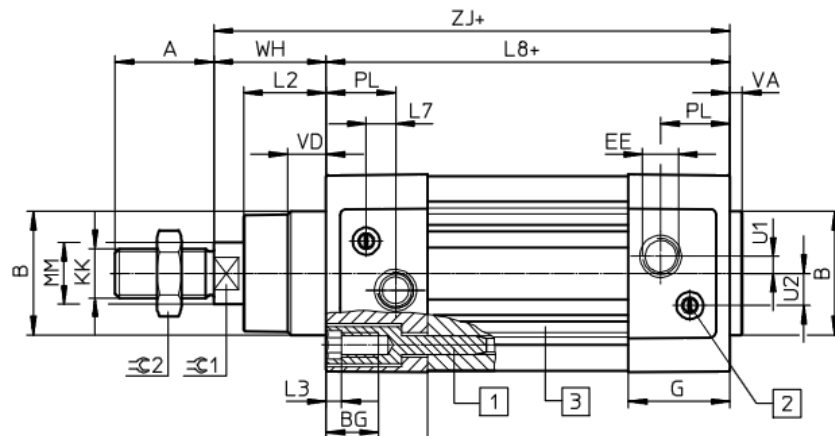


Tomando en consideración la masa de las botellas que debe elevar y la masa de los demás componentes neumáticos que conforman el mecanismo de sujeción, se tomara una masa total de 30 kg como carga máxima que debe levantar el cilindro:

$$W = 30 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 294.3 \text{ N}$$

Debido a que este cilindro realiza el trabajo retrayéndose se debe tomar el área de retorno para los cálculos. Estos datos son tomados de las hojas de datos de los cilindros neumáticos de Festo. Se calculará el área de retracción y se tomará el valor del área que cumpla. El diámetro mínimo es de 32 mm y el máximo de 125 mm. La presión de trabajo de este cilindro es de 0.4 MPa (4 bar).

FIGURA 176. PLANO CILINDRO NEUMÁTICO FESTO.



CUADRO 130. DIMENSIONES CILINDRO FESTO.

∅	L2	L3	L7	L8	MM	PL	RT	TG
[mm]		Máx.		±0,4	∅	±0,1		±0,3
32	18 _{-0,2}	5	6,5	94	12	19,5	M6	32,5
40	21,3 _{-0,2}	5	7,5	105	16	22,5	M6	38
50	26,8 _{-0,2}	5	9,5	106	20	22,5	M8	46,5
63	27 _{-0,2}	5	9	121	20	27,5	M8	56,5
80	34,2 _{-0,2}	-	11	128	25	30	M10	72
100	38 _{-0,2}	-	7,5	138	25	31,5	M10	89
125	45,5 _{-0,3}	-	10	160	32	22,5	M12	110

FUENTE: FESTO. CILINDROS NORMALIZADOS DSBC, ISO 15552. PÁGINA 21.

Se aplicará un factor de carga de 0.7 en los cálculos de las fuerzas para considerar variaciones en la presión del suministro de aire, defectos de fabricación, desalineamientos y otras condiciones adversas para los cilindros.

CUADRO 131. ÁREA DE RETRACCIÓN PARA CILINDROS DSBC.

Diámetro de la funda (mm)	Diámetro del vástago (mm)	Área de retracción (mm ²)
32	12	691.15
40	16	1055.57
50	20	1649.34
63	20	2803.09
80	25	4535.67
100	25	7363.11
125	32	11467.60

Área necesaria para elevar el peso:

$$p = 0.4 \text{ Mpa} \quad f_c = 0.7$$

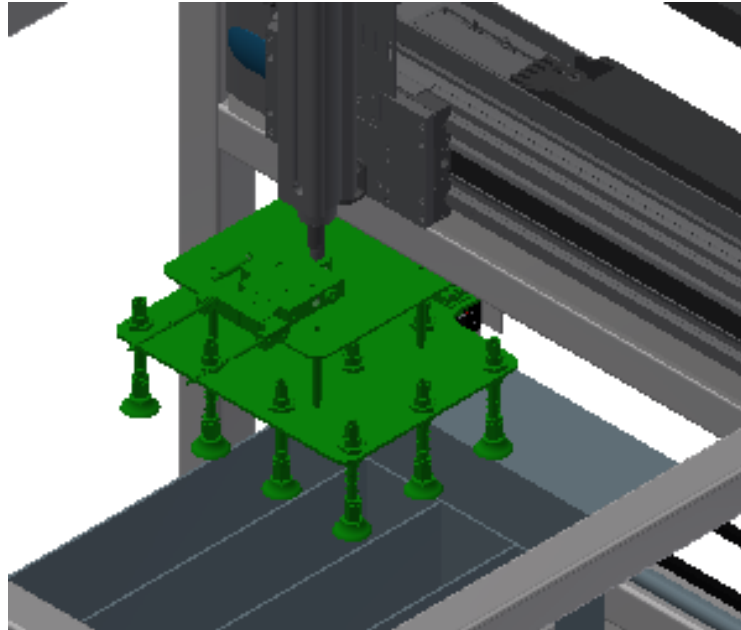
$$F = p * A_{\text{retroceso}} * f_c$$

$$A_{\text{retroceso}} = \frac{F}{p * f_c} = 1051.07 \text{ mm}^2$$

Con base al área se selecciona, de acuerdo a la tabla 13, un cilindro de 40 mm de diámetro de funda y 16 mm de diámetro de vástago. La carrera requerida para este cilindro es de 400 mm y la misma fue determinada en el módulo del sistema de manipulación de botellas.

2) Ventosas del cabezal de sujeción. Dentro de las consideraciones necesarias para la succión con ventosas se encuentra la aceleración de los cilindros que las trasladan. Ya que la fuerza depende de la aceleración, al momento de que el cilindro se mueva, esta no puede ser muy grande porque de lo contrario podría presentarse una fuerza mayor a la que ejerce la ventosa y se perdería la succión. La siguiente tabla muestra valores típicos de aceleraciones para distintos actuadores, empleados comúnmente en conjunto con las ventosas:

FIGURA 177. VENTOSAS DEL CABEZAL. (COLOR VERDE).



CUADRO 132. VALORES EMPÍRICOS DE LA ACELERACIÓN.

Tipo de accionamiento	Aceleración (m/s^2)
Motor eléctrico	6
Banda dentada eléctrica	20
Pilotaje servo-neumático	25
Neumático	30
Accionamiento rotatorio o semi rotatorio (aceleración lineal comparable)	40

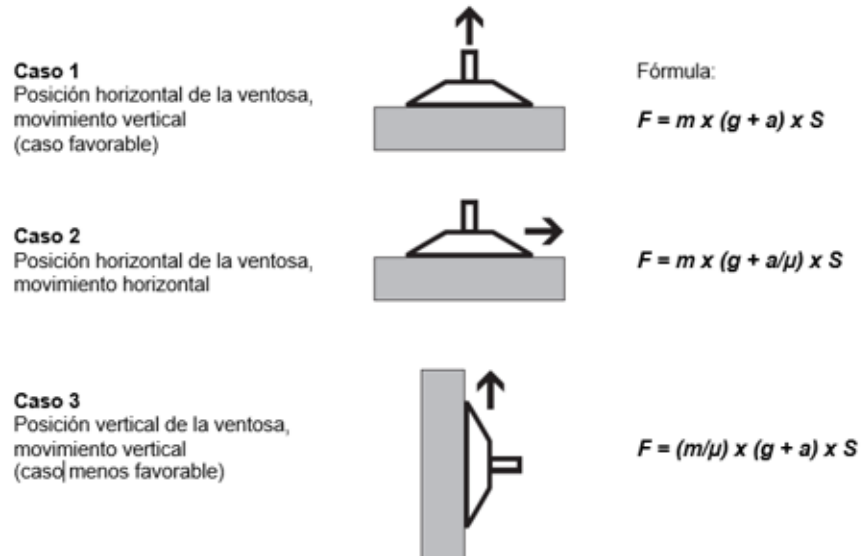
Fuente: Festo. Vacuum Poster: Reliable and fast vacuum handling.

Los datos de la tabla anterior son datos empíricos y no se especifica las características con que fueron obtenidos, siendo estos solo una referencia de las aceleraciones.

El tiempo en el que se aceleran los cilindros neumáticos es muy corto y, gracias a la acción de los estranguladores instalados, se mueven a velocidad constante en la mayor parte de su carrera por lo que para los cálculos a realizar se considerará una aceleración nula en los desplazamientos de todos los cilindros. El único movimiento en donde se debe considerar una aceleración es el movimiento horizontal del cabezal realizado por un motor eléctrico. La aceleración de este movimiento se obtuvo en los cálculos del sistema de manipulación de botellas y es de $a = 0.36 m/s^2$.

Existen tres casos que se deben tomar en consideración al momento de la selección de las ventosas. Cada caso hace referencia al movimiento de la ventosa y su posición, ya sea que la ventosa se encuentre de manera vertical u horizontal. Para cada una de estas situaciones se deben calcular las fuerzas de sujeción de la ventosa.

FIGURA 178. CASOS PARA EL CÁLCULO DE VENTOSAS.



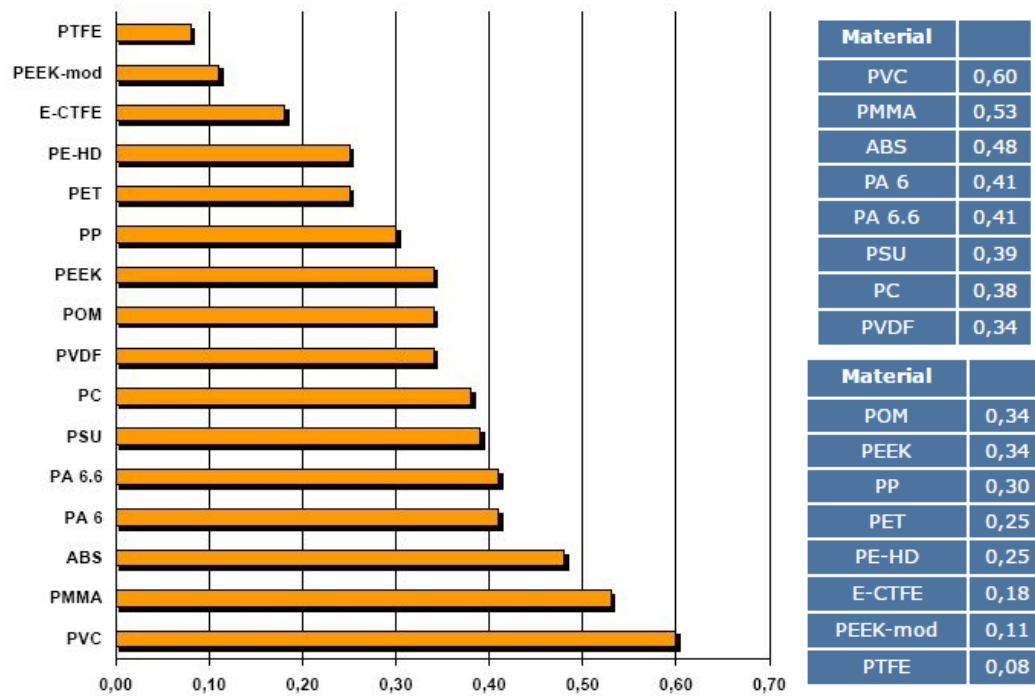
Fuente: Festo. Vacuum Gripping: Reliable and fast vacuum handling. Poster

En donde:

- F Fuerza teórica de retención de la ventosa (N)
- m Masa (kg)
- g Aceleración por la gravedad (9.81 m/s²)
- a Aceleración del sistema (m/s²)
- S Factor de seguridad
- 1.5 para movimientos horizontales y verticales
- 2 para movimiento con rotación
- μ Coeficiente de fricción (depende de la superficie del objeto)

El factor de seguridad de 1.5 se tomó como recomendación por parte del proveedor, en este caso Festo. El material de las botellas con las que se va a trabajar es el polietileno. En la siguiente gráfica se puede observar el coeficiente de fricción del polietileno de alta densidad (PE-HD).

FIGURA 179. COEFICIENTE DE FRICCIÓN DE VARIOS POLÍMEROS.



Fuente: Plásticos Mecanizables. Coeficiente de fricción.

Los datos en común que tienen todas las presentaciones son:

$$\mu = 0.25 \quad S = 1.5 \quad a_1 = 0 \text{ m/s}^2 \quad \rho = 1250 \text{ kg/m}^3$$

Se debe tomar en consideración los movimientos que se realizan en el modelo real. En el caso del cilindro del cabezal se dan movimientos verticales y movimientos horizontales, al momento de tener botellas sujetas con las ventosas. Los casos que aplican, de acuerdo con la Figura 178, son el caso 1 y caso 2.

Para la manipulación de las botellas de un litro, se tiene:

$$m = 1.25 \text{ kg} \quad a_1 = 0 \text{ m/s}^2 \quad a_2 = 0.36 \text{ m/s}^2$$

$$F_1 = m * (g + a_1) * S = 18.40 \text{ N}$$

$$F_2 = m * \left(g + \frac{a_2}{\mu} \right) * S = 21.09 \text{ N}$$

Tomando el valor de la fuerza más grande se pasa a elegir la ventosa y su diámetro. En el Cuadro 133 se observa que para una fuerza de 21.09 N se pueden tomar ventosas estándar a partir de 30 mm de diámetro. Dado que el producto a elevar se encuentra contenido en envases, se debe tomar en cuenta las dimensiones de las tapaderas a la hora de seleccionar las ventosas. En este caso la tapadera cuenta con las dimensiones necesarias para ser sujeta por la ventosa seleccionada según se aprecia en la Figura 180. En el anexo R se puede apreciar el plano de la tapadera.

CUADRO 133. FUERZA DE SUCCIÓN EN VENTOSAS FESTO.

Suction cup-Ø [mm]	Standard	Extra deep	1.5 convolution bellows	3.5 convolution bellows	Suction cup, bell-shaped	Suction cup size [mm]	oval
2	0.10 N					4 x 10	2.0 N
4	0.46 N					4 x 20	3.4 N
6	1.10 N					6 x 10	2.9 N
8	2.30 N					6 x 20	5.9 N
10	3.90 N		4.7 N	3.9 N		8 x 20	8.0 N
15	8.50 N	9.8 N				8 x 30	10.9 N
20	16.30 N	17.0 N	12.9 N	8.2 N		10 x 30	15.2 N
30	40.80 N	37.2 N	26.2 N	20.8 N	36 N	15 x 45	32.0 N
40	69.60 N	67.6 N	52.3 N	42.4 N	64 N	20 x 60	62.8 N
50	105.80 N	103.6 N	72.6 N	63.4 N	97 N	25 x 75	92.5 N
60	166.10 N	162.5 N			134 N	30 x 90	134.4 N
80	309.70 N	275.0 N	213.6 N		245 N		
100	503.60 N	440.8 N			375 N		
150	900.00 N						
200	1610.00 N						

Fuente: Festo. Vacuum Gripping: Reliable and fast vacuum handling. Poster

Las cuatro presentaciones utilizan la misma tapadera por lo que se tomará las mismas dimensiones para la ventosa en las cuatro presentaciones; aun cuando en las presentaciones de menor tamaño quede sobre dimensionada la fuerza que ejerce la ventosa. Esto con el objetivo de estandarizar los componentes del sistema de sujeción de botellas.

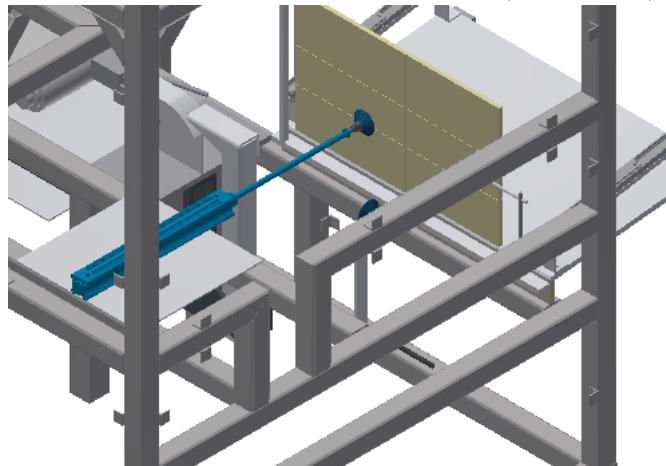
FIGURA 180. ENSAMBLE DE LA VENTOSA DE 30 MM DE DIÁMETRO CON TAPADERA.



b. Manipulación de cajas:

1) Cilindro de despliegue de cajas:

FIGURA 181. CILINDRO DE DESPLIEGUE DE CAJAS. (COLOR AZUL).



Para el despliegado de cajas el cilindro trabaja en su carrera de retroceso y la fuerza que debe realizar es la fuerza mínima que se necesita para abrir (desplegar) una caja. Existe maquinaria específica para medir estas fuerzas de apertura, como referencia la Figura 182 muestra una prueba realizada a una caja, fabricada con cartón de menor espesor al que se va a utilizar en las cajas de insecticida, y muestra que se requiere aplicar una fuerza de aproximadamente 400 gramos para poder desdoblarla.

FIGURA 182. PRUEBA DE APERTURA PARA CARTÓN.



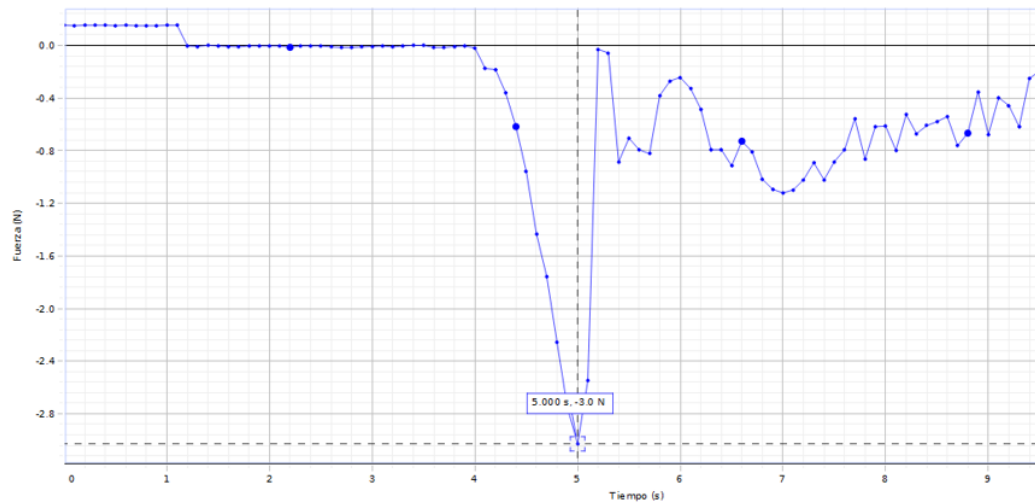
Fuente: Video PCA Score Bend tester from Thwing-Albert (Opening Fixture).

Para el presente trabajo se realizó una prueba experimental con las cajas que debe trabajar el sistema. En dicha prueba se utilizó un sensor de fuerza Pasco. Se sujetó una de las caras de la caja a través de un hilo y se tiró del sensor hasta que se desplegara la misma. A través del software del sensor se obtuvieron gráficas de las fuerzas registradas por el mismo, obteniendo fuerzas de alrededor de los 3 N. Las cajas utilizadas habían sido previamente desplegadas por lo que las fuerzas obtenidas fueron menores a las que se obtendrían de una caja nueva. Debido a esto se tomará una fuerza de 10 N.

FIGURA 183. ARREGLO DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES CON CAJAS.



FIGURA 184. GRÁFICA OBTENIDA DURANTE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES.



Fuerza necesaria para el despliegue de cajas = 10 N

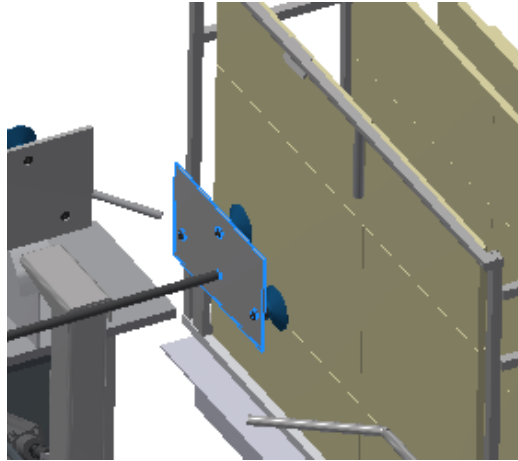
Ya que este cilindro realiza su trabajo retrayéndose, se debe tomar el área de retracción para los cálculos.

$$A_{\text{retroceso}} = \frac{F}{p * f_c} = 35.71 \text{ mm}^2$$

Como se puede observar en el Cuadro 131 el área mínima con la que se cuenta es de 691.15 mm^2 por lo que se selecciona un cilindro de 32 mm de diámetro de funda y 12mm de diámetro de vástago. La carrera requerida para este cilindro es de 300 mm y fue determinada en el módulo del sistema de manipulación de cajas.

2) Cálculo de las ventosas para el despliegue y el transporte de cajas. Tanto en el despliegue de cajas como en el transporte de las mismas; se utilizarán los casos 1 y 3 para el cálculo de ventosas, debido a los movimientos y las fuerzas que se realizan.

FIGURA 185. MONTAJE DE LAS VENTOSAS PARA MANIPULACIÓN DE CAJAS.



$$\mu = 0.3 \quad S = 1.5 \quad a = 0 \text{ m/s}^2 \quad m = 0.600 \text{ kg/m}^3$$

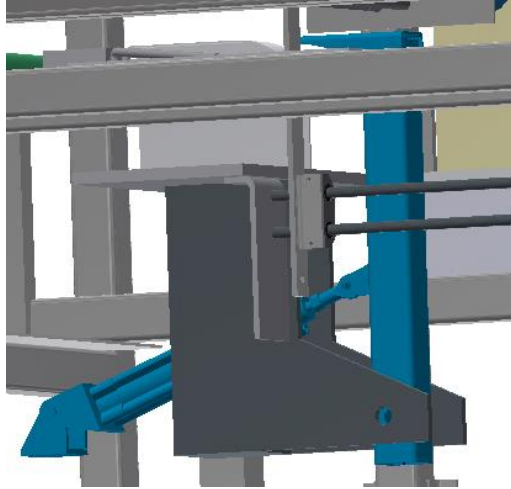
$$F_1 = m * (g + a) * S = 8.83 \text{ N}$$

$$F_3 = \left(\frac{m}{\mu}\right) * (g + a) * S = 17.65 \text{ N}$$

Para una fuerza de 17.65 N se pueden tomar ventosas estándar de 30 mm de diámetro, según tabla 15, lo cual es también conveniente para la estandarización de los componentes pues todas las ventosas utilizadas en la máquina serán del mismo tipo y tamaño.

3) Cilindro de articulación para cierre de paleta frontal:

FIGURA 186. CILINDRO ARTICULACIÓN (COLOR AZUL).



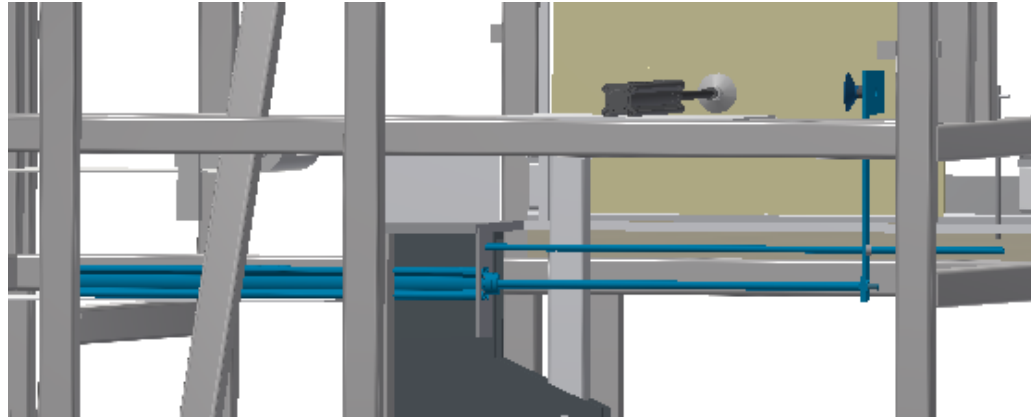
El cilindro debe mover la articulación y cerrar la paleta frontal de la caja. La fuerza que debe poder realizar este cilindro fue obtenida en el módulo de manipulación de cajas y se obtuvo un valor de 55 N (ecuación 13). Debido a que este cilindro realiza el trabajo retrayéndose se debe tomar el área de retorno para los cálculos.

$$A_{\text{retroceso}} = \frac{F}{p * f_c} = 196.42 \text{ mm}^2$$

Como se puede observar en el Cuadro 131 el área mínima con la que se cuenta es de 691.15 mm^2 por lo que se selecciona un cilindro de 32mm de diámetro de funda y 12mm de diámetro de vástago. La carrera requerida para este cilindro es de 200 mm y fue determinada en el módulo del sistema de manipulación de cajas.

4) Cilindro de transporte de caja con soporte. Este cilindro tiene como tarea movilizar las cajas de la etapa de despliegue hacia la ubicación donde se introducirán las botellas. La fuerza que debe ejercer es la generada por la fricción entre la caja y las guías, y la fuerza de fricción de los rodamientos. Esta fuerza se obtuvo en el módulo de manipulación de cajas y tiene un valor de 1.62 N. Este cilindro realiza fuerza al extenderse.

FIGURA 187. CILINDRO DE TRANSPORTE DE CAJAS (COLOR AZUL).



$$A_{\text{retroceso}} = \frac{F}{p * f_c} = 5.78 \text{ mm}^2$$

El área del lado del pistón para un diámetro de funda de 32 mm (el cilindro más pequeño disponible) es de 804.24 mm^2 por lo que se selecciona este cilindro. La carrera requerida para este cilindro es de 500mm y fue determinada en el módulo del sistema de manipulación de cajas.

2. Consumo de aire comprimido. Se debe realizar un análisis del consumo máximo de aire comprimido para el sistema propuesto. Este debe estar por debajo del caudal máximo que los compresores de la planta pueden brindar y debe ser el menor posible para no afectar el desempeño de la red de distribución de aire de la planta.

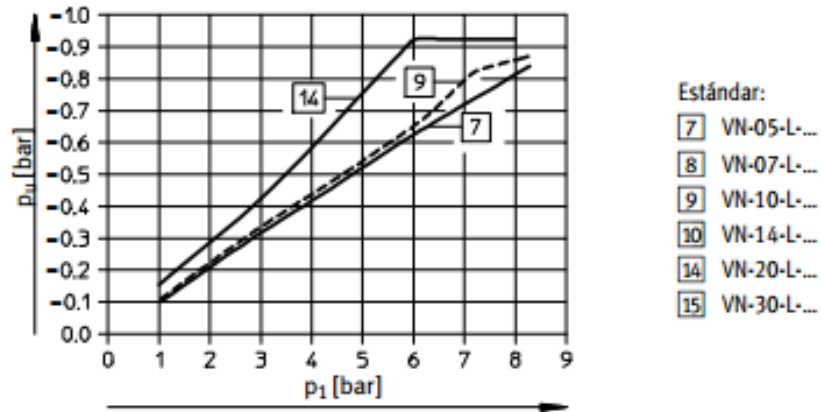
a. Generadores de vacío.

1) Generador de vacío para el manejo de botellas. Se utilizará un generador de vacío básico marca Festo seleccionándolo en función del caso más crítico; siendo este el de la matriz de 12 botellas de un litro. En primer término, se establece que el generador de vacío seleccionado será del tipo de alto caudal de succión para minimizar el tiempo de formación de vacío. Para los cálculos se utiliza el área de las ventosas y la masa de las botellas. Se tomó la fuerza obtenida del cálculo de las ventosas y un diámetro de ventosa de 30 mm.

$$F = 21.4 \text{ N} \quad A = \frac{\pi}{4} * d^2 = 706.85 \text{ mm}^2 = 0.000706 \text{ m}^2$$

$$p_u = -\left(\frac{F}{A}\right) = -\left(\frac{21.4 \text{ N}}{0.000706 \text{ m}^2}\right) = -30.31 \text{ kPa} = -0.3031 \text{ bar}$$

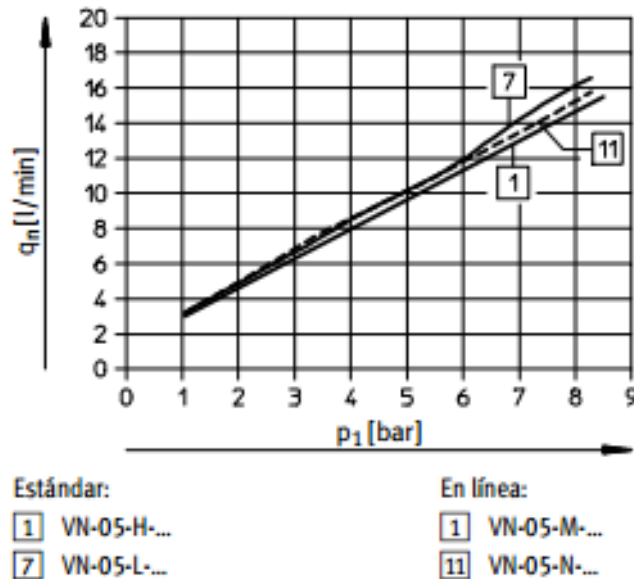
FIGURA 188. GENERACIÓN DE VACÍO EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE TRABAJO.



Tomando los datos de presión de trabajo (P_1) de 4 bar y una presión de vacío (P_u) de -0.3031 bar, el generador de vacío más cercano a estas condiciones, en la Figura 188, es el VN-05-L, el cual genera teóricamente una presión de vacío de -0.4 bar, lo que viene a aumentar la fuerza de sujeción de la ventosa.

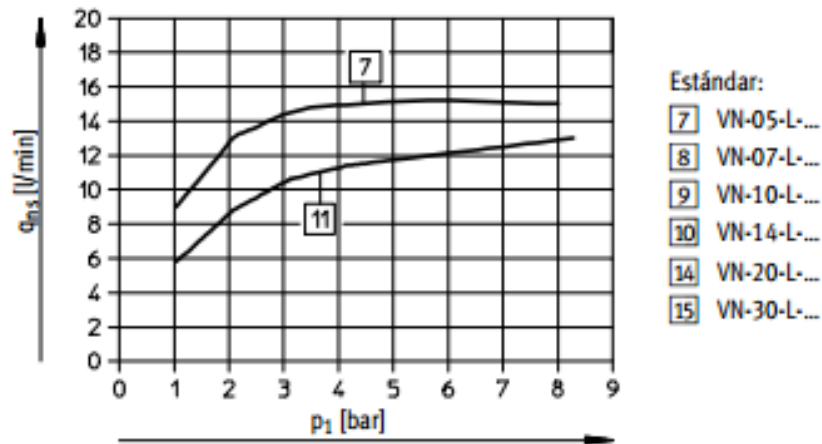
Para el cálculo de caudal se pasará a la siguiente gráfica, en donde con el generador de vacío seleccionado y la presión de trabajo, se obtiene un valor 8 litros por minuto al intersectar la curva del generador de vacío, representada por la curva 7 y una presión P_1 de 4 bar.

FIGURA 189. CONSUMO DE AIRE EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE TRABAJO.



Otro dato importante es el cálculo del tiempo requerido por el generador de vacío para completar la succión y este depende de su caudal de aspiración.

FIGURA 190. CAUDAL DE ASPIRACIÓN EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE TRABAJO.



Con una presión P_u de -0.3031 bar y el modelo del generador representado por la curva número 7, se obtiene que el caudal de aspiración, a una presión de trabajo de 4 bar, es de aproximadamente 15 litros por minuto.

Conociendo el caudal de aspiración, se puede verificar el tiempo teórico que tomará al generado de vacío aspirar el volumen total de las 20 ventosas; para el caso de mayor número de ventosas. Para esto se utilizará el volumen a aspirar de las ventosas obtenido de las fichas técnicas, incluidas en el anexo Q.

$$V_{\text{ventosas}} = 1.586 \text{ ml} = 0.001586 \text{ L} \quad \text{Cantidad de ventosas} = 20$$

$$Q_{ns} = 0.001586 \text{ L} * 20 = 0.0317 \text{ L}$$

$$t_{\text{succión}} = \frac{0.0317 \text{ L}}{15 \text{ L/min}} = 2.11 * 10^{-3} \text{ min} = 0.1268 \text{ segundos}$$

Cabe resaltar que este tiempo es ideal ya que en la práctica este dependerá estanqueidad que se logre entre las ventosas y las tapaderas de los envases, la cual se ve afectada por muchos factores como variaciones en las tapaderas, alineación de las botellas, etcétera.

2) Generadores de vacío: despliegue de cajas y transporte de cajas. Se tomó la fuerza obtenida del cálculo de las ventosas y un diámetro de ventosa de 30 mm, de donde:

$$F = 17.65 \text{ N} \quad A = \frac{\pi}{4} * d^2 = 706.85 \text{ mm}^2 = 0.000706 \text{ m}^2$$

$$p_u = -\left(\frac{F}{A}\right) = -\left(\frac{17.65 \text{ N}}{0.000706 \text{ m}^2}\right) = -25 \text{ kPa} = -0.25 \text{ bar}$$

Como se puede observar la diferencia de presión es muy cercana a la requerida en el eyector de sujeción de las botellas por lo que se tomará el mismo eyector y, por ende, se considerará el mismo consumo de aire, aun cuando el número de ventosas a utilizar es menor. Esto con el objetivo de estandarizar también el tipo de generadores de vacío utilizados en la máquina.

b. Cilindros. Para el cálculo del caudal de un cilindro neumático se utiliza la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{\pi}{4} * d^2 * c * n * p * N * 10^{-6}$$

En donde:

d diámetro del cilindro [mm]

c carrera del cilindro [mm]

n ciclos por minuto que debe realizar el cilindro

p..... presión de trabajo + 1 [bar]

N..... 1 cilindros de efecto simple, 2 cilindros de doble efecto

La siguiente tabla muestra el consumo de aire de los cuatro cilindros utilizados en el sistema:

CUADRO 134. CONSUMO DE AIRE DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS.

Descripción	Diámetro (mm)	Carrera (mm)	Ciclos por minuto	Presión de trabajo (bar)	Consumo de aire (L/min)
Cilindro de elevación de botellas	40	400	8	5	40.21
Cilindro de despliegue de cajas	32	300	4	5	9.65
Cilindro de articulación para cierre de paleta frontal	32	200	4	5	6.43
Cilindro de transporte de cajas con soporte	32	500	4	5	16.08
		Total			72.37

c. Consumo total de aire del sistema. El consumo total de la máquina incluye el caudal empleado tanto en los generadores de vacío como en los cilindros neumáticos. Así mismo se considera un factor por futuras ampliaciones de 1.2 y un factor por fugas de 1.15.

$$Q_{total} = (3 * 8 + 72.37) * 1.2 * 1.15 = 133 \text{ L}/\text{min} = 4.7 \text{ CFM}$$

Como se puede observar el consumo de aire comprimido del sistema neumático es muy bajo en relación a la capacidad instalada de 422 CFM de la planta; sin embargo, se establecerá como una recomendación, realizar un análisis de consumo, de toda la línea de distribución de aire comprimido, para verificar que la máquina propuesta se pueda incorporar sin afectar a otros consumidores de la red.

3. Velocidades de trabajo de los cilindros y diámetros de las mangueras. El cálculo de las velocidades para los diferentes cilindros depende de varios parámetros, como el caudal nominal de las válvulas, la longitud de las mangueras, el diámetro de los cilindros y el diámetro de las mangueras. Esto se puede calcular con una gráfica en donde se relacionan todos los aspectos mencionados anteriormente.

Los datos de los cilindros ya se conocen a través de sus hojas técnicas considerando los diámetros seleccionados. El acople entre el cilindro y las mangueras se realiza a través de un racor y tamaño de rosca de este se presenta en la siguiente tabla como la cota EE.

CUADRO 135. DIMENSIONES CILINDRO FESTO.


∅	A	B	BG	E	EE	G	U2	U1	KK
[mm]	-0,5	∅ d11	Mín.	+0,5		-0,2	±0,1	±0,1	
32	22	30	16	45	G1/8	28	5,7	5,25	M10x1,25
40	24	35	16	54	G1/4	33	8	4	M12x1,25
50	32	40	16	64	G1/4	33	10,4	5,5	M16x1,5
63	32	45	16	75	G3/8	40,5	12,75	6,25	M16x1,5
80	40	45	17	93	G3/8	43	12,5	8	M20x1,5
100	40	55	17	110	G1/2	48	13,5	10	M20x1,5
125	54	60	20	136	G1/2	44,7	13	8	M27x2

Fuente: Festo. Cilindros normalizados DSBC, ISO 15552. Página 21.

La rosca cambia dependiendo del diámetro del cilindro a utilizar, en este caso, la rosca para los cilindros de 32 mm de diámetro es G 1/8 y para el cilindro con diámetro de 40 mm la rosca es G 1/4.

Ya con las roscas establecidas se pasa a la selección del racor para cada cilindro. De donde se podrá obtener el diámetro de la manguera a utilizar en el sistema.

CUADRO 136. CUADRO GENERAL DE RACOR RÁPIDO ROSCADO ESTÁNDAR RECTO FESTO.

Forma	Ejecución	Tipo	Conexión D1				Conexión D2		→ Página/ Internet
			Rosca M	Rosca R	Rosca G	Diámetro exterior del tubo flexible	Diámetro del casquillo enchufable	Diámetro exterior del tubo flexible	
Forma recta 	Racor rápido roscado: rosca exterior con hexágono exterior								
	QS	-	R ¹ / ₈	G ¹ / ₈	-	-	4, 6, 8, 10 ¹⁾	-	38
			R ¹ / ₄	G ¹ / ₄			4 ¹⁾ , 6, 8, 10, 12		
			R ³ / ₈	G ³ / ₈			6 ¹⁾ , 8, 10, 12, 16		
			R ¹ / ₂	G ¹ / ₂			10 ¹⁾ , 12, 16		
		-	G ³ / ₄			22		40	

Fuente: Festo. Racores rápidos roscados Quick Star QS. Página 14.

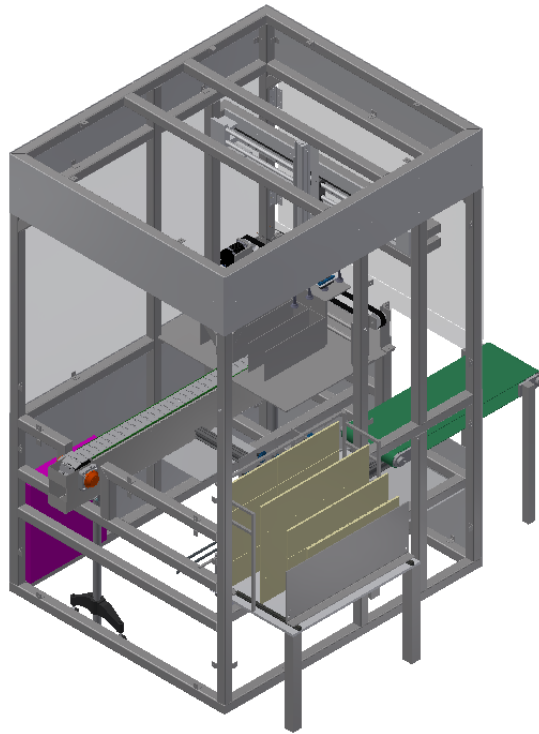
Del Cuadro 136, para ambos tamaños de racor, se puede utilizar manguera con diámetro exterior de 6 y 8 mm.

Para obtener la longitud de las mangueras se tomará el modelo CAD de la máquina realizado en Inventor Professional 2016 y se harán mediciones de las longitudes que deben tener las mangueras. Todas las longitudes son aproximadas y se dejarán sobre dimensionadas ya que estas pueden variar al momento de la instalación. En la siguiente tabla se mostrarán las longitudes obtenidas con esta herramienta.

CUADRO 137. LONGITUDES DE LAS MANGUERAS.

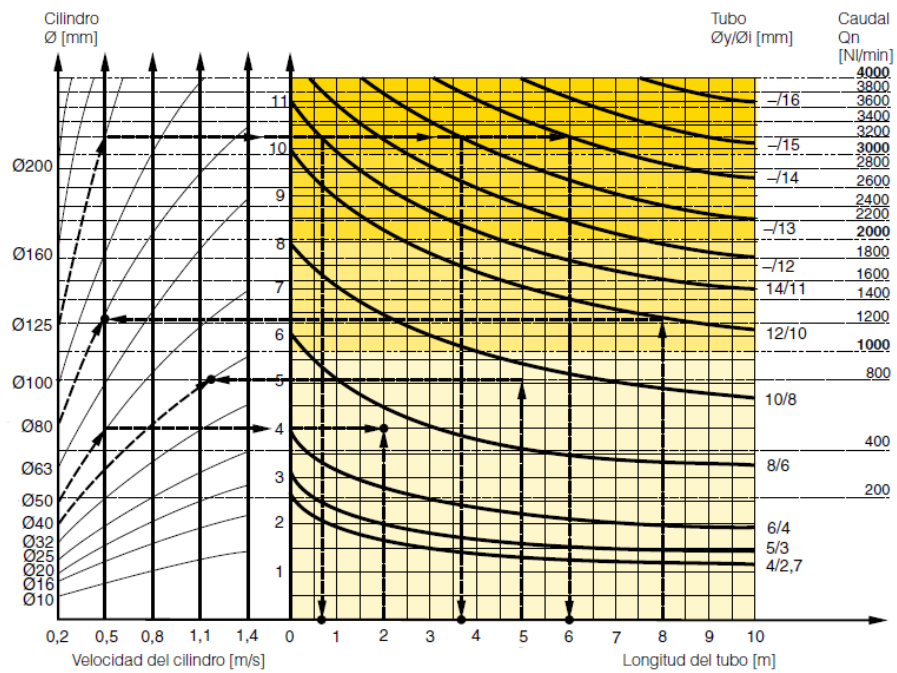
Medida	Descripción	Longitud aproximada (m)
Cilindro del cabezal de sujeción	Desde la pared izquierda en la parte inferior de la estructura hasta la posición más alejada hacia la derecha que puede estar el cilindro.	2.3
Generador de vacío del cabezal	Se ubicará junto con la válvula del cilindro del cabezal. Se debe agregar la distancia hasta el distribuidor de las ventosas.	3
Cilindros manejo de cajas (despliegue, articulación y transporte)	Desde la pared izquierda en la parte inferior de la estructura hasta la posición del cilindro.	1.6
Generadores de vacío para manejo de cajas	Se ubicarán junto con las válvulas de los cilindros para el manejo de cajas.	1.6

FIGURA 191. UBICACIÓN DE LAS VÁLVULAS (COLOR MAGENTA).



La Figura 192 muestra curvas generales que relacionan los diámetros de los cilindros, diámetros de los tubos y su longitud, así como la velocidad de los cilindros y el caudal nominal de las válvulas.

FIGURA 192. DIAGRAMA DE VELOCIDADES DE CILINDROS NEUMÁTICOS.



Fuente: Parker. Catálogo Cilindros Neumáticos Parker. Página 10.

Para obtener las velocidades de los cilindros en la Figura 192 se utilizaron tres parámetros: el diámetro de los cilindros, el diámetro de las mangueras y su longitud. Se traza una vertical desde el eje x (longitud de la manguera) y se intersecta con la curva del diámetro de la manguera. Luego se traza una horizontal hacia la izquierda hasta intersectarse con la curva del diámetro del cilindro deseado. En este caso se tenían dos diámetros de mangueras posibles, por lo que se realizó este proceso dos veces, una para cada diámetro de la manguera. En la siguiente tabla se presentan las velocidades obtenidas a través de este proceso.

CUADRO 138. VELOCIDADES DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS.

Descripción	Diámetro cilindro (mm)	Longitud manguera (mm)	Diámetro de la manguera (mm)		Velocidad cilindro (m/s)
			De	Di	
Cilindro cabezal de sujeción de botellas	40	2.3	8	6	0.85
			6	4	0.35
Cilindro de despliegue de cajas	32	1.6	8	6	No cumple.
			6	4	0.55
Cilindro de articulación para cierre de paleta frontal	32	1.6	8	6	No cumple.
			6	4	0.55
Cilindro de transporte de cajas	32	1.6	8	6	No cumple.
			6	4	0.55

Como se puede observar en el Cuadro 138 no se puede utilizar una manguera con diámetro externo de 8 mm y con diámetro interno de 6 mm ya que no cumple para tres de los actuadores al generar velocidades superiores a 1.4 m/s; por lo que se utilizará la manguera de 6 mm de diámetro externo y 4 mm de diámetro interno.

4. Análisis de velocidades de los cilindros neumáticos. Los cilindros trabajan a velocidad uniforme, por lo que no existe aceleración y se puede trabajar con las ecuaciones de movimiento uniforme.

$$v = d/t$$

Para el manejo de las botellas se tienen 15 segundos disponibles, de los cuales el actuador eléctrico para el movimiento horizontal ocupa 7 segundos por ciclo. El generador de vacío requiere, aproximadamente un segundo para poder hacer la succión. Esto le deja disponibles 7 segundos al cilindro para extenderse y retraerse dos veces, lo que significa que cada movimiento debe tomar no más de 1.75 segundos.

De igual forma los cinco actuadores del manejo de cajas tienen disponibles 15 segundos para realizar todos los movimientos. Dentro de los actuadores se encuentran dos generadores de vacío que consumen en

total dos segundos, lo cual deja disponibles 13 segundos a los tres cilindros para realizar sus movimientos. Si se considera tiempos iguales para cada movimiento individual, este debiera durar dos segundos.

En el siguiente cuadro se presentan las velocidades a las que se deben mover los cilindros neumáticos para poder cumplir con el ciclo de 15 segundos.

CUADRO 139. VELOCIDADES DE LOS CILINDROS SEGÚN TIEMPOS ESTABLECIDOS.

Descripción	Carrera cilindro (m)	Tiempo máximo por movimiento (s)	Velocidad (m/s^2)
Cilindro cabezal de sujeción de botellas	0.400	1.75	0.22
Cilindro de despliegue de cajas	0.300	2	0.6
Cilindro de articulación para cierre de paleta frontal	0.200	2	0.4
Cilindro de transporte de cajas	0.500	2	0.25

Las velocidades reflejadas en el Cuadro 139 son mayores a las que se requieren de los actuadores, por lo que en el circuito neumático que se propondrá más adelante se considera la instalación de estranguladores de caudal para todos los cilindros, en ambas conexiones, para tener la potestad de gobernar las velocidades de los mismos hasta los valores requeridos.

Las siguientes imágenes muestran los movimientos de los actuadores a lo largo del tiempo de ciclo.

FIGURA 193. DIAGRAMA FASE - TIEMPO PARA EL MANEJO DE BOTELLAS.

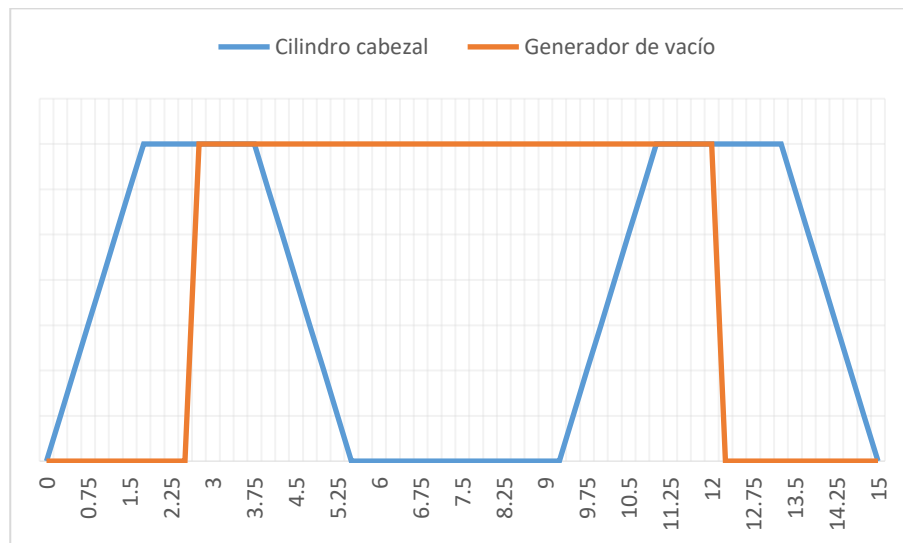


FIGURA 194. DIAGRAMA FASE - TIEMPO PARA EL MANEJO DE CAJAS.

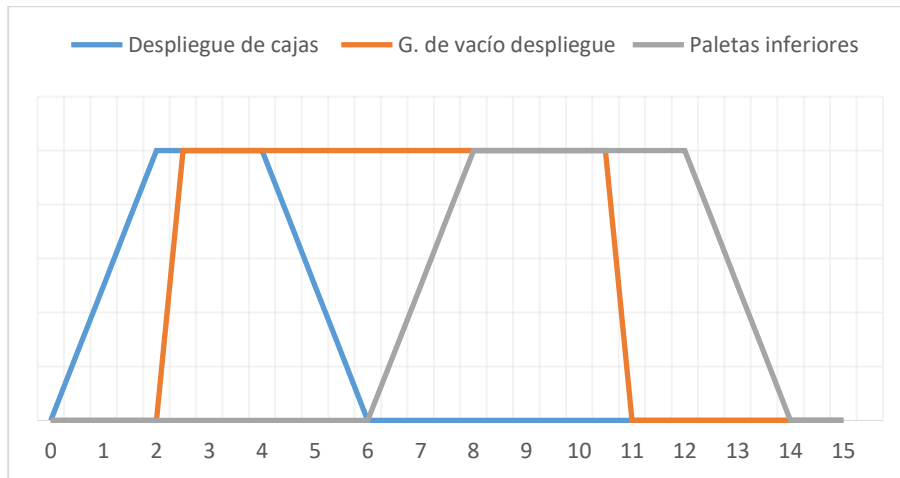
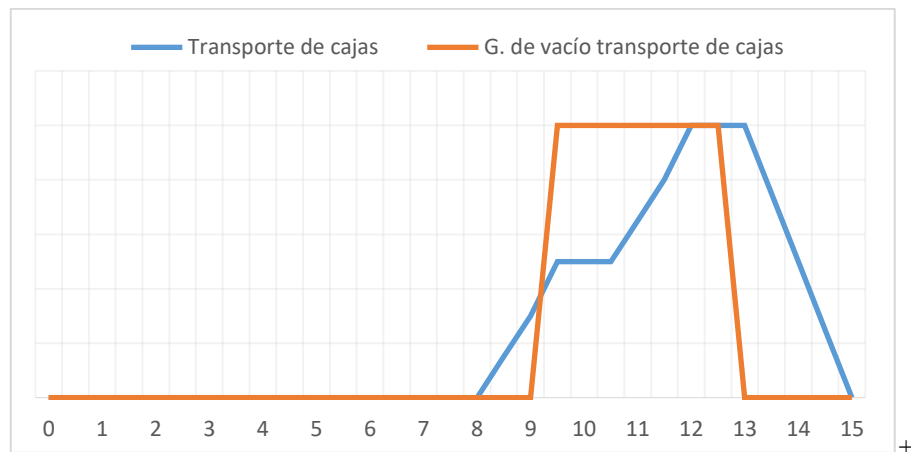


FIGURA 195. DIAGRAMA FASE - TIEMPO PARA EL TRANSPORTE DE CAJAS.



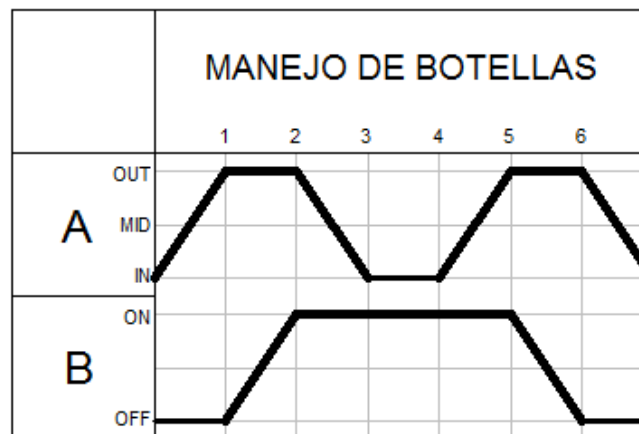
5. **Válvulas.** La selección de válvulas se realiza a través de su caudal nominal. Para el sistema neumático se necesitan siete válvulas 5/2 biestables y dos válvulas 3/2 monoestables. De la Figura 194 se obtienen los caudales nominales de las válvulas. El diámetro de las mangueras seleccionadas es de 6 mm el diámetro externo y 4 mm el diámetro interno por lo que los caudales nominales para las válvulas, en función de la longitud de la manguera, son:

$L = 1.6 \text{ m}$	$\phi/\phi_i = 6/4$	$Q_n = 300 \text{ L/min}$
$L = 2.3 \text{ m}$	$\phi/\phi_i = 6/4$	$Q_n = 230 \text{ L/min}$
$L = 3 \text{ m}$	$\phi/\phi_i = 6/4$	$Q_n = 200 \text{ L/min}$

6. Diseño del sistema neumático. Para realizar el diseño del sistema neumático se deben analizar los movimientos que se desean cumplir con los actuadores. Los movimientos de los actuadores se pueden separar en dos grupos que luego se integrarán para poder estar coordinados y que no se den fallas de sincronización en el sistema. El primer grupo son los actuadores del módulo de manejo de botellas, en donde se encuentra un cilindro de doble efecto y un generador de vacío. El segundo grupo lo componen los actuadores del sistema de manipulación de cajas: tres cilindros de doble efecto y dos generadores de vacío. A cada uno de estos actuadores se les asignara una variable para el proceso de diseño del sistema neumático. En donde:

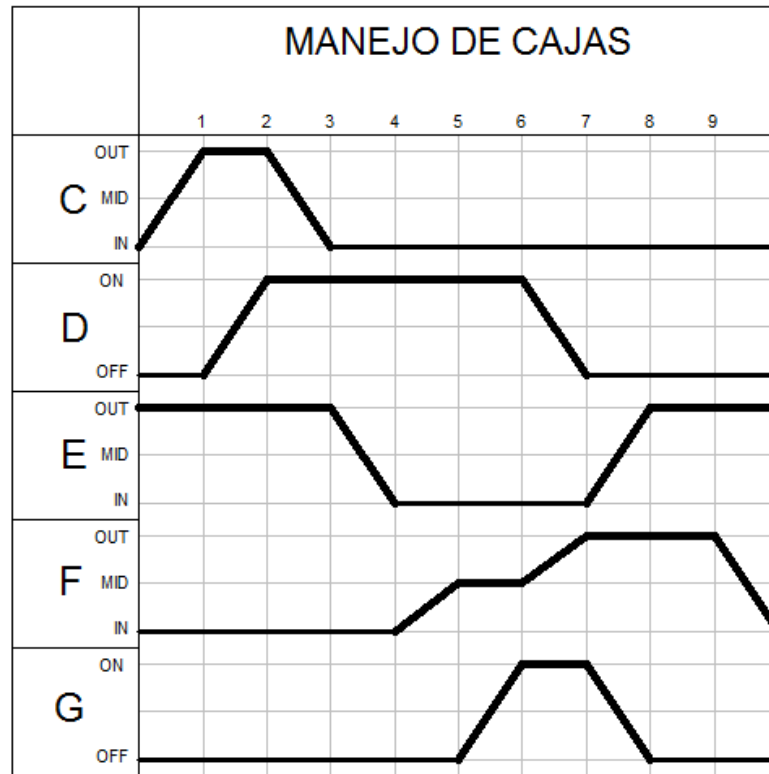
- A..... Cilindro del cabezal de sujeción (manipulación de botellas).
- B..... Generador de vacío del cabezal de sujeción.
- C..... Cilindro para el despliegue de las cajas.
- D..... Generador de vacío para el despliegue de las cajas.
- E..... Cilindro de articulación para cierre de paleta frontal.
- F..... Cilindro para el transporte de las cajas.
- G..... Generador de vacío para el transporte de las cajas.

FIGURA 196. DIAGRAMA DE MOVIMIENTOS: GRUPO 1 (MANEJO DE BOTELLAS).



El ciclo del manejo de botellas comienza extendiendo el cilindro del cabezal (A). Antes de llegar a su punto máximo se activa el generador de vacío del cabezal (B). Ya hecha la succión se retrae el cilindro A, para moverse horizontalmente con ayuda de un mecanismo eléctrico. Ya en la posición horizontal deseada se extiende el cilindro A, al estar extendido por completo se apaga el generador de vacío B, colocando las botellas dentro de la caja y se retrae el cilindro A para comenzar un nuevo ciclo.

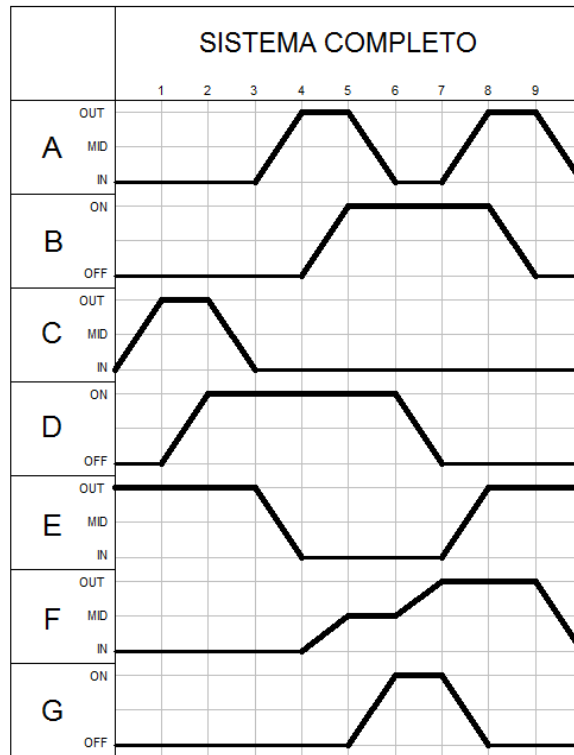
FIGURA 197. DIAGRAMA DE MOVIMIENTOS: GRUPO 2 (MANEJO DE CAJAS).



Para el manejo de cajas el ciclo comienza con el cilindro de despliegue de cajas (C), extendiéndose. Antes de llegar a su extensión máxima se activa el generador de vacío de despliegue de cajas (D). Realizada la succión se retrae el cilindro C, para luego activar el cilindro de la articulación (E). La posición de este cilindro es inversa a los demás, siendo su posición normal extendido y al activarse se retrae. Ya cerrada la primera paleta frontal se activa el cilindro de transporte de las cajas (F) hasta un punto donde la ventosa de dicho cilindro se encuentre en contacto con la caja. El siguiente paso es la activación del generador de vacío para el transporte de las cajas (G) y cuando este cabezal ya ha generado el vacío para sujetar la caja, se desactiva el generador de vacío D. Ya sujeta la caja por las ventosas en el cilindro F, este se termina de extender hasta su punto máximo. Cuando el cilindro F termina su carrera el cilindro E se extiende retrayendo la articulación y, por último, se apaga el generador de vacío G y se retrae el cilindro F.

Ambos grupos deben trabajar simultáneamente, como un conjunto. Por lo que en el siguiente diagrama se mostrarán ambos grupos (Figura 198) combinados en uno solo. Con este diagrama ya se podrá seguir a la parte de diseño del sistema neumático y la programación del PLC que controlará todo el sistema neumático.

FIGURA 198. DIAGRAMA DE MOVIMIENTOS DEL SISTEMA COMPLETO.

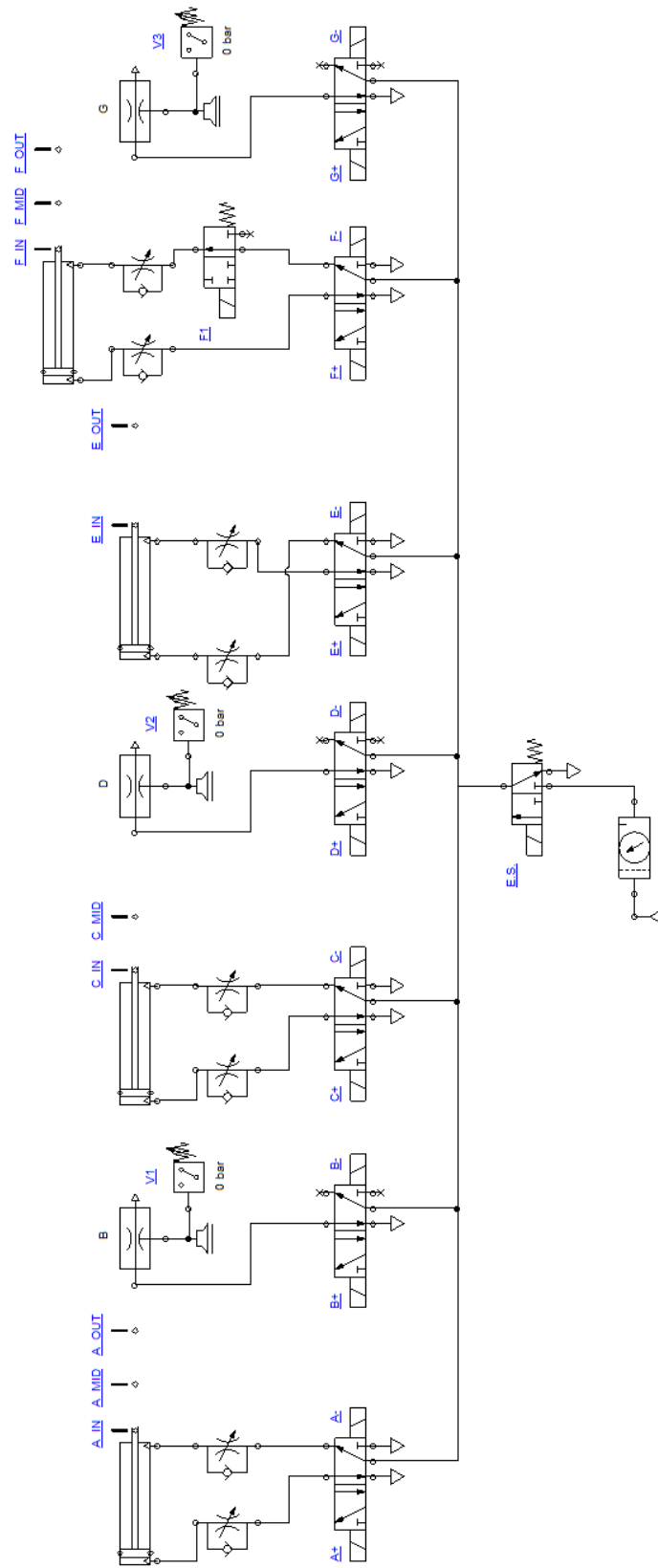


Con los movimientos del sistema neumático ya definidos se diseña el circuito. Se utilizaron válvulas reguladoras de caudal para controlar la velocidad de los cilindros neumáticos como ya se había mencionado anteriormente. Estas se colocaron tanto en la entrada como en la salida del aire comprimido de los cilindros con el fin de gobernar las velocidades en ambos sentidos.

La válvula E.S. es la válvula principal o de emergencia que controla el flujo del aire para todo el sistema. Si esta se cierra el sistema completo se queda sin aire comprimido y se para inmediatamente cualquier movimiento. Dentro del diseño se les asigno una variable a cada elemento neumático. Las variables asignadas son:

- A..... Cilindro del cabezal (manipulación de botellas).
- B..... Generador de vacío del cabezal.
- C..... Cilindro para el despliegue de las cajas.
- D..... Generador de vacío para el despliegue de las cajas.
- E..... Cilindro para el cierre de paletas.
- F..... Cilindro para el transporte de las cajas.
- F1..... Válvula para paro momentáneo del cilindro F.
- G..... Generador de vacío para el transporte de las cajas.
- E.S..... Válvula central (brinda aire comprimido a las demás válvulas).

FIGURA 199. DISEÑO DEL SISTEMA NEUMÁTICO.



E. Resultados

Los valores obtenidos para los diferentes componentes neumáticos se presentan en la siguiente tabla:

CUADRO 140. RESULTADOS DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS Y GENERADORES DE VACÍO

Componentes	Especificaciones técnicas	
Cilindro de doble efecto: cabezal	Carrera (mm)	400
	Diámetro (mm)	40
	Velocidad (m/s^2)	0.5
Cilindros de doble efecto: despliegue de cajas	Carrera (mm)	300
	Diámetro (mm)	32
	Velocidad (m/s^2)	0.7
Cilindro de doble efecto: articulación	Carrera (mm)	200
	Diámetro (mm)	32
	Velocidad (m/s^2)	0.7
Cilindro de doble efecto: transporte de cajas	Carrera (mm)	500
	Diámetro (mm)	32
	Velocidad (m/s^2)	0.7
3 Generadores de vacío	Succión (bar)	-0.4
	Caudal (L/min)	8 (c/u)
Ventosas para el manejo de botellas y cajas	Diámetro (mm)	30

Los componentes listados en la tabla anterior conforman el circuito neumático encargado de generar los movimientos para el embalaje de los envases de insecticida. Este circuito está basado en los diagramas de movimiento obtenidos y es necesario verificar que sea capaz de generar dichos movimientos en el tiempo establecido.

1. **Simulación y validación del sistema neumático.** El diseño y la simulación se realizó con ayuda del programa Automation Studio 6.1, en el cual se corrió un programa de PLC para el control del circuito neumático. Como parte de un sistema de emergencia se implementó una válvula central que le brinda aire comprimido a las demás válvulas del sistema. Esta es una válvula 3/2 normalmente cerrada que es accionada de manera permanente al momento de iniciar el trabajo de la máquina.

Con esto se logra que en caso de una falla en la distribución eléctrica en la planta, la válvula se cierra y se corta el suministro de aire comprimido. Si se corta la energía eléctrica o se activa el botón de emergencia en el momento que se estén movilizandobotellas, se cortará el suministro de aire y las botellas se caerán. En

las siguientes imágenes se muestran el circuito neumático con los pulsadores utilizados para la simulación y el programa del PLC utilizado para el control.

FIGURA 200. SIMULACIÓN DE SISTEMA NEUMÁTICO.

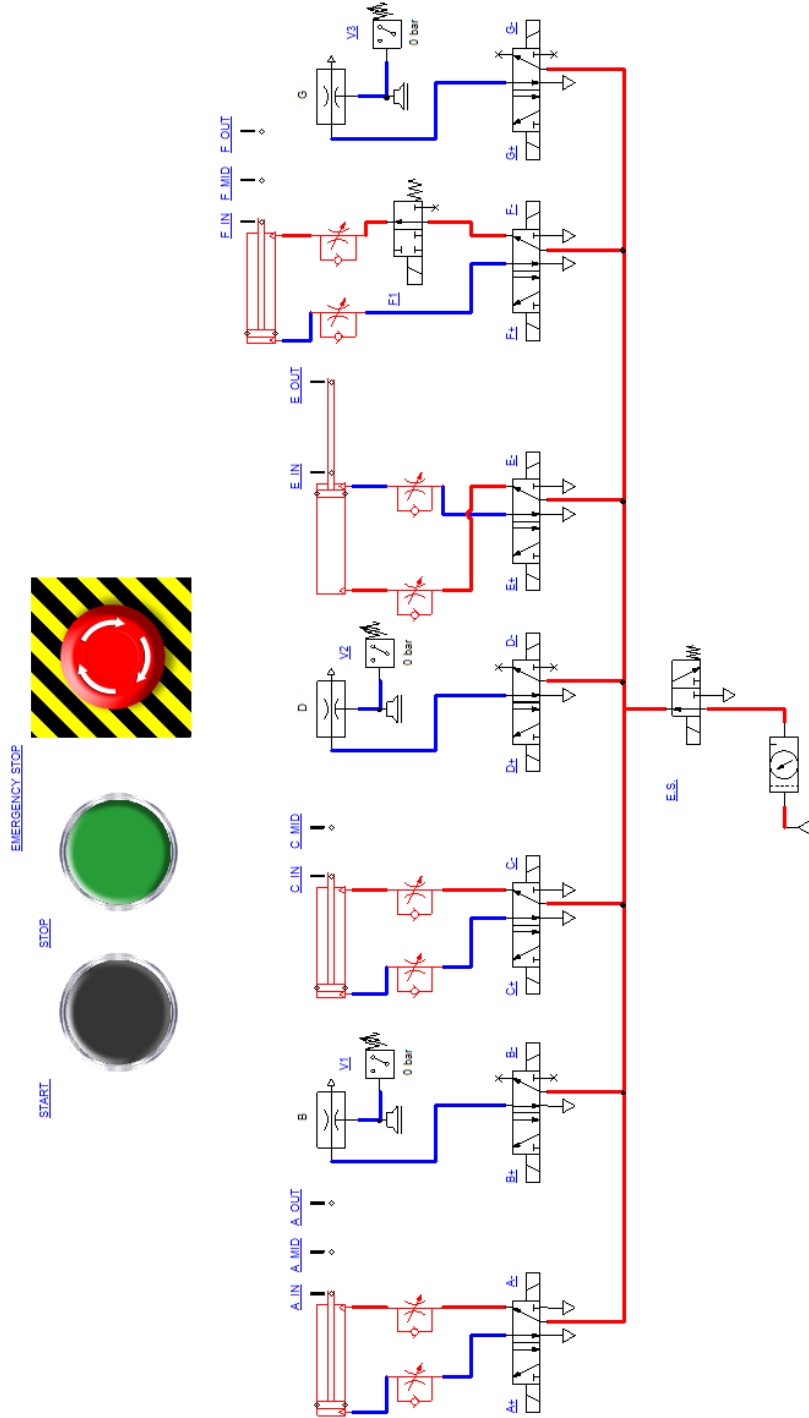


FIGURA 201. PROGRAMA DEL PLC DEL SISTEMA NEUMÁTICO, PARTE 1.

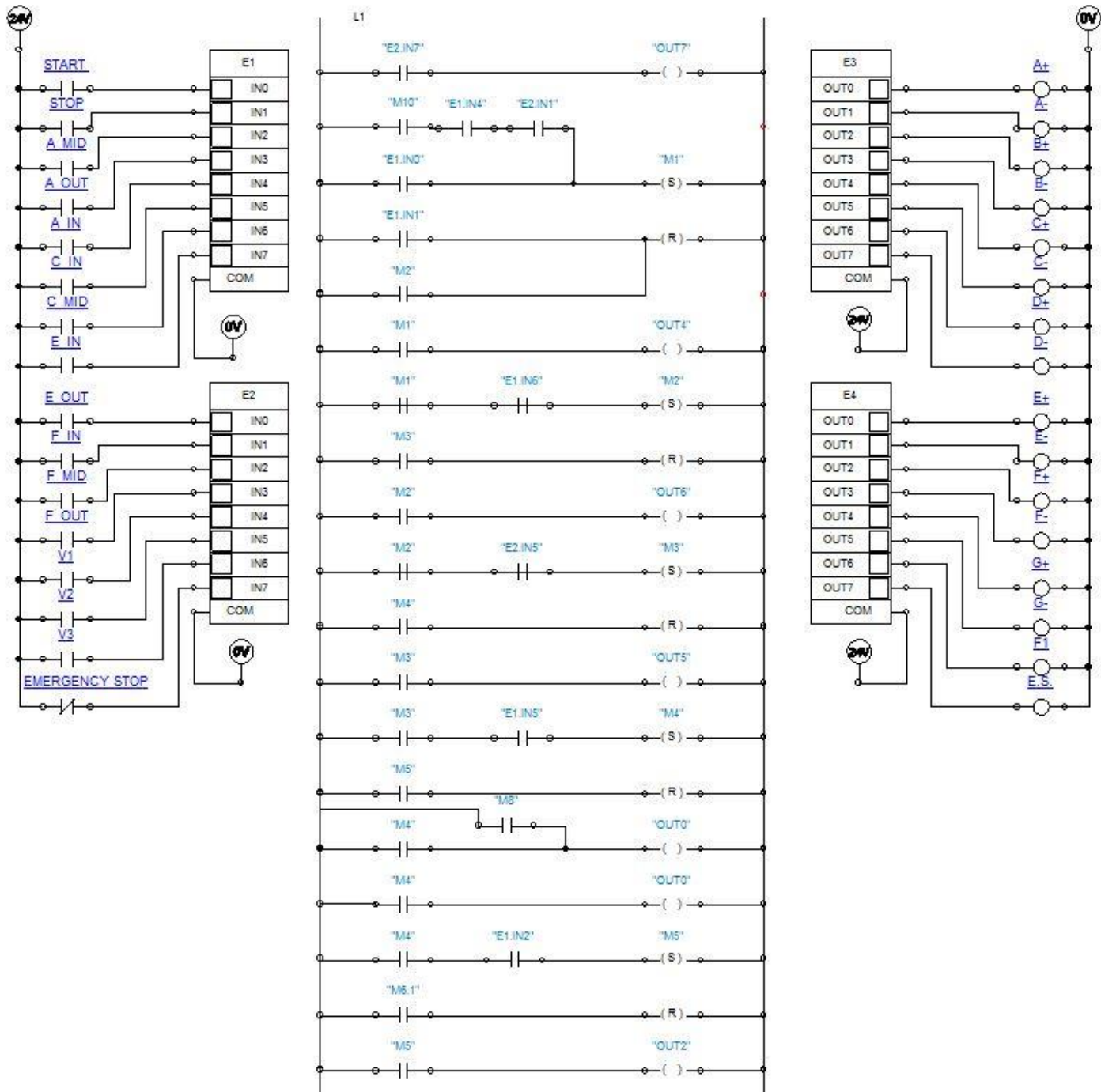
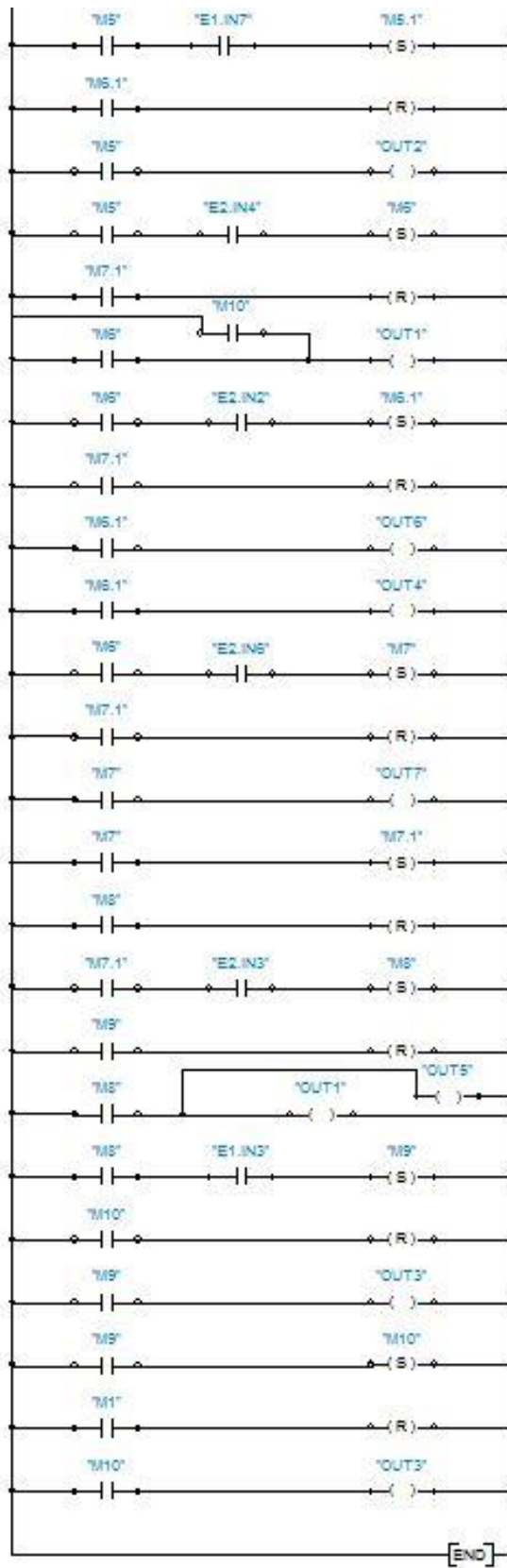


FIGURA 202. PROGRAMA DEL PLC DEL SISTEMA NEUMÁTICO, PARTE 2.



Como es lógico, la mejor manera de apreciar el comportamiento del circuito es en tiempo real en una simulación continua en el programa Automation Studio 6.1. Los puntos que se deben tener presentes y destacar son:

- La programación y el diagrama de movimientos está completamente referido a este módulo. Cuando se construya la máquina y se integren todos los componentes existirán sensores externos que ayudarán a optimizar los tiempos del sistema neumático.
- La succión se debe activar antes de que las ventosas hagan contacto con la superficie. Esto permite que la succión se dé de manera correcta. De lo contrario las ventosas pueden deformarse al hacer contacto con la superficie, evitando que se logre establecer la succión.
- El cilindro F debe hacer una pausa al hacer contacto con la caja, ya que se debe pasar la sujeción del cilindro de despliegue al cilindro de transporte. Al realizar esta pausa se corrobora que el generador de vacío haga succión y el generador de vacío D se apague. De lo contrario se puede deformar la caja.
- El programa de PLC presentado se realizó únicamente con el propósito de validar el sistema neumático y se pondrá a consideración para integrarlo en el módulo de control.

Para simular el sistema de forma más realista se ajustaron todos los parámetros posibles dentro del programa. Los cilindros neumáticos y las mangueras se ajustaron para tener las características que se obtuvieron en los cálculos. La presión que se utilizó fue de 4 bar y los reguladores de caudal se tuvieron que ir ajustando para poder llegar a las velocidades de los cilindros requeridas, obteniendo una abertura del 32.5%.

Ya establecidas todas las variables y ajustadas en la simulación se corrieron pruebas en donde se tomó el tiempo total de un ciclo para verificar que cumpla con el objetivo de 45 unidades por minuto. Se debe tener en consideración que se están trabajando con dos matrices, una de 3x4 (12 botellas) y otra de 5x4 (20 botellas). El caso crítico en este aspecto es la matriz de 3x4 ya que por cada ciclo moviliza menor cantidad de botellas. En la siguiente tabla y figura se muestran las velocidades y los tiempos obtenidos de las simulaciones.

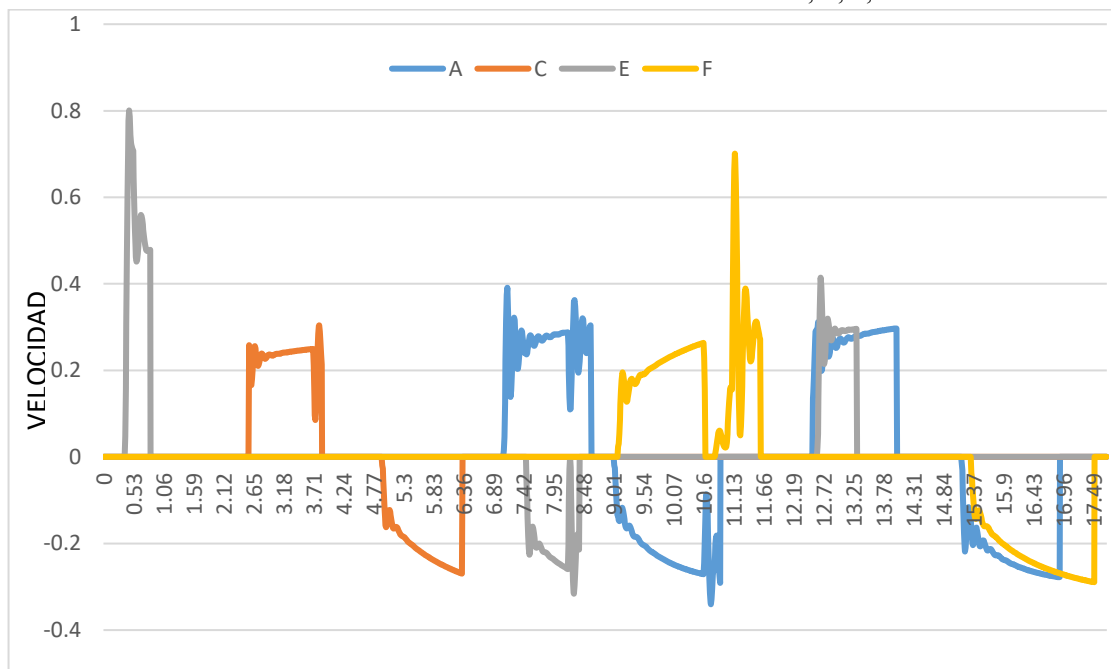
CUADRO 141. RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES.

Descripción	Velocidad promedio (m/s)	Cantidad de carreras completas por ciclo	Tiempo total por ciclo (s)
A (Cilindro de cabezal de sujeción)	0.2744	4	6.62
C (Cilindro despliegue de cajas)	0.2339	2	2.69
E (Cilindro articulación)	0.2837	2	1.62

CONTINUACIÓN CUADRO 141.

Descripción	Velocidad promedio (m/s)	Cantidad de carreras completas por ciclo	Tiempo total por ciclo (s)
F (Cilindro transporte de cajas)	0.2291	2	4.5
Generador de vacío cabezal de sujeción	N/A	1	1
Generadores de vacío despliegue y transporte de cajas	N/A	1	1

FIGURA 203. GRÁFICA VELOCIDAD-TIEMPO CILINDROS A, C, E, F.



En la gráfica anterior se puede observar que los tiempos en los que el cilindro se acelera son muy pequeños, corroborando de esta manera la suposición inicial de que los cilindros se mueven a velocidad constante gracias a la incorporación de los estranguladores de velocidad.

El tiempo de ciclo obtenido en la simulación fue de 14.8 segundos, mismo que se obtuvo a través de la calibración de los estranguladores de caudal para gobernar las velocidades de los cilindros. Es importante resaltar que dadas las velocidades máximas que se pueden obtener en función del diámetro seleccionado para las mangueras, y que se reflejan en la tabla 20, existe la posibilidad de rebajar este tiempo de ciclo en caso sea requerido aumentar la producción más allá del valor establecido de 45 unidades por minuto.

2. Selección de los cilindros neumáticos. Como parámetros iniciales se seleccionan los cilindros neumáticos métricos y de gama básica. Esto por ser una aplicación común y no se necesitan aspectos de funcionamiento específicos. Dentro de los cilindros de gama básica se pueden observar cilindros normalizados según ISO. Se decidió utilizar cilindros normalizados ya que con esto se logra estandarizar características de los cilindros. Dentro de los cilindros de gama básica, y normalizados por ISO, se tienen:

- Cilindros compactos ADN (ISO 21287).
- Cilindro Normalizado DSBC (ISO 15552).
- Cilindros redondos DSNU (ISO 6432).
- Cilindros redondos DSN, ESN (ISO 6432).

Cada norma ISO tiene su objetivo y estandariza ciertos aspectos específicos de los cilindros. Las normas ISO y su descripción en los cilindros neumáticos son:

- ISO 21287: establece una serie métrica de cilindros neumáticos con vástago de diámetro de 20 mm hasta 100 mm. No cuentan con funciones magnéticas, ni con amortiguación ajustable.
- ISO 15552: estandariza de manera métrica los montajes, accesorios y cilindros neumáticos con uno o dos vástagos. Son compatibles para trabajar con sensores magnéticos. Esta norma también corresponde a la norma ISO 6431 que estandariza dimensiones básicas, como carrera del cilindro, diámetros, tolerancias, formas de montaje y sus dimensiones.
- ISO 6432: dimensiones de montaje estandarizadas métricamente para intercambiabilidad con cilindros neumáticos comunes.

De las normas anteriores se selecciona la norma ISO 15552. Esta norma estandariza cilindros, montajes y accesorios logrando tener elementos estandarizados que facilitan cualquier cambio necesario.

CUADRO 142. SELECCIÓN DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS.

Componentes	Especificaciones técnicas		Código según Festo
Cilindro de doble efecto: cabezal	Carrera (mm)	400	DSBC-40-400-PPSA-N3
	Diámetro (mm)	40	
Cilindros de doble efecto: despliegue de cajas	Carrera (mm)	300	DSBC-32-300-PPSA-N3
	Diámetro (mm)	32	
Cilindros de doble efecto: articulación	Carrera (mm)	200	DSBC-32-200-PPSA-N3
	Diámetro (mm)	32	
Cilindro de doble efecto: transporte de cajas	Carrera (mm)	500	DSBC-32-500-PPSA-N3
	Diámetro (mm)	32	

FIGURA 204. CILINDROS DSBC MARCA FESTO.



Para conectar los cilindros neumáticos a las mangueras se necesita utilizar racores de conexión rápida. Estos ya se habían seleccionado para poder realizar los cálculos de las velocidades de los cilindros en donde se tenían dos tipos de racores: racores rectos Quick Star (QS), serie estándar con rosca G 1/4 para el cilindro de 40 mm de diámetro y seis racores rectos QS con rosca G1/8 para los cilindros de 32 mm de diámetro. El código de los racores según Festo son: QS-G1/4-6 y QS-G1/8-6.

FIGURA 205. RACOR RECTO QS MARCA FESTO.



Los cilindros se deben montar de manera paralela a las vigas de la estructura. Los cilindros del cabezal, el de despliegue de cajas y transporte de cajas se fijarán por pernos a la estructura a través montajes fijos. Para los montajes fijos se utilizarán pies de fijación HNC-32 para los cilindros de 32 mm de diámetro y para los cilindros de 40 mm de diámetro se seleccionaron los pies de fijación HNC-40.

FIGURA 206. PIES DE FIJACIÓN HCN.



El cilindro de la articulación necesita tener elementos de fijación que le permitan pivotar en ambos extremos. Para lograr esto se deben utilizar varios elementos de fijación. Los elementos de fijación a utilizar

en el vástago son una cabeza de rótula SGS-M10x1.25 junto con un caballete LBG-32. Para la culata trasera del cilindro se utilizará una brida basculante SNCS-32 junto con un caballete LBG-32.

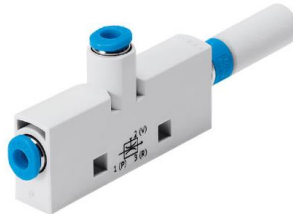
En el anexo T se encuentra un cuadro general de los elementos de fijación para los cilindros DSBC.

3. Selección de los generadores de vacío y ventosas. En la etapa de cálculos se seleccionó un generador de vacío de gran caudal de aspiración estándar con un diámetro nominal de 4.5 mm. Ahora se necesitan seleccionar los parámetros faltantes: tipo de conexiones, con o sin silenciador y tipo de cuerpo.

Ya que se busca que todo el sistema neumático trabaje con las mismas mangueras, las conexiones del generador de vacío tienen que ser QS-6 (racor QS con un diámetro exterior de manguera de 6 mm). El tipo de cuerpo puede ser en T o recto. Generadores de vacío rectos de gran caudal de aspiración no existen por lo que se tomará uno en forma de T.

Ya con todos los parámetros establecidos se selecciona el generador VN-05-L-T3-PQ2-VQ2-RQ1. Este es un generador de vacío con conexiones QS-6 en todas sus conexiones y silenciador en la conexión del aire de escape.

FIGURA 207. GENERADOR DE VACÍO VN MARCA FESTO.



Las ventosas especificadas en el apartado de diseño tienen un diámetro de 30mm, el cual se acopla adecuadamente al área disponible en las tapaderas de los envases. Sin embargo, además del diámetro de las ventosas, es necesario seleccionar éstas de tal manera que se adapten al cabezal de sujeción diseñado para la manipulación de envases y a las placas diseñadas para la manipulación de cajas.

La gama ESG de Festo presenta características que la hacen elegible para esta aplicación; vástago de fijación roscado pasante y conexión superior. La ventosa seleccionada tiene código ESG-30-SN-HA-QS y fue seleccionada en material NBR (nitrilo) ya que es un material blando que se adapta muy bien a distintas superficies, lo que facilita la succión.

FIGURA 208. MODELO CAD DE LA TAPADERA DE LAS BOTELLAS.



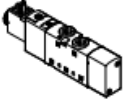
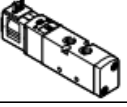
FIGURA 209. VENTOSA ESG MARCA FESTO (REPRESENTACIÓN A MODO DE EJEMPLO).



4. Selección de las válvulas. Se utilizarán electroválvulas para controlar el sistema neumático. El parámetro que deben cumplir es el caudal nominal que debe pasar por la válvula. De la Figura 194 se obtuvieron caudales nominales de las válvulas de 350 l/min y 270 l/min aproximadamente. Las válvulas que controlan los cilindros neumáticos son válvulas 5/2 biestables y para los generadores de vacío se necesitan válvulas 3/2 biestables normalmente cerradas, al igual que para la válvula F1.

Dentro de la gama básica de válvulas direccionales, Festo no cuenta con válvulas 3/2 biestables, por lo que se utilizarán válvulas 5/2 biestables y se tapan las salidas que no se necesitan utilizar. Con esto se logra también tener menor número de repuestos para el sistema neumático. Para poder hacer la conexión neumática se necesitan de racores con rosca G1/4 o G 1/8. Ya con estos parámetros se seleccionan las válvulas.

CUADRO 143. CAUDALES NOMINALES DE LAS VÁLVULAS VUVS.

Válvula de 5/2 vías VUVS										
	20	G1/8	-	-	700	700	-	-	-	63
	25	G1/4	-	-	1300	1300	-	-	-	76
	30	G3/8	-	-	2300	2300	-	-	-	92
Válvula de 5/2 vías VUVS-LK										
	20	G1/8	-	-	550	550	-	-	-	45
	25	G1/4	-	-	1000	1000	-	-	-	54

Las válvulas VUVS de tamaño 20 tienen un caudal nominal de 700 l/min y cuentan con rosca G 1/8 para las conexiones de aire comprimido, por lo que las válvulas 5/2 biestables seleccionadas son: VUVS-L20-B52-D-G18-F7.

FIGURA 210. VÁLVULAS VUVS 5/2 BIESTABLES MARCA FESTO.



Para el paro de emergencia se necesita una válvula 3/2 normalmente cerrada monoestable. Para la selección de esta válvula se tomaron los mismos parámetros que las válvulas 5/2. El código de la válvula es: VUVS-L20-M32C-MD-G18-F7-1C1. Para el paro momentáneo de cilindro de transporte de caja se utilizará una válvula 3/2 normalmente abierta monoestable con la vía de escape cerrada por completo. El código de la válvula es: VUVS-L20-M32U-MD-G18-F7.

FIGURA 211. VÁLVULAS VUVS 3/2 MONOESTABLE MARCA FESTO.



5. Selección de las mangueras. De los cálculos y la selección de los racores el diámetro externo de la manguera seleccionada debe ser de 6 mm y el diámetro interior de 4 mm. De igual forma deben soportar las presiones de trabajo a manejar dentro del sistema neumático. Se seleccionó una manguera de gama básica de poliuretano termoplástico de la serie PUN. Este puede trabajar en vacío y con aire a presión. El código de la manguera que se selecciono es: PUN-6X1-BL.

FIGURA 212. MANGUERA PUN MARCA FESTO.



6. Selección de otros componentes neumáticos. Dentro del sistema neumático existen otros componentes que se van a utilizar para poder controlar el sistema. Se utilizan reguladores de caudal con antirretorno para poder regular la velocidad de los cilindros tanto en la alimentación como en el escape. Para poder sensar el vacío se utilizará un vacuostato.

CUADRO 144. COMPONENTES NEUMÁTICOS VARIOS.

Componente	Características	Código de Festo
Válvula de estrangulación y antirretorno del escape	Forma de L, Conexión neumática G 1/8 Conexión neumática 1 racor de 6 mm Caudal nominal: 160 - 240 l/min	GRLA-1/8-QS-6-D
Válvula de estrangulación y antirretorno de alimentación	Forma de L, Conexión neumática G 1/8, Conexión neumática 1 racor de 6 mm, Caudal nominal: 160 - 240 l/min	GRLZ-1/8-QS-6-D
Vacuostato	Conexión neumática G 1/8 Presión de funcionamiento: -1 a 1,6 bar Con escala de ajuste de presión	VPEV-1/8 -B-M12-SC-OD

El sistema neumático se conectará a la red de aire comprimido ya instalada de la planta. Para lograr esto se necesita de una unidad de mantenimiento. Se seleccionó una de gama básica MSB4-1/4:C3:J1-WP. Esta cuenta con válvula de cierre manual con unidad de filtro y regulador con vaso de material sintético con funda

de protección de plástico. Este puede trabajar con presiones de 0.5 a 12 bar y un caudal nominal normal de 1,700 L/min.

FIGURA 213. UNIDAD DE MANTENIMIENTO MSB4 MARCA FESTO.



F. Presupuesto

Para poder verificar la viabilidad económica del proyecto se realizó una estimación de los costos de todos los componentes a utilizar.

Con esto se busca poder establecer un presupuesto para la realización del proyecto. Los costos provistos en este análisis son costos netos de los componentes neumáticos, pueden existir costos referidos al montaje del sistema o relacionados, pero estos quedan fuera del alcance de este trabajo.

El presupuesto que se muestra a continuación es aproximado. La cotización se realizó con un distribuidor nacional de Festo.

Los generadores de vacío no se encontraron en el mercado nacional por lo que se cotizo en línea. El modelo cotizado es muy similar en sus características al seleccionado anteriormente para poder así tener un aproximado de su precio. La cotización formal de proveedor nacional y la cotización en línea se encuentran en el anexo S.

CUADRO 145. TABLA DE COSTOS DE LOS COMPONENTES NEUMÁTICOS.

Componentes	Costo por unidad (Q.)	Cantidad	Costo total (Q.)
Cilindro de doble efecto 40 mm x 400 mm	3,190.10	1	3,190.10
Cilindro de doble efecto 32 mm x 200 mm	2,516.70	1	2,516.70
Cilindro de doble efecto 32 mm x 300 mm	2,631.90	1	2,631.90
Cilindro de doble efecto 32 mm x 500 mm	2,861.80	1	2,861.80
Electroválvulas 5/2 biestables	2,159.20	7	15,114.40
Electroválvula 3/2, monoestables	1,442.10	2	2,884.20
Reguladores de caudal	421.80	8	3,374.40
Vacuostatos	2,269.40	3	6,808.20
Racores G1/8	25.10	16	4,01.60
Racores G1/4	27.70	2	55.40
Generadores de vacío	237.00 (\$31.397)	3	711.00
Ventosas	156.60	62	9,672.00
Manguera	14.80 /m	15 m	2,37.00
Pies de fijación HNC-40	269.00	1	269.00
Pies de fijación HNC-32	251.90	3	755.7
TOTAL			Q. 51,483.40

VIII. MÓDULO DE CONTROL

A. Marco teórico

1. Identificación de la necesidad. Una planta que produce insecticidas agroquímicos ubicada en Amatlán, cuenta con una gran demanda en la producción de dicho producto. Actualmente, el comercio de esta fábrica se ve limitado por la velocidad con la que los operarios toman las botellas plásticas que contienen el insecticida y debidamente las guardan en cajas de cartón, que seguidamente sellan con tape, para su entrega al cliente. Por lo tanto, es necesario programar una máquina, que ha sido previamente diseñada para realizar el proceso de empaque de botellas de insecticida, para que pueda trabajar de manera autónoma.

2. Investigación preliminar

a. Controladores Lógicos Programables. También llamados *PLCs*, son computadoras que por medio de circuitos integrados realizan tareas de control. Entre las capacidades de estos dispositivos se encuentran el guardar instrucciones de secuencias, tiempo, conteo, aritmética, manipulación de datos, comunicación y de manipulación de máquinas y procesos.

Estas computadoras industriales cuentan con una arquitectura, en su unidad central y circuitos de interfaces, para llevar a cabo operaciones de automatización en ambientes industriales.

1) Historia de los *PLCs*. En el departamento Hydramatic de General Motors Corporation, se deseaba contar con un sistema automático que sustituyera el alto costo que representaban los sistemas de control implementados por medio de relevación.

General Motor deseaba un sistema con dispositivos de estado sólido, con flexibilidad computacional, de precio competitivo, resistente en ambientes industriales, modular y fácil de sustituir y arreglar, reusable y con un lenguaje amigable de programación.

2) La creación del controlador programable. Basándose en los requerimientos de modularidad, expansibilidad, robustez para su uso en industrias y facilidad de programación, el primer controlador programable se creó entre 1968 y 1969. Este fue un cambio que modificó la idea que se tenía de la automatización en las empresas al poder sustituir los sistemas de relevación.

La tecnología existente se comenzó a sustituir por sistemas con facilidad de instalación y conexión que dieron lugar a la programación en formato ladder.

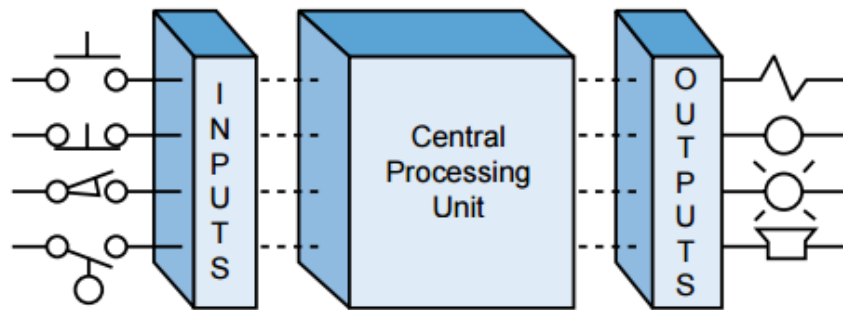
Con el tiempo el uso de los *PLCs* se expandió y en 1971 los *PLCs* llegaron a utilizarse en más industrias como de comida, bebida, metales, papel, etc.

3) El Principio del *PLC*. Una de las primeras funciones de los controladores lógicos programables fue la generación de operaciones secuenciales, que anteriormente se implementaba con circuitos de relevación.

Entre las características que estos dispositivos incluyeron estaba el encendido y apagado de máquinas de control, facilidad de instalación, reducción espacio de trabajo y electricidad, tenían funciones de diagnóstico del sistema contra fallas y eran completamente reusables si se daban cambios en el proyecto.

Los *PLCs* básicamente, se dividen en una sección de entradas, una unidad central de procesamiento y una sección de salidas.

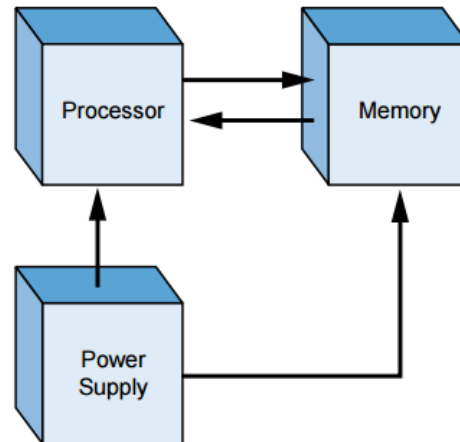
FIGURA 214. DIAGRAMA DE BLOQUE DE UN CONTROLADOR PROGRAMABLE.



a) La interfaz de un controlador programable. La interfaz del sistema se forma por los módulos de entradas y salidas del mismo y su objetivo principal es acondicionar las señales que se desean obtener del entorno para su fácil análisis. Estas señales se mandan a dispositivos como motores, solenoides, luces piloto, válvulas de posición, etc.

b) La unidad central de procesamiento de un PLC. La unidad central de procesamiento es la que dirige todas las funciones de los *PLCs* y generalmente está formado por el procesador, la memoria del sistema y la fuente de poder del sistema.

FIGURA 215. DIAGRAMA DE BLOQUE DE LOS COMPONENTES DEL CPU DE UN PLC.



4) Funcionamiento de un controlador lógico programable. Un controlador programable tiene una división de funciones relativamente fácil. Los módulos de entradas y salidas se conectan físicamente a los dispositivos de las máquinas de interés, estos dispositivos son de carácter analógico o digital. Estos módulos también se conectan al CPU y la información obtenida del campo es procesada por un proceso llamado escaneo, el cual sigue 3 pasos que son leer, ejecutar y escribir.

Leer: Se obtiene la información de los módulos de entrada.

Ejecutar: según la tarea que se desea realizar, que se guarda como programa en la memoria del sistema, se dictan funciones en base a la información recolectada en las entradas.

Escribir: se actualiza la información que se provee en las salidas.

5) ¿Por qué un PLC y no un circuito de relevación? Una de las preguntas que inicialmente se plantean para proveer la solución correcta a la necesidad de la fábrica es si vale la pena el uso de un PLC o si basta con un circuito de Control implementado por medio de relevadores.

Uno de los factores con mayor peso para plantearse esta pregunta ha sido el precio de ambas opciones. Hoy en día, la búsqueda de alta calidad y productividad, por parte de las empresas, hace que el uso de los PLCs valga la pena. Con el tiempo, el precio ha sido un factor de menor relevancia ya que el avance en la tecnología ha hecho que sus precios bajen a tal punto en que evaluar qué opción es más provechosa se ha vuelto innecesario. Para tomar la decisión de qué tipo de sistema seleccionar se tomó en cuenta criterios mostrados en la siguiente tabla. Donde se realiza una evaluación de la capacidad de cada sistema para satisfacer diferentes requerimientos.

CUADRO 146. SELECCIÓN ENTRE UN SISTEMA IMPLEMENTADO CON RELEVACIÓN U OTRO CON *PLC*.

Criterio	Puntuación	Sistemas de Relevación	Sistemas de <i>PLCs</i>
Flexibilidad en cambios del control lógico	Bueno=10 Malo =0	3	10
Alta confiabilidad	Bueno=10 Malo =0	4	9
Requerimientos de espacio	Bueno=10 Malo =0	2	10
Aumento en la capacidad y producción	Bueno=10 Malo =0	5	10
Colección de datos	Bueno=10 Malo =0	1	10
Cambios en la lógica de control	Bueno=10 Malo =0	2	10
Necesidad de cambios rápidos	Bueno=10 Malo =0	1	10
Necesidad de crecimiento futuro	Bueno=10 Malo =0	5	10
Costos monetarios	Bueno=10 Malo =0	7	8
Personal capacitado	Bueno=10 Malo =0	8	7
Intercomunicación entre varias máquinas	Bueno=10 Malo =0	3	10
Facilidad para cablear los circuitos	Bueno=10 Malo=0	2	10
	TOTAL	43	114

Claramente se aprecia que, para la aplicación de interés, utilizar un sistema de Control utilizando un *PLC* es la mejor opción. En la actualidad, es muy común que esta sea la mejor opción al momento de realizar trabajos de automatización.

6) Los *PLCs* de hoy en día. Desde sus inicios, el *PLC* ha ido evolucionando sin dejar a un lado los requerimientos originales de los diseñadores. Los diseños de hoy en día poseen mejoras tanto el hardware como el software de dichos dispositivos como memoria programable, componentes de estado sólido, arquitectura modular, rápida interconexión, bajo precio, mayor capacidad de entradas y salidas, interfaces especiales para comunicación de dispositivos y controladores a otros controladores, operaciones de punto flotante, detección de fallas, interfaces de comunicación con el operario más amigables, microprocesadores basados en interfaces de entrada y salida que incluyen *PID*, *CANbus*, *fieldbus*, comunicación *ASCII*, posicionamiento, módulos de lenguaje, etc.

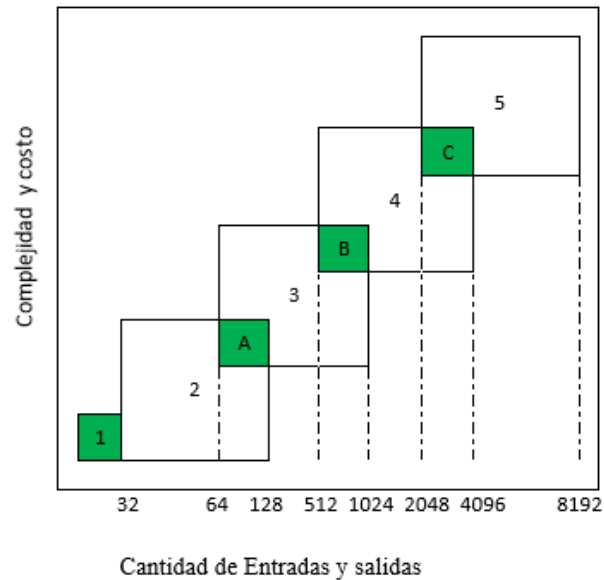
a) Desarrollo de empresas. Los avances en estos dispositivos dieron lugar a las altas demandas de calidad y producción de hoy en día y el aumento en la complejidad de los controladores para realizar más funciones, no sacrifica la simplicidad con la que estos se manejan.

b) Aplicaciones del *PLC* en la Industria. Ahora los sistemas que utilizan *PLCs* se utilizan en las fábricas de químicos, manufactura, vidrio, comida y bebida, metales, minería, papel, fuentes de energía, automotriz, etc. Esto se debe a que la implementación de un sistema utilizando un *PLC* brinda muchas ventajas.

7) Selección de la gama de *PLC*. Según la escala del proyecto que se desea realizar es que se utilizará el Controlador Lógico Programable que tenga la capacidad adecuada para desempeñar las diferentes tareas de automatización de manera robusta.

Por el grado de capacidad para la realización de tareas, los *PLCs* se dividen en diferentes gamas que son: Micro *PLCs*, *PLCs* de gama pequeña, *PLCs* de gama media, *PLCs* de gama alta y *PLCs* de gama muy alta. En la siguiente imagen se puede apreciar una aproximación en la división de los grupos de *PLCs* por gamas, en base a su capacidad de entradas y salidas versus la complejidad del dispositivo y su precio.

FIGURA 216. CLASIFICACIÓN DE *PLCs* POR SU CANTIDAD DE ENTRADAS, SALIDAS, COSTO Y COMPLEJIDAD.



(Bryan, 1988:22)

Se puede notar que en la sección 1 se encuentran los Micro *PLCs* que se usan en aplicaciones que necesitan entre 20 y 32 entradas y salidas.

En la sección 2 corresponde a los pequeños *PLC* que controlan entre 32 y 128 entradas y salidas.

En la sección 3 es de los *PLC* de gama media que controlan entre 64 y 1024 entradas y salidas.

En la sección 4 se encuentran los *PLCs* grandes, estos pueden controlar entre 512 a 4096 entradas y salidas.

En la sección 5 están los *PLCs* muy grandes, estos controlan entre 2048 y 8192 entradas y salidas.

En las áreas A, B y C, demuestran los intervalos de entradas y salidas en los cuales se puede suplir la necesidad con cualquiera de las dos gamas de *PLCs* que conforman dicha área (Balsels, año: 120).

Una buena selección de la gama del *PLC* debe contemplar todas las entradas y salidas necesarias para llevar a cabo el proceso de automatización y adicionalmente debe de tomarse en cuenta cierta cantidad extra de entradas y salidas, en otras palabras, sobredimensionar, para que en un futuro el sistema tenga la capacidad de crecer.

Así mismo, la capacidad computacional del *PLC*, que aumenta cuando la gama también aumenta, se debe sobredimensionar. Debe tomarse en cuenta que, en un futuro, la aplicación con la que actualmente se trabaja puede demandar más capacidad computacional.

8) Módulos digitales de entrada y salida. Los módulos de entradas y salidas digitales son los que se conectan a los controladores lógicos y trabajan con señales de tipo binario. Estas pueden trabajar del modo todo o nada o como un grupo de señales binarias que forman palabras.

b. Fuente de poder. Este módulo se incorpora al sistema de control, se encarga de proveer la tensión eléctrica necesaria al sistema para que funcione.

En varias ocasiones, el sistema de control necesitará de diferentes valores de alimentación por lo que es frecuente el uso de varias fuentes de alimentación.

c. Variador de frecuencia. Un variador de frecuencia es un dispositivo que tiene como objetivo el transformar la energía eléctrica de frecuencia constante en energía eléctrica de frecuencia variable. Habiendo realizado este proceso se puede lograr que el funcionamiento del motor cambie, esto va desde la velocidad con la que el rotor gira hasta el sentido de giro de este.

Un variador de frecuencia realiza dos etapas en serie. Una de esas etapas consiste en rectificar la corriente que inicialmente es alterna, transformándola en continua y la otra es llamada inversora porque vuelve a transformar la corriente continua en alterna solo que ahora con frecuencia y tensión regulables, estos valores son controlados por el operario.

Los variadores de frecuencia pueden ser operados manualmente o se pueden configurar para trabajar de modo automático. Existen avances en este tipo de dispositivo como protecciones contra sobre intensidad, sobre temperatura, fallo contra desequilibrios, etc.

Unas de las ventajas de utilizar un variador de frecuencia es el ahorro de electricidad que se da, amplio rango de cambio de velocidad, protección de motores, entre otros.

d. Panel *HMI*. El término *HMI* significa “Human Machine Interface”, y como su nombre lo dice, este es el medio por el que se da un cambio de información entre la máquina y el humano.

Al principio, esto consistió en áreas del tablero eléctrico donde se instalaban botones y luces piloto y se asignaban variables tanto de entrada como de salida a cada componente.

Con el tiempo surgieron nuevas tecnologías como la de las pantallas táctiles, estos dispositivos pueden desplegar valores numéricos, texto, gráficos, animaciones, etc. También implementan funciones de botones por medio de software para el control de las máquinas, se puede contar con varias pantallas de funcionamiento

que son previamente diseñadas y programadas, etc. Una manera accesible de conectar este dispositivo al *PLC* es por medio de comunicación *profibus*, de la cual se habla más adelante.

e. Pulsadores industriales. En la electrónica industrial, es necesario contar con un medio para realizar la comunicación entre humano y máquina. Al principio, cuando se crearon las máquinas controladas por electricidad, surgieron los pulsadores, estos han sido desde entonces uno de los medios físicos para poder abrir y cerrar circuitos eléctricos que cumplen con cierta función en la máquina.

Con el tiempo se han ido creando más diseños y maneras de accionamiento, pero todos siguen el mismo principio de cerrar o abrir un contacto eléctrico.

1) Pulsadores Normalmente Cerrados (*NC*). Este tipo de pulsadores se caracterizan por tener un contacto interno normalmente cerrado que solo se abre al presionar dicho pulsador. Esto da como resultado la interrupción de la señal eléctrica que pasaba por la línea.

2) Pulsadores Normalmente Abiertos (*NO*). Este tipo de pulsadores se caracterizan por tener un contacto interno normalmente abierto que solo se cierra al presionar dicho pulsador. Esto da como resultado la conducción de una señal eléctrica por la línea.

3) Paro de emergencia. Este tipo de pulsador, por su apariencia física, es utilizado específicamente para presionarse en caso de cualquier tipo de emergencia que se presente durante el funcionamiento de la máquina. Internamente cuenta con un mecanismo de auto-enclavamiento y al ser presionado, manda una señal eléctrica al *PLC*, la cual se programa para frenar el ciclo de trabajo del sistema.

f. Sensores. Es el dispositivo con el cuál se pueden obtener variaciones de algún fenómeno físico y se traduce a una señal eléctrica.

1) Clasificación de sensores por el tipo de señal de salida. Los sensores se dividen en ramas según la manera en la que codifican la información que obtienen del entorno. Según su salida, los sensores se pueden dividir en:

a) Sensores analógicos. Son los sensores que en su salida devuelven un valor de tensión o corriente que varía según la magnitud de la perturbación física que mide. Normalmente se utilizan señales normalizadas de 0-10V o de 4-20mA.

b) Sensores digitales. Este tipo de sensor presenta su salida como una medida de pulso o en forma de palabra digital codificada en binario u otro sistema.

c) Sensores todo-nada. Estos sensores solamente indican si la magnitud de la variable a medir excede cierto nivel. El estado de estos sensores es alto o bajo.

2) Estos sensores a su vez se dividen en activos y pasivos.

a) Sensores activos. Estos sensores son generadores eléctricos de pequeñas señales. No necesitan una señal externa para trabajar a menos que sea para amplificar la señal de un captador.

b) Sensores pasivos. Este tipo de sensor recibe una alimentación, su modo de trabajar es modificar cambios de tensión o corriente en un circuito por medio de su composición de materiales internos.

3) Sensores según el tipo de variable física a detectar. Existen varias variables que un sensor puede detectar como por ejemplo temperatura, presión, caudal, nivel, distancia, posición, velocidades, etc.

Para fines de este trabajo, se realizará un enfoque especial en los sensores de detección de proximidad.

4) Sensores según el tipo de conexión.

a) Sensores de dos hilos. Este tipo de sensor, como su nombre lo dice, cuenta con dos cables de conexión y se conecta en serie con la carga. Cualquier distorsión que presente la variable a medir, hará que este cambie el paso de la alimentación eléctrica. En otras palabras, este actúa como un interruptor.

b) Sensores de 3 hilos. Estos sensores son típicamente transistorizados, cuentan con 3 hilos de los cuales uno es la alimentación, otro es la referencia o tierra y el otro es el de la carga o señal de salida del sensor.

5) Sensores de detección de proximidad. Generalmente son sensores de tipo todo o nada, poseen una cierta distancia de mínima y máxima de operación a la cual detectan objetos.

Según el tipo de sensor será el tipo de objeto que pueden detectar y el rango de distancia a la que lo pueden detectar.

a) Tipos de sensores para detección de proximidad.

(1) Sensor inductivo. Son sensores que miden la proximidad de piezas metálicas a distancias generalmente entre 1mm a 30mm y cuentan con una resolución de décimas de milímetros. Estos sensores comúnmente se presentan en forma cilíndrica y pueden tener rosca para su fácil instalación. También pueden encontrarse en forma de paralelepípedo con cabezal orientable.

(2) Sensor capacitivo. Los sensores capacitivos son parecidos a los inductivos, detectan tanto la presencia de objetos metálicos como no metálicos, todo depende de la constante dieléctrica tanto del ambiente como del material a detectar. Es normal que se utilicen como detectores “todo o nada”.

(3) Sensor óptico. Los sensores ópticos trabajan por medio de fotocélulas para detectar cualquier tipo de objeto. Algunos diseños de este tipo de sensores trabajan con un emisor de luz el cual captan por medio de un receptor. Presentan ventajas como mayor inmunidad a perturbaciones electromagnéticas, mayores distancias de detección.

6) Criterios de selección del tipo de sensor de proximidad. Según la aplicación que se le da al sensor de proximidad, existen algunos tipos de sensores que se adecuan mejor que otros a cada aplicación. El siguiente cuadro presenta cual es el criterio ideal a utilizar para seleccionar el tipo de sensor de proximidad a utilizar.

CUADRO 147. SELECCIÓN DEL TIPO SE SENSOR DE DISTANCIA SEGÚN LA NECESIDAD.

Material		Distancia	Tipo de detector
Sólido	Metálico	< 50 mm	Inductivo
		> 50 mm	Ultrasónico u óptico
	No metálico	< 50 mm	Capacitivo
		> 50 mm	Ultrasónico u óptico
Polvo o granulados	Metálico	< 50 mm	Inductivo
		> 50 mm	Ultrasónico
	No metálico	< 50 mm	Capacitivo
		> 50 mm	Ultrasónico

CONTINUACIÓN CUADRO 147.

Material		Distancia	Tipo de detector
Líquido	Metálico	< 50 mm	Capacitivo
		> 50 mm	Ultrasónico
	No metálico	< 50 mm	Capacitivo
		> 50 mm	Óptico

(Ballsels, 2000:120).

g. Red de comunicación industrial *profibus*. En el año 1987 empresas alemanas como Bosch, Klöckner Möeller y Siemens, crearon la iniciativa de un modo de comunicación que pueda crear la conexión entre dispositivos de diferentes tipos y marcas. Con el tiempo más entidades y universidades se unieron al proyecto. Fue hasta el año 1990 que se crea PROFIBUS, la cual trabaja conforme a la norma DIN-19245.

(Ballsels, 2000: 314) dice:

<< Esta red industrial define las técnicas de acceso *MAC* y enlace lógico *LLC* y define el nivel de aplicación a través del protocolo denominado *FMS* basado en un sub-juego del protocolo *MMS* de *MAP*, según ISO IS-9506>>

1) Estructura de la red.

a) Medio físico. El medio para transmitir la comunicación en este protocolo puede ser por medio de un par diferencial de cables que se utilizan para realizar una comunicación *semi duplex RS-485*. Otras opciones pueden ser fibra óptica y enlaces vía *MODEM* o vía radio.

Para realizar una instalación física de la comunicación *profibus* hay que tomar en cuenta que el cable utilizado a ciertas distancias necesita de un repetidor de señal para no perder la calidad de la misma.

CUADRO 148. LARGOS DE CABLES RS-485 PARA LA BUENA TRANSMISIÓN DE INFORMACIÓN.

	Velocidad (<i>Kbits/seg</i>)				
Medio físico	9.6-93.75	167.5	500	1500	2000
<i>RS-485 0.2</i> ² (24 AWG)	1200 <i>mt</i>	600 <i>mt</i>	200 <i>mt</i>	100 <i>mt</i>	50 <i>mt</i>
<i>RS-485 0.5</i> ² (20 AWG)	2400 <i>mt</i>	1200 <i>mt</i>	400 <i>mt</i>	200 <i>mt</i>	100 <i>mt</i>

En este cuadro se puede observar, para dos clasificaciones de cable RS-485, el largo óptimo del cable que se puede utilizar sin necesidad de un repetidor.

b) Conexiones del bus. El bus de comunicación se forma de nodos, estos pueden ser activos y pasivos.

Los nodos activos son los que toman el papel de maestro del bus, esto significa que el dispositivo que esté conectado en ese nodo es el que toma el control del sistema.

Los nodos pasivos son los puntos en los que los dispositivos que se conectan, solamente trabajan como esclavos, recibiendo órdenes del nodo maestro y así mismo, pueden brindar información que un nodo activo les solicite.

El máximo de nodos que se pueden establecer en un tramo de bus es de 127, esto contempla 32 nodos activos y las topologías comunes de conexión pueden ser lineal, cuando el bus conecta los dispositivos en serie, o de árbol, cuando el maestro está conectado directamente con cada dispositivo.

c) Estructura lógica. Una de las maneras lógicas en la que este tipo de comunicación opera es tener un solo nodo activo por lo que el resto de nodos pasarían a ser esclavos. El protocolo de comunicación puede darse en 3 tipos de formatos que son: tramas de longitud fija sin datos, tramas de longitud fija con datos y tramas de longitud variable.

Básicamente, la red *profibus* trabaja con 2 tipos de mensajes, gracias a que utiliza el protocolo a nivel de enlace *LLC*, que son:

(1) Mensajes cíclicos. Utilizados para el intercambio de datos poco importante, cuando el tiempo de respuesta no es crítico.

Estos se dividen en:

- *SDN*: es un mensaje que el maestro manda todos sus esclavos.
- *SDA*: este es un tipo de mensaje que el maestro manda a un esclavo en específico.
- *RDR*: este mensaje se manda de un maestro a un esclavo, el maestro manda información al esclavo y pide información del mismo.

(2) Mensajes acíclicos. Mensajes utilizados cuando se desea un tiempo de respuesta corto.

Estos se dividen en *CRDR* y *CSRDR*.

d) Capa de aplicación. La capa de aplicación de la comunicación *profibus* es prácticamente la que realiza la conexión entre diferentes dispositivos. Este utiliza un servicio denominado *FMS*, en su nivel inferior se cuenta con la capa de transporte denominada *LLI*, la cual brinda servicios como el control de flujo para realizar turnos cíclicos de intercambio de datos, establecimiento y terminación de conexiones y conversión de funciones *FDL* a *FMS*.

Ballsels (2000: 317) dice:

<< Algunos de los servicios de *FMS* es el intercambio de zonas de memoria, invocación de programas, intercambio de variables, respuesta a interrupciones y tratamiento de dispositivos virtuales >>

h. Disyuntores. El disyuntor es un componente electromecánico similar a un interruptor.

Los disyuntores son diseñados para llevar a cabo una desconexión según el tipo de desconector de sobrecarga. Estos son los disyuntores termo-magnéticos y electrónicos.

1) El disyuntor termo-magnético. Este dispositivo trabaja por medio de dos metales, el flujo de corriente en estos hace que se deforme y accione el circuito de desconexión.

2) El disyuntor electrónico. Su función es encender o apagar el circuito y cortar la alimentación eléctrica en presencia de cortocircuitos o sobrecargas eléctricas. Los disyuntores pueden ser diseñados para generar una desconexión eléctrica a específicos niveles de corriente o pueden ser más sofisticados, dejando que el valor de corriente máxima sea variable.

i. Los relés. Estos componentes trabajan como un interruptor, pueden ser electromagnéticos o de estado sólido. Su función principal es poder aislar señales. Trabajan con 2 señales, una de ellas es la señal de para activar el dispositivo y la otra es la alimentación con la que se quiere trabajar en su salida, la cual solo fluirá si la señal de activación está presente.

Algunos de los cuidados que se deben de tener con estos componentes es no aplicarles una corriente o tensión mayor a la que soportan, realizar conexiones robustas y permitir que tengan la ventilación adecuada.

j. Electroneumática. Cuando los sistemas de control que implican el uso de neumática se hacen más complejos, se debe recurrir a un modo de accionamiento de mayor eficiencia, es ahí que nace la electroneumática.

1) Electroválvulas. Las válvulas electromagnéticas son elementos mixtos, utilizando una señal eléctrica, pueden activar funciones de las válvulas distribuidoras.

Básicamente, el principio de funcionamiento de este dispositivo es energizar un electroimán interno por medio de una señal eléctrica y con esto se puede dar paso u obstruir al fluido.

2) El vacuostato. Un vacuostato es un dispositivo de salida eléctrica que controla el valor del vacío. Internamente este funciona como un interruptor y cuando se crea el vacío, esto hace que se cierre el interruptor dejando que la señal eléctrica se mande.

k. Diseño de una solución de automatización. Siemens es una fábrica internacional de productos de automatización de uso industrial, esta marca se ha expandido tanto que el uso de sus tecnologías se ha vuelto muy común, es por esto que se pensó en brindar al usuario un manual para realizar un trabajo acertado respecto a lo que es Una Solución de Automatización.

El procedimiento básico consta de: subdividir el proceso, describir las diferentes áreas funcionales, describir los requerimientos de seguridad, describir los elementos de manejo y visualización necesarios y crear los esquemas de configuración para el sistema de automatización.

1) Subdividir el proceso. Este trabajo que inicialmente se realiza, tiene como fin el dividir estratégicamente el sistema, basándose en tareas y áreas que se llevan a cabo, luego de separar la máquina por tareas, hay que identificar de manera clara cómo es que se relacionan cada una de estas partes entre sí.

Dentro de cada área existen diferentes dispositivos como sensores y actuadores, los cuales deben ser identificados según el papel que tienen en el área.

2) Describir las diferentes áreas funcionales. En esta parte del diseño de la solución de automatización, se debe tomar cada área, previamente subdividida, para describir la naturaleza y funcionalidad de cada uno de los elementos en dicha área. Los puntos a describir pueden ser, por ejemplo: las entradas y salidas eléctricas, mecánicas, lógica, dependencia entre tareas, enclavamientos, etc.

3) Describir los requerimientos de seguridad. Esta parte posee una gran importancia durante todo el proceso de implementación de una solución de automatización, la seguridad de todas las personas dentro de la fábrica es lo más importante y vale la pena preocuparse por evaluar las suficientes medidas de seguridad.

Conforme a las diferentes medidas de seguridad que la empresa maneja y si es posible, agregando algunas otras que no se hayan tomado en cuenta, se debe diseñar la solución de automatización, garantizando la seguridad en el proceso. Una buena práctica es describir por qué es que el agregar ciertos dispositivos extra de seguridad es beneficioso.

Los pasos para brindar un grado extra de seguridad al sistema son:

- Definir los enclavamientos tanto lógicos como mecánicos/eléctricos que son necesarios para asegurar la seguridad mientras los operarios maniobran la máquina.
- Diseñar circuitos que para realizar un uso manual de la máquina.
- Definir cualquier otro requerimiento de seguridad relevante para el sistema.

4) Describir los elementos de manejo y visualización necesarios. Todo tipo de máquina necesita un área de manejo y visualización que permite que las personas sepan cómo ingresar la tarea que se desea realizar por medio de dicha máquina y saber cuál es el resultado del trabajo realizado de la máquina.

Básicamente, se debe contar con una interfaz que demuestre el estado general de la máquina, la selección de funciones de la máquina y el estado de trabajo por cada función de la máquina.

5) Crear los esquemas de configuración para el sistema de automatización. Luego de tener claro cómo es que la máquina debe de funcionar, se procede a seleccionar el equipo de control adecuado para la situación. Esto abarca la selección del *PLC*, los módulos de entrada y salida del *PLC*, los dispositivos de entrada/salida necesarios, dispositivos de seguridad, etc.

I. Diagramas eléctricos. Los diagramas eléctricos son la manera gráfica en la que se puede describir cual es la naturaleza de los circuitos a utilizar en alguna aplicación eléctrica. Estos dan la información suficiente para que una persona con conocimientos básicos de electricidad y lectura de planos eléctricos, pueda conectar todo de la misma manera que se tenía pensado. Existen varias guías internacionales y nacionales que indican qué símbolo utilizar para realizar representaciones de componentes electrónicos/eléctricos y la manera en la que se conectan.

1) Norma *IEC 60617*. Las siglas *IEC* significan International Electrotechnical Commission, se creó en 1906 con el fin de elaborar un estandar internacional para realizar diagramas eléctricos y así poder identificar aparatos, diseñar esquemas y montar cuadros o equipos eléctricos. Siguiendo una sola guía de diseño se elimina el riesgo de confusión y facilita la interpretación de diagramas.

m. Programación de sistemas de *PLCs*. Los programas son un conjunto de instrucciones para realizar operaciones.

En el caso del PLC, estas instrucciones se realizan cíclicamente.

1) Lista de instrucciones (*IL*). Es un lenguaje escrito que se parece al lenguaje ensamblador, se escriben instrucciones del lenguaje máquina por medio de nemónicos. La manera de ejecución de este programa es leer instrucción por instrucción.

2) Esquema básico de funciones. Este es un lenguaje gráfico en el cual se programa por medio de bloques, como si se tratara de armar un circuito. Tiene una interface de E/S bien definida e internamente cuenta con un código oculto. Son reutilizables en el mismo programa, otros programas o proyectos. La manera de ejecución de este tipo de programa es evaluar todas las entradas de cada bloque antes de su ejecución, ya que se calcularon todas las salidas de este se procede a los siguientes bloques hasta que todo se ha evaluado.

3) Esquema de contactos o ladder diagram (*LD*). El lenguaje Ladder o de escalera implementa un método gráfico que utiliza símbolos parecidos a los utilizados en diagramas eléctricos. Según la lógica deseada, los símbolos se arrastran al área de trabajo formando un esquema parecido al que anteriormente se utilizaba con circuitos de relevación. Este tipo de programación se implementa ingresando los símbolos en líneas que contienen todas las instrucciones de entrada y salida.

3. Especificaciones de desempeño. Luego de la entrevista que se tuvo con las personas de la fábrica de insecticidas, se identifica que el proyecto se puede dividir en los siguientes módulos para suplir los siguientes requerimientos generales.

CUADRO 149. LISTA DE REQUERIMIENTOS GENERALES DE LA MÁQUINA EMPACADORA DE BOTELLAS.

Código	Concepto	Descripción general
E1.0	Ordenamiento de botellas	Debe tomar las botellas de la banda transportadora, y ordenarlas en una matriz en función de la presentación que se esté empacando.
E2.0	Sistema de manipulación	Debe tomar la matriz ordenada de botellas, y debe transportarlas y colocarlas dentro de las cajas de cartón.
E3.0	Manipulación de cajas	Debe tomar la caja plegada, abrirla y cerrar las paletas inferiores, para de esta manera entregar la caja, con las paletas superiores abiertas, lista para recibir la matriz de botellas.
E4.0	Sistema de potencia	Debe suministrar, la potencia requerida para alimentar todos los componentes de la máquina que lo requieran.
E5.0	Sistema de control	Debe leer las señales de entrada del sistema para ordenar la ejecución de operaciones de empaque de producto, interacción con el operario y seguridad industrial, según la necesidad del usuario.
E6.0	Sistema de energía	Debe transformar aire comprimido en la energía necesaria para mover y hacer funcionar los mecanismos que lo requieran.

Enfocándose en el área de control del proyecto, que es el quinto requerimiento general del megaproyecto, se realizó el siguiente desglose de requerimientos, en base a las necesidades del mismo y se generó la siguiente tabla de requerimientos generales en el módulo del sistema de control de la máquina.

CUADRO 150. LISTA DE REQUERIMIENTOS GENERALES DEL SISTEMA DE CONTROL.

Código	Concepto	Descripción general	Prioridad	Verificación
	antecesor			
E5.1	Sistema de control	Debe controlar la alimentación eléctrica de toda la máquina	Media	Realizar mediciones de tensión eléctrica en la máquina.
E5.2	Sistema de control	Debe contar con un sistema de "Paro de Emergencia"	Alta	Parar funcionamiento de máquina por medio del paro de emergencia.
E5.3	Sistema de control	Debe contar con una interfaz de comunicación con el usuario	Alta	Realizar encuestas al usuario.
E5.4	Sistema de control	Debe tener un mismo flujo de programación para los 4 empaques	Alta	Pruebas de funcionamiento para las 4 presentaciones de botellas.
E5.5	Sistema de control	Debe detectar la presencia de material para realizar operaciones de empaque	Alta	Realizar chequeo visual durante el funcionamiento de la máquina.

CONTINUACIÓN CUADRO 150.

Código	Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E5.6	Sistema de control	Debe poseer un sistema de calibración de posiciones de los mecanismos.	Alta	Realizar prueba de calibración del sistema.
E5.7	Sistema de control	Debe controlar el accionamiento de todos los actuadores de la máquina	Alta	Realizar prueba de funcionamiento en el control de la máquina.
E5.8	Sistema de control	Se debe contar con un tablero industrial para alojar todos los dispositivos electrónicos	Alta	Realizar chequeo visual del sistema.

Al identificar los requerimientos generales del sistema de control, se realiza un desglose de condiciones por requerimiento, las cuales son esenciales para dar como cumplido cada objetivo de diseño.

CUADRO 151. LISTA DE REQUERIMIENTOS DERIVADOS DEL REQUERIMIENTO E5.1.

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E5.1.1	Alimentación eléctrica	Debe proveer alimentación de 24 voltios DC.	Alta	Realizar mediciones de tensión eléctrica en la máquina.
E5.1.2	Alimentación eléctrica	Debe proveer alimentación trifásica.	Alta	Realizar mediciones de tensión eléctrica en la máquina.
E5.1.3	Alimentación eléctrica	Dividir la conexión de la máquina en sub-circuitos	Media	Realizar mediciones de tensión eléctrica en la máquina.
E5.1.4	Alimentación eléctrica	Cada sub-circuito debe contar con su protección contra fallas eléctricas	Alta	Revisar diagramas eléctricos de cada ramal y pruebas de falla en cada uno.
E5.1.5	Alimentación eléctrica	Los ramales deben utilizar un calibre adecuado de cable TSJ	Alta	Realizar chequeo visual de los calibres utilizados para conectar sensores, actuadores, etc. al sistema de control.

CUADRO 152. LISTA DE REQUERIMIENTOS DERIVADOS DEL REQUERIMIENTO E5.3.

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E5.3.1	Interfaz de comunicación	La interfaz debe ser amigable al usuario.	Media	Entrevista realizada al operario para ver su nivel de satisfacción al maniobrar la máquina.
E5.3.2	Interfaz de comunicación	Se deben brindar opciones de empaque para las 4 presentaciones de botellas.	Alta	Realizar chequeo visual al ejecutar pruebas de ordenamiento de empaque para las 4 presentaciones de botellas.
E5.3.3	Interfaz de comunicación	Se debe mostrar en pantalla los resultados de desempeño en el empaque de botellas.	Media	Realizar chequeo visual al ejecutar prueba de ordenamiento de empaque de botellas.
E5.3.4	Interfaz de comunicación	Se debe mostrar en pantalla las horas trabajadas de la máquina desde la última vez que se le realizó un mantenimiento.	Media	Realizar chequeo visual al ejecutar prueba de ordenamiento de empaque de botellas.
E5.3.5	Interfaz de comunicación	Se debe indicar en pantalla si hace falta material para realizar la operación seleccionada por el usuario.	Media	Realizar chequeo visual al ejecutar prueba de ordenamiento de empaque de botellas.
E5.3.6	Interfaz de comunicación	Se debe indicar en pantalla cuando la máquina está trabajando.	Media	Realizar chequeo visual al ejecutar prueba de ordenamiento de empaque de botellas.

CUADRO 153. LISTA DE REQUERIMIENTOS DERIVADOS DEL REQUERIMIENTO E5.4.

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E5.4.1	Programación	Se debe realizar un flujo de programación para la recepción de botellas.	Alta	Simulación del programa realizado por medio de un software de programación de PLCs.
E5.4.2	Programación	Se debe realizar un flujo de programación para el ordenamiento de botellas.	Alta	Simulación del programa realizado por medio de un software de programación de PLCs.

CONTINUACIÓN CUADRO 153.

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E5.4.3	Programación	Se debe realizar un flujo de programación para el guardado de botellas en cajas.	Alta	Simulación del programa realizado por medio de un software de programación de <i>PLCs</i> .
E5.4.4	Programación	Se debe realizar un flujo de programación para el ordenamiento y armado de cajas.	Alta	Simulación del programa realizado por medio de un software de programación de <i>PLCs</i> .
E5.4.5	Programación	Cada módulo de programación por tarea realizada en la máquina debe acoplarse al módulo anterior o siguiente, si es que existe.	Alta	Simulación del programa realizado por medio de un software de programación de <i>PLCs</i> .
E5.4.6	Programación	El acople de los módulos de la máquina programados debe hacer más eficiente el proceso de empaque de botellas de insecticida en cajas.	Alta	Simulación del programa realizado por medio de un software de programación de <i>PLCs</i> .

CUADRO 154. LISTA DE REQUERIMIENTOS DERIVADOS DEL REQUERIMIENTOS E5.8.

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E5.8.1	Tablero electrónico de control	Todos los elementos de protección eléctrica deben estar dentro del Tablero Electrónico de Control.	Alta	Revisión visual del contenido interno del Tablero de Control
E5.8.2	Tablero electrónico de control	El PLC y todos sus módulos adicionales de entradas y salidas deben estar dentro del Tablero Electrónico de Control.	Alta	Revisión visual del contenido interno del Tablero de Control
E5.8.3	Tablero electrónico de control	Todas las conexiones de dispositivos eléctricos o electrónicos al PLC o sus módulos de entradas y salidas se deben realizar por medio de borneras dentro del Tablero Electrónico de Control.	Alta	Revisión visual y de continuidad por medio de un multímetro.

CONTINUACIÓN CUADRO 154.

Código	ID Concepto antecesor	Descripción general	Prioridad	Verificación
E5.8.4	Tablero electrónico de control	Debe haber canaletas dividiendo secciones del Tablero Electrónico de Control.	Media	Revisión visual del orden interno del Tablero de Control
E5.8.5	Tablero electrónico de control	Debe trabajarse con código de colores en todo el cableado.	Media	Revisión del cableado por medio de diagramas eléctricos.
E5.8.6	Tablero electrónico de control	Todos los dispositivos, rieles DIN, etc. deben estar debidamente aterrizados a tierra.	Alta	Mediciones de continuidad con un multímetro, utilizando la línea de tierra como referencia.

4. Selección previa de la tecnología a utilizar. Tomando en cuenta los requerimientos que la empresa de productos agroquímicos dio a conocer el día que se llevó a cabo una reunión para platicar sobre la necesidad que había en la línea de producción y adicionalmente, la teoría de selección de la correcta instrumentación para cada caso de automatización con la que se cuenta, se realizó una previa selección de tecnologías a utilizar, esto con el fin de filtrar las posibilidades de componentes a utilizar por medio de criterios como gama, escalabilidad, facilidad de uso, voltaje de operación, etc. Con esto se puede realizar un mejor proceso de diseño de solución de automatización ya que solo se utilizarán los componentes más adecuados para este caso. Se obtuvieron varias opciones para la selección del sistema de control y del interfaz humano/máquina. En el caso de la selección de sensores para la retroalimentación del sistema de automatización, la búsqueda de los componentes adecuados se basó en el criterio de selección que recomienda Josep Ballsels. A continuación, se presentan las opciones que se tomaron en cuenta.

a. Opciones de PLC

FIGURA 217. PLC LOGO V!8 (GAMA BAJA).



CUADRO 155. CARACTERÍSTICAS DEL *PLC LOGO V!8* DE GAMA BAJA.

Característica	
Pantalla	Si
Alimentación	115/230 V AC
Entradas digitales	8
Salidas digitales	4; relevadores
Medida	71.5 x 90 x 60 mm
Comunicación ethernet	si
Adaptación de módulos de entradas y salidas	si

FIGURA 218. *PLC S7-300* (GAMA MEDIA).CUADRO 156. CARACTERÍSTICAS DEL *PLC* DE LA FAMILIA *S7-300* DE GAMA MEDIA.

Características	
Alimentación	24 V DC
Medida	40 x 125 x 130 mm
Comunicación <i>PROFIBUS</i>	si
<i>MPI</i>	si
Adaptación de módulos de entradas y salidas	si
Protección electromagnética	Al menos 2A

b. Paneles *HMI*FIGURA 219. PANEL *HMI* 6AV664 70AJ11 3AX0.CUADRO 157. CARACTERÍSTICAS DEL PANEL *HMI* 6AV664 70AJ11 3AX0.

Descripción	
Voltaje de operación	24 V DC
Resolución	Vertical: 480 pixeles Horizontal: 272 pixeles
Memoria <i>Flash</i>	Si
Memoria <i>RAM</i>	Si
Interfaz industrial de internet	1
Dimensiones	162 x 198 x 33 mm

FIGURA 220. PANEL *SIMATIC TP177B* 6" *PN/DP* 6AV6642 0BA01 1AX1

CUADRO 158. CARACTERÍSTICAS DEL PANEL SIMATIC *TP177B 6" PN/DP 6AV6642 0BA01 1AX1*.

Descripción	
Voltaje de operación	24 V DC
Resolución	Vertical: 240 pixeles Horizontal: 320 pixeles
Memoria <i>Flash</i>	Si
Memoria <i>RAM</i>	Si
Interfaz industrial de internet	1
Dimensiones	212 x 156 x 44 mm
Comunicación <i>PROFIBUS</i>	si
Consumo de corriente	.24 A

B. Fase de análisis

1. **Análisis del diseño.** Luego de realizar un estudio de las opciones en tecnología con las que se cuenta, se debe realizar una selección de los componentes más adecuados para el diseño de la solución de automatización.

En la fase previa de Especificaciones de desempeño, se hizo un listado de los requerimientos más destacados que la empresa agroquímica hace notar en la parte del sistema de control de la máquina empacadora de botellas que se solicitó.

Se investigó sobre la implementación de circuitos de relevación y controladores lógicos programables para realizar la solución de automatización y según los requerimientos con los que se cuenta, el sistema de control debe contar con una tecnología programable por medio de software, con suficientes medidas de seguridad, la manera de interacción con esta debe ser clara pero sencilla de utilizar y que pueda ser de poco espacio para que pueda ser alojada en un solo panel eléctrico. Estas son características que evidentemente un sistema implementado con relevación no puede brindar, aunque se saque el mayor provecho de este tipo de sistema, no se podrá obtener la modularidad, la facilidad de comunicación ni procesamiento de información, entre otras cosas, que un *PLC* puede brindar. Por esto, la selección de componentes se va a centrar en la condición inicial de utilizar un controlador lógico programable.

En cuanto a la interfaz humana/máquina, se tomaron en cuenta las opciones de utilizar un panel en el que se pueden instalar botones y luces piloto, con etiquetas, para la señalización de las diferentes funciones de la pantalla y los resultados de esta. La otra opción contemplada fue la de un panel *HMI*, el cual es una pantalla táctil que se programa para desplegar las funciones del programa y los resultados que esta devuelve. Se notó

que la manera más simple de controlar la máquina y ver los resultados de esta, para el usuario, es por medio de un panel *HMI* ya que con este se puede presentar una interfaz más intuitiva y gráficamente se puede explicar más. Además, se tiene la ventaja de que la comunicación con el *PLC* puede llegar a ser más fácil porque en lugar de tener muchos cables que se conectan a las entradas y salidas digitales del *PLC*, se tendrá un solo cable que es el bus de comunicación *profibus*. Esto no significa que no haya existencia de ninguna luz piloto o botón, ya que no hay que dejar a un lado la posibilidad de que la pantalla no funcione como se requiere y haya que recurrir a otra manera de maniobrar la máquina mientras este error es depurado.

2. Selección del diseño. Tomando en cuenta el análisis de la necesidad de tecnología que se realizó en la sección anterior, se procedió a realizar tablas de decisión para conocer cuál es la mejor alternativa de tecnología a utilizar en el diseño de la solución de automatización.

CUADRO 159. SELECCIÓN ENTRE UN *PLC* DE GAMA BAJA Y UNO DE GAMA MEDIA.

Criterio	Puntuación	<i>PLC</i> de familia S7-300	Logo V!8
Capacidad en memoria central	Mucha=10 Poca =0	9	5
Alta confiabilidad	Alta=10 Baja=0	9	6
Requerimientos de espacio	Poco=10 Mucho=0	10	10
Capacidad en memoria del sistema	Mucha=10 Poca =0	8	5
Funciones incorporadas	Muchas=10 Pocas=0	8	6
Modularidad	Modular=10 No modular=0	10	5
Necesidad de crecimiento futuro	Accesible=10 No accesible =0	10	4
Costos monetarios	Bajos=10 Altos=0	5	9
Personal capacitado	Mucho=10 Poco=0	6	7
Intercomunicación entre varias máquinas	Buena=10 Mala=0	10	5
Protocolos de comunicación incorporados	Muchos=10 Ninguno=0	9	4
	TOTAL	94	66

Se puede notar que el *PLC* de la familia S7-300 es la mejor opción para este proyecto por temas como la posible expansión en el futuro, la potencia de procesamiento de señales, la capacidad de comunicarse de una manera más fácil con otros dispositivos, etc. Aunque el costo monetario de este dispositivo es mayor al de la otra opción, se concluye que vale la pena invertir y que, con los años, esta diferencia monetaria se pagará por si sola.

CUADRO 160. SELECCIÓN ENTRE PANEL *HMI 6AV6642 OBA01 1AX1* Y *HMI 6AV664 70AJ11 3AX0*.

Criterio	Puntuación	6AV6642	HMI 6AV664
		OBA01 1AX1	70AJ11 3AX0
Aprovechamiento de la tecnología en un futuro	Buen aprovechamiento=10 Mal aprovechamiento=0	8	4
Fácil programación	Fácil de programar=10 Difícil de programar=0	8	5
Costos monetarios	Bajo costo=10 Alto costo=0	6	7
Personal capacitado	Mucho personal capacitado=10 Poco personal capacitado=0	8	5
Protocolos de comunicación incorporados	Muchos protocolos de comunicación=10 Pocos protocolos de comunicación=0	10	7
TOTAL		40	28

Se notó que la mejor opción, que refleja la toma de decisión de cuál panel *HMI* utilizar, es el panel *6AV6642 OBA01 1AX1* porque esta tiene mayor facilidad de comunicación, si tomamos en cuenta que la comunicación en general entre dispositivos de este proyecto se realiza por medio de *profibus*. También se observó que es una mejor opción porque es un panel que solo cuenta con la pantalla táctil, en cambio el otro panel cuenta con la pantalla táctil y adicionalmente con botones y esto no es necesario para esta aplicación. Por esto se prefiere realizar un gasto mayor para obtener una tecnología más ponente sin desperdiciar recursos tecnológicos innecesarios.

CUADRO 161. VENTAJAS DE SELECCIONAR UN SENSOR INDUCTIVO PARA EL SISTEMA DE CONTROL.

Sensor	Características
Sensor inductivo	Detección de objetos metálicos Calibración de piezas en la máquina que tienen cierto desplazamiento Fácil instalación Alimentación de 24V DC

CONTINUACIÓN CUADRO 161.

Sensor	Características
Sensor inductivo	Distancia promedio de operación conveniente
	Utilización de señales digitales (todo o nada)
	Detección de posición de vástagos de cilindros neumáticos

CUADRO 162. VENTAJAS DE SELECCIONAR UN SENSOR CAPACITIVO PARA EL SISTEMA DE CONTROL.

Sensor	Características
Sensor capacitivo	Conteo de producto en el sistema
	Facilidad de instalación de diferentes presentaciones de botellas a empaçar
	Detección de objetos no metálicos
	Alimentación de 24V DC
	Distancia promedio de operación conveniente
	Utilización de señales digitales (todo o nada)

CUADRO 163. VENTAJAS DE SELECCIONAR UN SENSOR ÓPTICO PARA EL SISTEMA DE CONTROL.

Sensor	Características
Sensor óptico	Conteo de producto en el sistema
	Facilidad de instalación de diferentes presentaciones de botellas a empaçar
	Detección de objetos de cualquier tipo
	Alimentación de 24V DC
	Distancia promedio de operación conveniente
	Utilización de señales digitales (todo o nada)

Como se mencionó anteriormente, la selección de la naturaleza de los sensores de proximidad se realiza siguiendo la lógica de selección que propone Josep Ballsels en el libro "Autómatas Programables", esto se refleja en las tablas previamente presentadas, mencionando los posibles usos que se le puede dar a cada sensor al instalarlo en la máquina.

CUADRO 164. SELECCIÓN ENTRE COMUNICACIÓN DE TIPO DE PROFIBUS Y DE CABLEADO PARALELO.

Criterio	Puntuación	PROFIBUS	Cableado paralelo
Fácil reorganización física del control lógico	Fácil=10	10	3
	Difícil=0		
Alta confiabilidad	Alta confiabilidad=10	9	6
	Baja confiabilidad=0		
Requerimientos de espacio	Poco espacio=10	10	5
	Mucho espacio=0		

CONTINUACIÓN CUADRO 164.

Criterio	Puntuación	<i>PROFIBUS</i>	Cableado paralelo
Facilidad en detección de fallas en el bus	Fácil detección=10 Difícil detección=0	10	4
Colección de datos	Accesible=10 Inaccesible=0	10	5
Cambios en la lógica de control	Fácil=10 Difícil=	10	2
Cambios rápidos	Fácil=10 Difícil=0	10	5
Necesidad de crecimiento futuro	Accesible=10 Inaccesible=0	10	4
Costos monetarios	Bajos=10 Altos=0	7	6
Personal capacitado	Mucho=10 Poco=0	8	7
Intercomunicación entre varias máquinas	Buena=10 Mala=0	10	5
Facilidad para cablear los circuitos	Fácil=10 Difícil=0	10	3
	TOTAL	114	55

Se observó que utilizar el bus de campo *profibus* es la mejor opción entre las contempladas porque es fácil de cablear, tiene un margen de expansión bastante amplio y aunque posiblemente hay que capacitar al personal para aprender a utilizar esta tecnología, es una inversión que vale la pena.

CUADRO 165. UTILIZAR VARIADOR DE FRECUENCIA O MÓDULOS ANALÓGICOS PARA CONTROLAR ACTUADORES.

Criterio	Puntuación	Variador de frecuencia	Cableado paralelo desde módulo de salida analógicos
Confiabilidad	Alta=10 Baja=0	9	6
Requerimientos de espacio	Poco espacio=10 Mucho espacio=0	8	8

CONTINUACIÓN CUADRO 165.

Criterio	Puntuación	Variador de frecuencia	Cableado paralelo desde módulo de salida analógicos
Facilidad en detección de fallas del sistema	Fácil=10 Difícil=0	10	4
Retroalimentación del funcionamiento del actuador	Buena=10 Mala=0	10	5
Cambios rápidos en la lógica de control	Rápido=10 Lento=0	9	7
Costos monetarios	Bajos=10 Altos=0	7	6
Personal capacitado	Mucho=10 Poco=0	8	7
Facilidad para cablear los circuitos	Fácil=10 Difícil=0	10	3
	TOTAL	71	46

Del siguiente cuadro para toma de decisión se puede concluir que la mejor opción para el control de actuadores es el uso de un variador de frecuencia debido a que este puede obtener retroalimentación del actuador y el control de variables como la velocidad, el giro, entre otras, es más fácil y preciso. Además de esto, la manera de cablear este dispositivo es más fácil ya que solo se debe alimentar con el valor de voltaje con el que trabaja el actuador y se le debe conectar el bus de *profibus* que es un solo cable de color morado.

C. Fase de diseño

1. Subdividir el proceso. Tomando el diseño mecánico final de la máquina empacadora de botellas, se identificaron diferentes áreas que cumplen con tareas específicas por lo que se separaron para poder realizar un mejor análisis.

FIGURA 221. ENTRADA DE BOTELLAS AL SISTEMA.

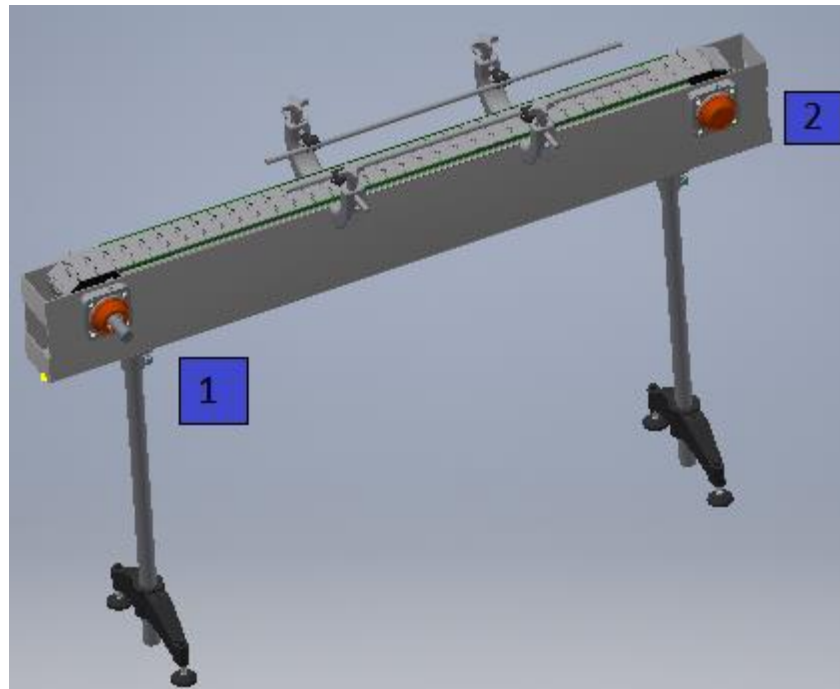


FIGURA 222. ORDENAMIENTO DE BOTELLAS EN MATRICES.

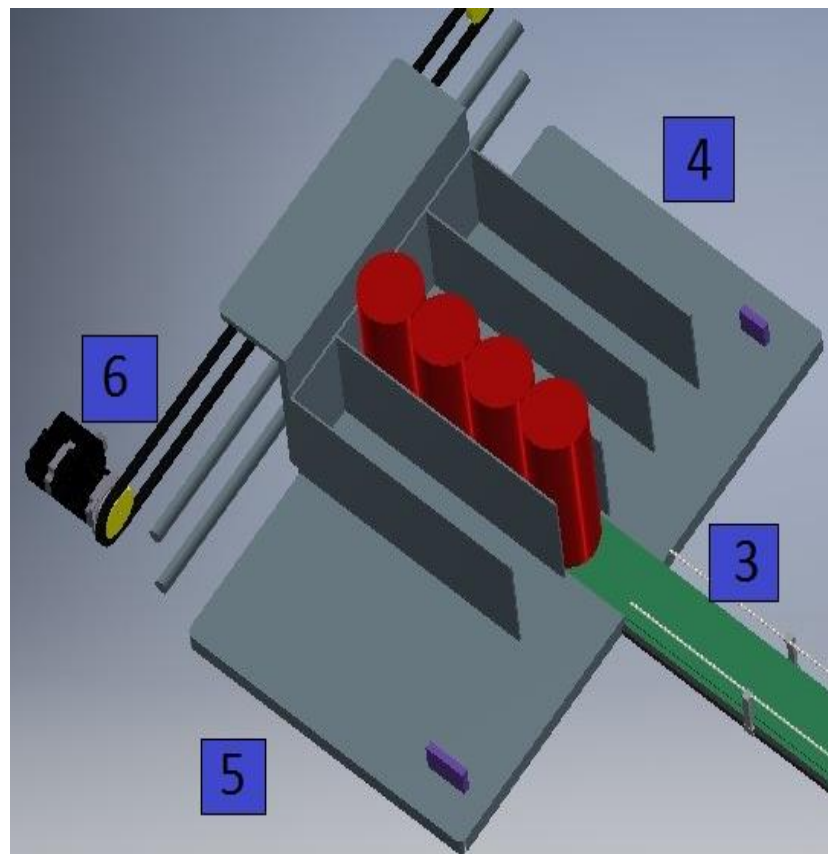


FIGURA 223. CABEZAL DE TRANSPORTE DE MATRICES DE BOTELLAS.

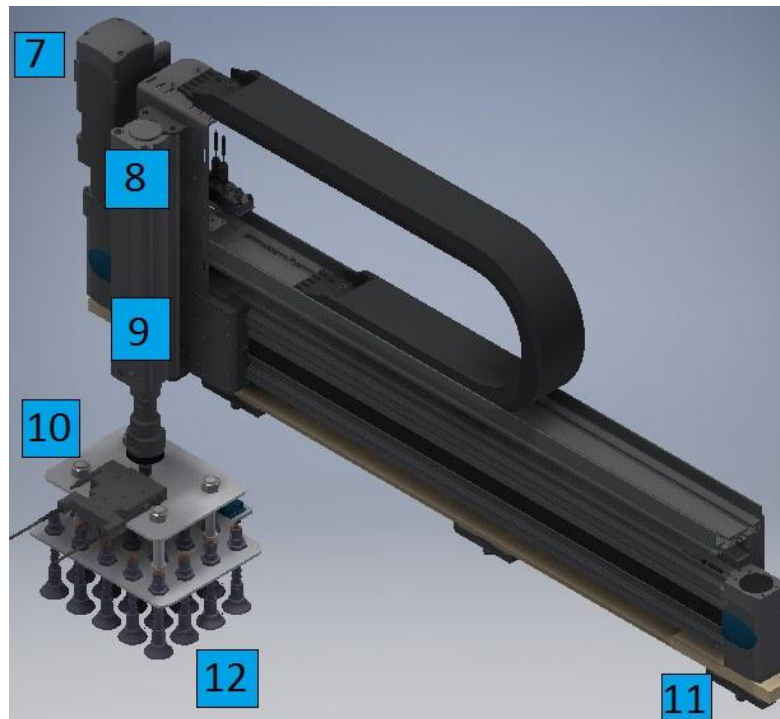


FIGURA 224. SISTEMA DE ARMADO Y POSICIONAMIENTO DE CAJAS.

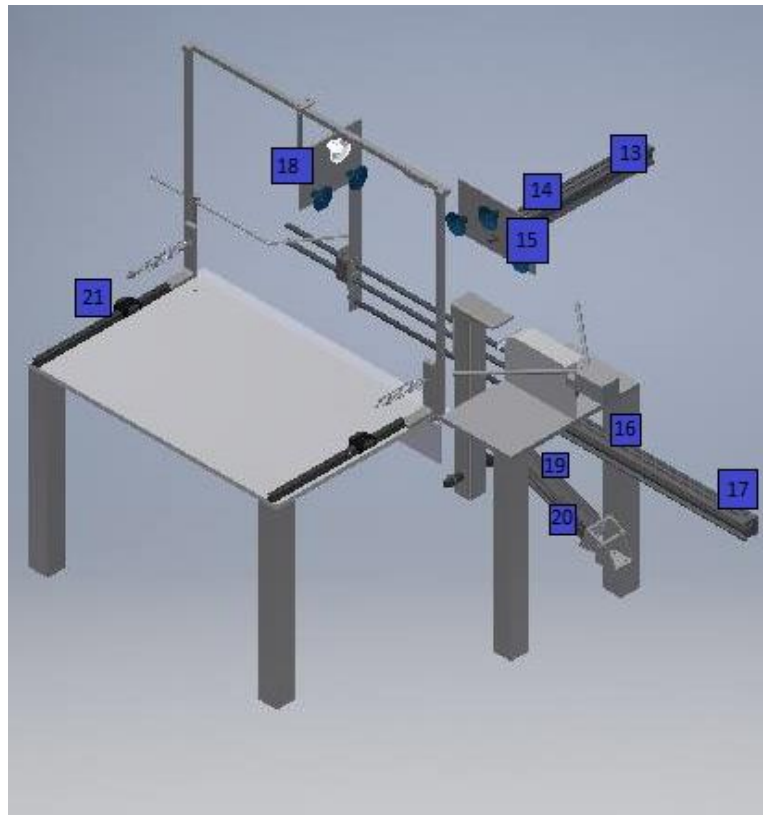
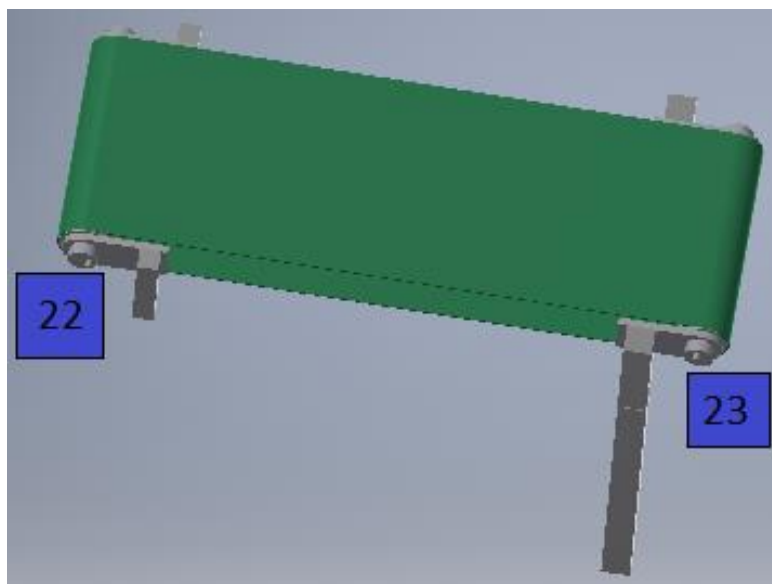


FIGURA 225. SALIDA DE CAJAS CON MATERIAL DEL SISTEMA.



Habiendo separado por áreas la máquina, se identificó a cada sensor y actuador en cada área como se puede ver en el siguiente cuadro.

CUADRO 166. ÁREAS DE LA MÁQUINA Y LISTADO DE COMPONENTES ELÉCTRICOS/ELECTRÓNICOS POR ÁREA.

Entrada de material al sistema	1	Sensor óptico para control de entrada de botellas
	2	Motor trifásico AC
Ordenamiento de botellas en matrices	3	Sensor óptico para conteo de botellas en matriz
	4	Sensor inductivo para calibración
	5	Sensor inductivo para calibración
	6	Servomotor AC
Cabezal de transporte de matrices de botellas	7	Servomotor AC
	8	Sensor inductivo de posición de vástago de cilindro
	9	Sensor inductivo de posición de vástago de cilindro
	10	Sensor inductivo para calibración
	11	Sensor inductivo para calibración
	12	Vacuostato
Sistema de armado y posicionamiento de cajas	13	Sensor inductivo de posición de vástago de cilindro
	14	Sensor inductivo de posición de vástago de cilindro
	15	Vacuostato
	16	Sensor inductivo de posición de vástago de cilindro
	17	Sensor inductivo de posición de vástago de cilindro

CONTINUACIÓN CUADRO 166.

Sistema de armado y posicionamiento de cajas	18	Vacuostato
	19	Sensor inductivo de posición de vástago de cilindro
	20	Sensor inductivo de posición de vástago de cilindro
	21	Final de carrera para revisar si hay cajas para armar
Salida de cajas con material del sistema	22	Sensor capacitivo para control de salida de cajas
	23	Motor trifásico AC

Después de la identificación de cada sensor y actuador en las diferentes áreas de la máquina, se estableció cuál es la función que cumplen en la máquina, esto se puede observar en los cuadros que se muestran a continuación.

CUADRO 167. UTILIDAD DE SENSORES EN LA ENTRADA DE MATERIAL AL SISTEMA.

Sensores	Motivo de elección del sensor
Óptico	Monitorear cantidad de botellas que pasan y saber si hay botellas para guardar en cajas Con otros habría problema en el ajuste en el cambio de botellas Detecta objetos no metálicos

CUADRO 168. UTILIDAD DE SENSORES EN EL ORDENAMIENTO DE BOTELLAS EN MATRICES.

Sensores	Motivo de elección del sensor
Óptico	Monitorear cantidad de botellas que se ponen en cada fila de la matriz Precisión para detectar objetos de cualquier material Fácil instalación
Inductivo	Detección de metal Calibración de la pieza utilizada para armar la matriz de botellas

CUADRO 169. UTILIDAD DE SENSORES EN EL CABEZAL DE TRANSPORTE DE MATRICES DE BOTELLAS.

Sensores	Motivo de elección del Sensor
Inductivo para cilindro	Detección de metal Fácil acople al cilindro
Sensor inductivo	Detección de metal Calibración de la pieza utilizada para armar la matriz de botellas
Vacuostato	Medir si se creó el vacío al succionar botellas

CUADRO 170. UTILIDAD DE SENSORES EN EL SISTEMA DE ARMADO Y POSICIONAMIENTO DE CAJAS.

Sensores	Motivo de elección del sensor
Inductivo para cilindro	Detección de metal Fácil acople al cilindro
Final de carrera	Control de la existencia de cajas Detecta objetos de cualquier tipo Fácil de acoplar al mecanismo
Vacuostato	Medir si se creó el vacío al succionar botellas

CUADRO 171. UTILIDAD DE SENSORES EN LA SALIDA DE CAJAS CON MATERIAL DEL SISTEMA.

Sensores	Motivo de elección del sensor
Capacitivo	Monitorear cantidad de cajas que pasan y saber si hay cajas en posición para guardar botellas. Con otros habría problema en el ajuste en el cambio de botellas Detecta objetos no metálicos

CUADRO 172. UTILIDAD DE ACTUADORES EN LA ENTRADA DE MATERIAL AL SISTEMA.

	Cantidad	Motivo
Motores trifásicos AC	1	Movimiento de la banda transportadora

CUADRO 173. UTILIDAD DE ACTUADORES EN EL ORDENAMIENTO DE BOTELLAS EN MATRICES.

	Cantidad	Motivo
Servomotores	1	Posicionamiento de la formadora de matrices para recibir botellas en todas sus filas

CUADRO 174. UTILIDAD DE ACTUADORES EN EL CABEZAL DE TRANSPORTE DE MATRICES DE BOTELLAS.

	Cantidad	Motivo
Servomotores	1	Movimiento horizontal del cabezal
cilindros neumáticos	1	Movimiento vertical del cabezal

CUADRO 175. UTILIDAD DE ACTUADORES EN EL SISTEMA DE ARMADO Y POSICIONAMIENTO DE CAJAS.

	Cantidad	Motivo
Cilindros neumáticos	3	Armado de cajas

CUADRO 176. UTILIDAD DE ACTUADORES EN LA SALIDA DE CAJAS CON MATERIAL DEL SISTEMA.

	Cantidad	Motivo
Motores trifásicos AC	1	Movimiento de la banda transportadora

2. Describir los requerimientos de seguridad

a. Definición de los enclavamientos mecánicos/eléctricos de seguridad. Detectando que el operario de la máquina va a transitar en 3 de los lados de la máquina, se deben de tomar en cuenta una serie de dispositivos que serán dedicados a mantener la seguridad tanto del operario como de la máquina.

CUADRO 177. PULSADORES Y SENSORES QUE SE DEBEN INSTALAR EN LA MÁQUINA POR SEGURIDAD.

Botón o sensor	Motivo
Botón de paro de emergencia físico en la entrada de botellas	Si surge algún tipo de imprevisto que el operario detecte estando en esa área de la máquina, tiene una manera más accesible y rápida de parar la producción.
Botón de paro de emergencia físico en la puerta del tablero de control	Si surge algún tipo de imprevisto que el operario detecte estando en esa área de la máquina, tiene una manera más accesible y rápida de parar la producción.
Botones físicos de encendido y apagado de la máquina	Si por algún motivo el panel táctil de la máquina no puede ser utilizado, la máquina se puede poner en marcha o parar por medio de estos botones mientras que se arregla el inconveniente del panel táctil.
Sensores inductivos para calibración del cabezal transportador de matrices de botellas	Se instalan dos sensores inductivos en las posiciones límite que el cabezal transportador de matrices de botellas puede alcanzar para cuidar que los motores se mantengan calibrados y no provoquen algún tipo de falla mecánica
Sensores inductivos para calibración de la formadora de matrices de botellas	Se instalan dos sensores inductivos en las posiciones límite que la formadora de matrices de botellas puede alcanzar para cuidar que los motores se mantengan calibrados y no provoquen algún tipo de falla mecánica
Sensor para detectar que las puertas de la máquina están cerradas	Sensores capacitivos instalados en los marcos de las puertas de las máquinas, indican si las puertas están abiertas o cerradas para no operar la máquina si estas están abiertas

b. Diseñar circuitos que para realizar un uso manual de la máquina. Por medidas de seguridad, se debe realizar el control manual de todos los actuadores de la máquina por lo que al control de la máquina en el panel *HMI* se le debe de incorporar una pantalla dedicada al control manual de la máquina que tomen en cuenta las funciones que se describen en el siguiente cuadro.

CUADRO 178. LISTADO DE OPERACIONES QUE SE DEBEN DE CONTROLAR MANUALMENTE EN LA MÁQUINA.

Funciones manuales
Movimiento de la banda transportadora de entrada (mover hacia adelante/mover hacia atrás)
Movimiento de la banda transportadora de salida (mover hacia adelante/mover hacia atrás)
Movimiento del cabezal para arriba, para abajo, para la izquierda, para la derecha
Abrir y cerrar puertas
Movimiento de la formadora de matrices de botellas
Control de las 7 electroválvulas

3. Describir los elementos de manejo y visualización necesarios. A continuación, se muestran tablas que indican cuáles son las pantallas que se despliegan en la interfaz gráficas, así como las diferentes funciones o variables que manejan.

CUADRO 179. INFORMACIÓN DE PANTALLA PARA PARÁMETROS DE MÁQUINA.

Descripción	Variables implicadas
	Botones para seleccionar el modo en el que se desea utilizar la máquina (automático/manual)
	Indica la presentación de botellas más reciente con la que se está trabajando
	Indica si las puertas están abiertas o cerradas
	Horas trabajadas de la máquina
Es la pantalla principal y muestra los datos más generales de la máquina	Cantidad de cajas empacadas de presentación de 100 mL
	Cantidad de cajas empacadas de presentación de 250 mL
	Cantidad de cajas empacadas de presentación de 500 mL
	Cantidad de cajas empacadas de presentación de 1 L
	Resetear contador de horas trabajadas de máquina

CUADRO 180. INFORMACIÓN DE PANTALLA PARA PARÁMETROS DE TIPO.

Descripción	VARIABLES IMPLICADAS
En esta pantalla se pueden contemplar valores de variables que cambian según la presentación con la que se está trabajando	Velocidad de banda transportadora de entrada
	Velocidad de banda transportadora de salida
	Velocidad de Servomotor de cabezal
	Desplazamiento de formadora de matrices de botellas
	Indicar que está en modo automático
	Velocidad de servomotor de formadora de matrices de botellas
	Iniciar producción
Cancelar selección	

CUADRO 181. INFORMACIÓN DE PANTALLA PARA FUNCIONES MANUALES.

Descripción	VARIABLES IMPLICADAS
Cuando la máquina no está trabajando en modo automático, se puede hacer un manejo manual de cada actuador en la máquina.	Banda transportadora de entrada (mover hacia adelante/mover hacia atrás)
	Banda transportadora de salida (mover hacia adelante/mover hacia atrás)
	Mover cabezal para arriba, para abajo, para la izquierda, para la derecha
	Abrir y cerrar puertas
	Movimiento de la formadora de matrices de botellas
	Movimiento de todos los cilindros neumáticos
Regresar a pantalla para parámetros de máquina	

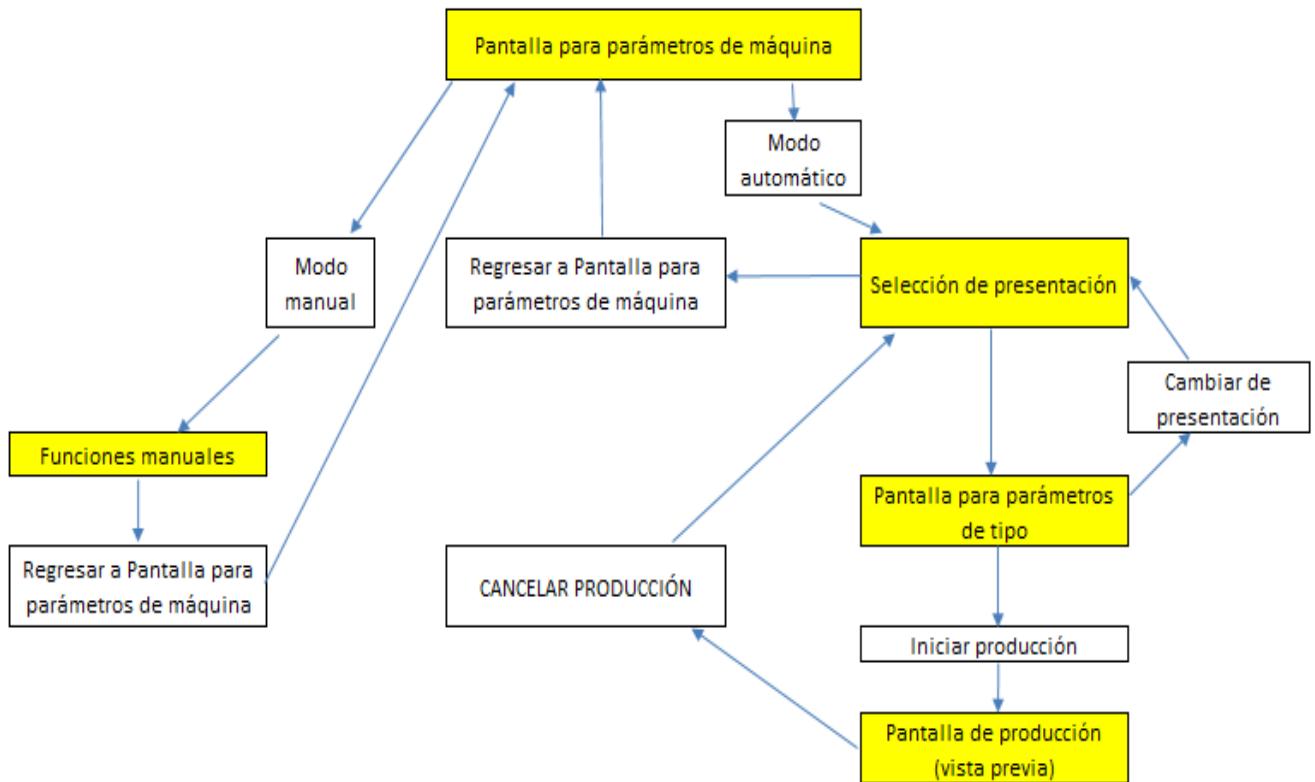
CUADRO 182. INFORMACIÓN DE PANTALLA DE CAMBIO DE TIPO DE PRESENTACIÓN DE BOTELLA.

Descripción	VARIABLES IMPLICADAS
Esta pantalla despliega el menú de presentación de botella que se puede trabajar	Seleccionar presentación de 100 mL
	Seleccionar presentación de 250 mL
	Seleccionar presentación de 500 mL
	Seleccionar presentación de 1 L
	Regresar a pantalla para parámetros de máquina
	Indicar que está en modo automático
	Indica si las puertas están abiertas o cerradas
	Regresar a pantalla para parámetros de máquina
	Iniciar producción
Pantalla para parámetros de tipo	

CUADRO 183. INFORMACIÓN DE PANTALLA DE PRODUCCIÓN.

Descripción	Variabes implicadas
	Velocidad actual de todos los motores
Esta pantalla despliega variables de la máquina durante la producción	Contador de botellas que ingresan a la máquina Contador de botellas que se ordenan para guardarse Eficiencia de empaque Indica si las puertas están abiertas o cerradas Cantidad de cajas llenadas del pedido realizado Pantalla para parámetros de tipo durante funcionamiento

FIGURA 226. DIAGRAMA DE FLUJO DE LA NAVEGACIÓN EN EL PANEL HMI DE LA MÁQUINA.



En la siguiente figura se muestra cuál es el flujo más adecuado de funcionamiento de las diferentes pantallas de opción en la interfaz gráfica, se debe de notar que los cuadros resaltados en color amarillo hacen referencia a las 5 opciones de pantallas que se tienen, los cuadros que no están resaltados son botones con funciones de movimiento en la interfaz gráfica.

Se puede notar que la máquina responde a dos modos de funcionamiento que son el manual y el automático, en el modo manual se realizan operaciones de movimiento de los actuadores por medio de

botones situados en el panel HMI, en el caso del modo automático, se puede asignar el tipo de presentación a empaçar y realizar cambios en la parametrización de cada presentación, etc.

Hay que tener en cuenta que, para realizar un cambio de modo, la máquina no debe de estar en funcionamiento por lo que, para realizar dicho cambio, se para el funcionamiento de la máquina y se regresa a la pantalla principal. También hay que notar que, al implementar este diagrama de flujo, ya se están tomando en cuenta todos los botones de retorno necesarios para poder trabajar todas las funciones de la interfaz gráfica.

4. Crear los esquemas de configuración para el sistema de automatización. Esta fase de diseño se realizó por medio del programa *Autocad* 2015, se dibujaron los planos del diseño del panel de control, tomando en cuenta que se contaba con un ancho de 300mm y 2500mm de alto.

Con base en la previa identificación de la necesidad de dispositivos de control en la máquina se dibujó un juego de planos que contemplan el diseño físico del tablero de control en su parte interna, así como la conexión eléctrica de todos los dispositivos.

Durante el diseño de los planos eléctricos se tuvo que indicar previamente cuáles son los dispositivos que se deben de interconectar. En el caso de las entradas y salidas digitales, se puede ver en la siguiente tabla los tipos de dispositivos con los que se trabaja en este proyecto y a qué módulo digital de conexión se deben de conectar.

CUADRO 184. DISPOSITIVOS QUE NECESITAN SER CONECTADOS A UNA ENTRADA O SALIDA DIGITAL DEL PLC.

Dispositivo	Entrada digital	Salida digital
Sensores capacitivos	1	0
Sensores inductivos	15	0
Sensores ópticos	2	0
Botones	2	0
Cerraduras eléctricas	3	0
Luces piloto	0	2
Luz interna	0	1
Final de carrera	1	0

Se identifica que en el proyecto se deben de conectar ciertos dispositivos para su control por medio de comunicación *profibus*, este listado de componentes contempla que el *PLC* trabaja como maestro y los demás dispositivos como esclavos.

CUADRO 185. DISPOSITIVOS QUE DEBEN DE SER CONECTADOS A COMUNICACIÓN *PROFIBUS*.

Dispositivo
<i>PLC</i>
Controladores de servomotores
Variador de frecuencia de motores trifásicos <i>AC</i>
Panel <i>HMI</i> táctil

D. Metodología

Realizar una investigación preliminar sobre el tema, abordando una serie de conceptos relevantes para el diseño de la solución de automatización.

Filtrar la información, previamente obtenida en la investigación, para seleccionar la tecnología que tiene relevancia para el diseño en el proyecto. Se deben de realizar tablas de decisión para la selección de la mejor opción.

Basándose de los pasos para diseñar una solución de automatización que propone Siemens, iniciar partiendo en áreas la máquina a la cual se le implementa una solución de automatización e identificar todos los sensores y actuadores que hay por área, describiendo el funcionamiento de cada uno. Seguidamente, generar una lista de variables a controlar por área.

Identificar todas las normas de seguridad que la empresa propietaria de la máquina sigue y con estos criterios diseñar un sistema de control que contemple las diferentes normas de seguridad.

Seleccionar la instrumentación necesaria para implementar el diseño realizado.

Diseñar la lógica que debe seguir el funcionamiento de la interfaz gráfica que se despliega en el panel táctil, se debe utilizar un diagrama de flujo para tener claro este funcionamiento.

Conociendo cuál es el funcionamiento esperado de la máquina y el diseño de la interfaz gráfica del sistema, trazar la lógica que el programa del *PLC* contendrá por medio de un diagrama de flujo para tener claro este funcionamiento.

Como resultado final de diseño, se debe realizar una lista de todos los sensores y demás componentes electrónicos, reflejando la información necesaria para su correcta identificación por lo que cada componente en la lista debe de contar con la marca, el código de fábrica, el voltaje de alimentación y cualquier otro dato relevante.

Es de gran importancia dejar plasmada la manera de cablear el proyecto por medio de planos eléctricos donde se indica con claridad el componente al que se hace referencia, de qué conexión proviene cada cable y hacia a donde se dirige. Así mismo realizar planos de la colocación de cada dispositivo en el tablero eléctrico.

Se debe de proceder a utilizar el programa *Simatic Step 7* para realizar la programación del *PLC* y *WinCC Flexible* para realizar la programación de la pantalla y al final enlazar ambos trabajos y establecer la comunicación *profibus* entre dispositivos.

E. Resultados

1. Listado de sensores. La siguiente tabla muestra la selección final de los sensores que se considera que hay que utilizar en el proyecto.

CUADRO 186. LISTADO DE SENSORES A UTILIZAR EN EL PROYECTO.

Código de fábrica	Sensor	Marca	Voltaje DC	Hilos	Variables de entrada	Variables de salida	Distancia de operación (mm)	Cant
NBN25-30GM50- US	Inductivo	Peperl+Fuchs	24	2	Distancia	24 V DC	25	4
CBN15-18GS75- E2	Capacitivo	Peperl+Fuchs	24	3	Distancia	24 V DC	15	4
Emisor: BB10-T- F1/33/35/115-7m Receptor: BB10- R- F1/25/33/35/102/ 115-7m	Óptico	Peperl+Fuch	24	3	Distancia	24 V DC	4000	2
91MCE1-P1	Final de carrera	Honeywell	24	2	Presencia	24 V DC	-	1
SME-8M-ZS- 24V-K-2,5-OE	Inductivo para cilindros	Festo	24	2	Presencia	24 V DC		9
	Vacuostato	Festo	24	3	Vacío	24 V DC	-	3

2. Listado de componentes del tablero. La siguiente tabla presenta la selección final de todos los componentes necesarios para armar el tablero electrónico de control.

CUADRO 187. LISTADO DE COMPONENTES UTILIZADOS PARA ARMAR EL TABLERO DE CONTROL.

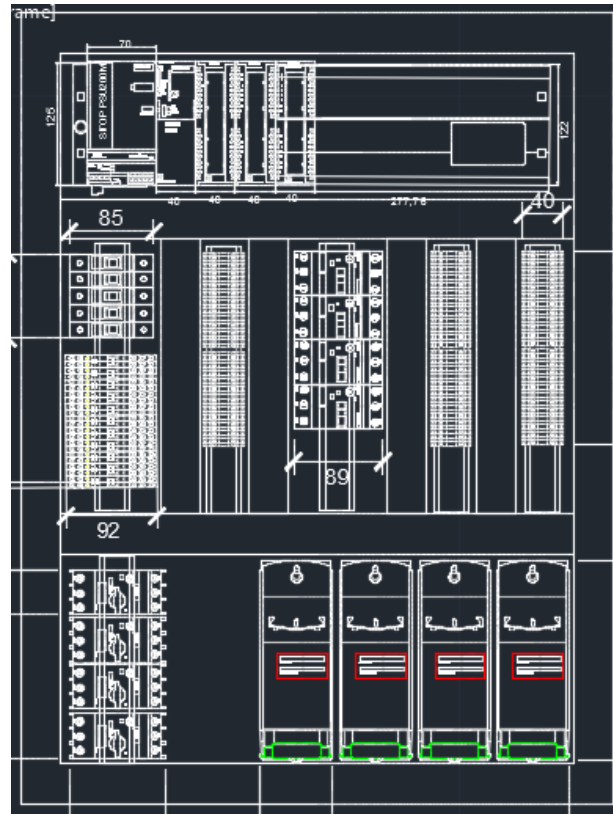
Código	Componente	Marca	Descripción	Cant.
KMEB-1-24-10-LED	Cable de electroválvula	Festo	10 mts	7
3SU1100-1HB20-1CG0	Paro de Emergencia	Sirius		2
	Gabinete metálico		Dimensiones 800x600x300 mm protección IP66	1
3SU1900-0AG10-0AA0	Porta rótulo	Sirius		25
3SU1102-6AA20-1AA0	Luz piloto roja	Sirius		9
3SU1102-6AA40-1AA0	Luz piloto verde	Sirius		6
3SU1100-0AB20-1CA0	Pulsador Rojo	Sirius		2
3SU1100-0AB40-1BA0	Pulsador Verde	Sirius		8
8WA1011-1DG11	Borne de caballete	Siemens	4 mm	98
8WA1011-1PG01	Borne de caballete de tierra	Siemens	4 mm	37
6ES7315-2AH14-0AB0	PLC	Siemens	PLC S7-300/256KB de memoria de trabajo/cuenta con "MPI/DP"	1
6ES7953-8LJ30-0AA01	Micro Memory Card	Siemens	512 KB de capacidad	1
6ES7307-1EA01-0AA0	Fuente de poder	Siemens	Entrada 120/230VAC; salida 24VDC 5A	1
6ES7392-1AM00-0AA0	Conector frontal de 40 polos	Siemens		2
6ES7322-1BL00-0AA0	Módulo de 32 salidas digitales	Siemens	Alimentación 24V DC	1
6ES7321-1BL00-0AA0	Módulo de 32 entradas digitales	Siemens	Alimentación 24V DC	1
6ES7331-7KF02-0AB0	Módulo de 8 entradas analógicas	Siemens	Alimentación 24V DC	1
6ES7332-5HD01-0AB0	Módulo de 4 salidas analógicas	Siemens	Alimentación 24V DC	1
6ES7392-1AJ00-0AA0	Conector frontal de 20 polos	Siemens		2
6ES7972-0CB20-0XA0	Adaptador universal de PC a PLC	Siemens		1
6ES7390-1AE80-0AA0	Riel DIN de 480 mm	-	Riel para montaje de PLC. Longitud 480mm	1
2900299	Módulo de Relays	Phoenix	Base para relays	27
-	Metro de Riel Din 35mm Hierro	-		4
-	Canaleta Plastica Ranurada	-	40x60 2 Metros de Largo	1

CONTINUACIÓN CUADRO 187.

Código	Componente	Marca	Descripción	Cant.
S201-C1	Interruptor Mini automatico 1 Polo 1 Amperio 230/440V	ABB	Protección de panel <i>HMI</i>	1
S201-C2	Interruptor Mini automatico 1 Polo 2 Amperio 230/440V	ABB	Protección de <i>PLC</i> y alimentación general	2
S201-C4	Interruptor Mini automatico 1 Polo 4 Amperio 230/440V	ABB	Para protección de fuente de poder e iluminación	2
3RV1011-0DA10	Guardamotor motor trifásico AC	Sirius	Para protección de los 4 motores	4
	Módulo de control para servomotores con comunicación Profibus	Siemens	Control de servomotores	2
6SE6400-5AA00-0EP0	Micromaster 420	Siemens	Control de motores trifásicos	2
6AV6642-0BA01-1AX1	Basic Panel Touch HMI	Siemens	Interfaz de comunicación	1
FC Standard Cable GP	Cable Profibus	Siemens	Conexión profibus	1
6ES7 972-0BB12-0XA0	Conector de línea profibus	Siemens		6
2x18	Cable TSJ		2 hilos a 10A para sensores	
3x18	Cable TSJ		3 hilos a 10A para sensores	
3x14	Cable TSJ		3 hilos a 18A para espiga para alimentación monofásica de tablero	
3X12	Cable TSJ		4 hilo a 25A para alimentación trifásica de tablero	
	Cable tffn calibre 18		Cable para todas las conexiones a los módulos 6A	
Antario 21	Iluminación interior de máquina	ANTARIO	Alimentación 24V DC, 1.2A de 144x355mm	1
A0361005060922D	Fuente de alimentación para lámpara LED	ANTARIO	Fuente de alimentación AC-DC 110/230V-24Vdc – 60W	1
3RV1321-1AC10	Circuit breakers para motores	Sirius	4 para protección de motores de alimentación trifásica	4
3SE5312-0SB11	Cerradura de selenoide para puertas	Siemens	Para garantizar seguridad durante operación de la máquina	3

3. Diseño interno del tablero de control.

FIGURA 227. DISEÑO INTERNO DEL TABLERO DE CONTROL DE LA MÁQUINA EMPACADORA DE BOTELLAS.



En el área de anexos se pueden varios planos del diseño interno del tablero industrial donde se especifican dimensiones de los componentes y su posición dentro del gabinete.

4. Diagrama unifilar del sistema. Se obtuvo como resultado un juego de planos que contempla la conexión de todos los dispositivos y la utilización de borneras, útiles para la buena instalación del sistema.

Los planos anteriormente mencionados, se pueden revisar en los anexos.

A continuación, se presenta una tabla que detalla cuál es la conexión a seguir al momento de construir el tablero de control, que es el mismo diseño que se sigue en los planos eléctricos diseñados.

CUADRO 188. BORNERAS DE ALIMENTACIÓN GENERAL DE LOS DISPOSITIVOS EN EL TABLERO DE CONTROL.

Cantidad	Nombre de bornera	Motivo
41	24V DC	Alimentación general de dispositivos
37	0V DC	Conexión general de dispositivos

CUADRO 189. CANTIDAD DE BORNERAS UTILIZADAS PARA LA CONEXIÓN ELÉCTRICA DEL SISTEMA.

Componente	Descripción	Voltaje	Señal entrada	Señal Relevador	Tierra
Sensor inductivo	2 hilos de 25 mm	4	4	0	0
Sensor capacitivo de gama media o alta, de 24V DC y 3 hilos	3 hilos	1	1	0	1
Sensor óptico	3 hilos de salida	4	2	0	4
Final de carrera gama media o alta de 24 V DC y 2 hilos	2 hilos	1	1	0	0
Inductivo para cilindros	2 hilos	11	11	0	0
Vacuostato	3 hilos	3	3	0	3
Electroválvula	electroválvula 5/2	0	0	7	7
Paro de emergencia	2 hilos	2	2	0	0
Luz piloto roja	2 hilos	0	0	9	9
Luz piloto verde	2 hilos	0	0	6	6
Pulsador Rojo	2 hilos	2	2	0	0
Pulsador Verde	2 hilos	8	8	0	0
Fuente de poder	Fuente de poder para PLC. Entrada 120/230VAC; salida 24VDC 5A	1	0	0	1
Módulo de salidas digitales		1	0	0	1
Guardamotor motores trifásicos AC		3	0	0	0
Fuente de alimentación para lámpara LED	Fuente de alimentación AC-DC 110/230V-24VDC- 60W	1	0	0	1
Cerraduras		0	3	3	3
		42	37	25	36

CUADRO 190. IDENTIFICACIÓN DE BORNERAS PARA EL MANEJO DE SEÑALES DE ENTRADA DIGITAL 1-19.

No	Desde (código dispositivo)	Nombre de bornera	Conexión en módulo de entradas digitales
1	SI-IF	ED1M1	I:0
2	SI-DF	ED2M1	I:1
3	SI-IC	ED3M1	I:2
4	SI-DC	ED4M1	I:3
5	SCC	ED5M1	I:4
6	SO-E	ED6M1	I:5
7	SO-F	ED7M1	I:6
8	FC-C	ED8M1	I:7
9	P1C1	ED9M1	I:8
10	P2C1	ED10M1	I:9
11	P3C1	ED11M1	I:10
12	P1C2	ED12M1	I:11
13	P2C2	ED13M1	I:12
14	P3C2	ED14M1	I:13
15	P1C3	ED15M1	I:14
16	P2C3	ED16M1	I:15
17	P3C3	ED17M1	I:16
18	P1C4	ED18M1	I:17
19	P2C4	ED19M1	I:18

CUADRO 191. IDENTIFICACIÓN DE BORNERAS PARA EL MANEJO DE SEÑALES DE ENTRADA DIGITAL 19-

37.

No	Desde (código dispositivo)	Nombre de bornera	Conexión en módulo de entradas digitales
20	VAC1	ED20M1	I:19
21	VAC2	ED21M1	I:20
22	VAC3	ED22M1	I:21
23	PE1	ED23M1	I:22
24	PE2	ED24M1	I:23
25	SNOR1	ED25M1	I:24
26	SNOR2	ED26M1	I:25
27	SNOV1	ED27M1	I:26
28	SNOV2	ED28M1	I:27
29	SNOV3	ED29M1	I:28
30	SNOV4	ED30M1	I:29
31	SNOV5	ED31M1	I:30

CONTINUACIÓN CUADRO 191.

No	Desde (código dispositivo)	Nombre de bornera	Conexión en módulo de entradas digitales
32	SNOV6	ED31M1	I:31
33	SNOV7	ED1M2	I:32
34	SNOV8	ED2M2	I:33
35	SLD1	ED3M2	I:34
36	SLD2	ED4M2	I:35
37	SLD3	ED5M2	I:36

CUADRO 192. RELEVADORES UTILIZADOS PARA EL MANEJO DE SEÑALES DIGITALES DE SALIDA DEL SISTEMA.

No	Desde	relevador	Hacia (código dispositivo)
1	Q:0	KA1	LPR1
2	Q:1	KA2	LPR2
3	Q:2	KA3	LPR3
4	Q:3	KA4	LPR4
5	Q:4	KA5	LPR5
6	Q:5	KA6	LPR6
7	Q:6	KA7	LPR7
8	Q:7	KA8	LPR8
9	Q:8	KA9	LPR9
10	Q:9	KA10	LPV1
11	Q:10	KA11	LPV2
12	Q:11	KA12	LPV3
13	Q:12	KA13	LPV4
14	Q:13	KA14	LPV5
15	Q:14	KA15	LPV6
16	Q:15	KA16	EV1
17	Q:16	KA17	EV2
18	Q:17	KA18	EV3
19	Q:18	KA19	EV4
20	Q:19	KA20	EV5
21	Q:20	KA21	EV6
22	Q:21	KA22	EV7
23	Q:22	KA23	SC1
24	Q:23	KA24	SC2
25	Q:24	KA25	SC3

5. Simulaciones en software del funcionamiento de la máquina.

a. Pantallas de control y configuración de parámetros de la máquina.

FIGURA 228. VISUALIZACIÓN DE LA PANTALLA PRINCIPAL DEL PANEL *HMI*.

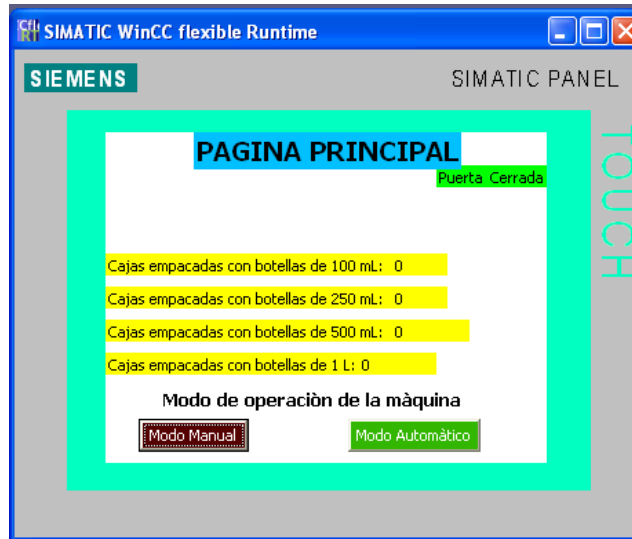


FIGURA 229. PANTALLA DE SELECCIÓN DE PRESENTACIÓN A EMPACAR Y MODIFICACIÓN DE RECETAS.

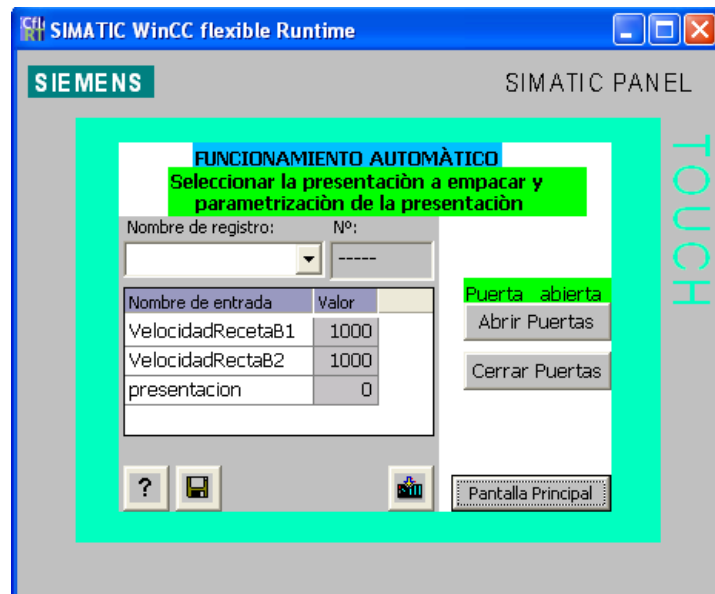


FIGURA 230. VENTANA DE INGRESO DE USUARIO Y CLAVE DE SEGURIDAD PARA EDITAR PARÁMETROS DE TIPO.

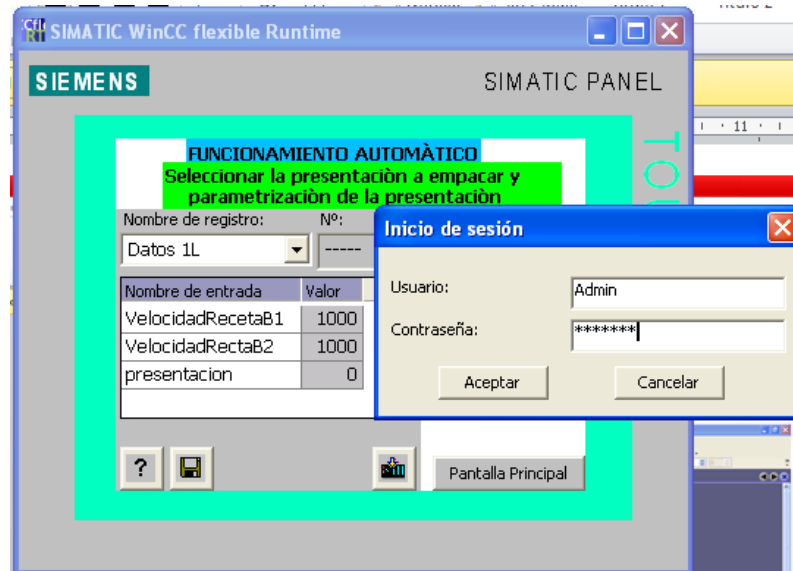


FIGURA 231. SELECCIÓN DE RECETA DE 1L CON PUERTAS CERRADAS PARA PODER TRABAJAR.

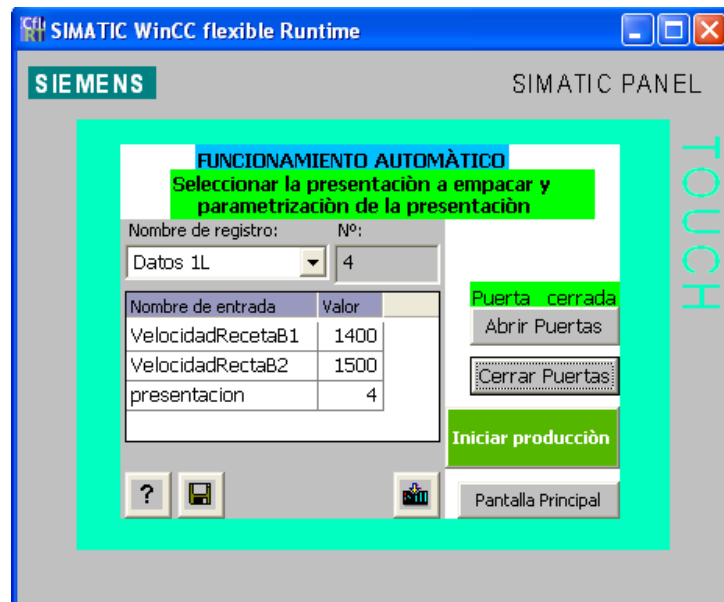
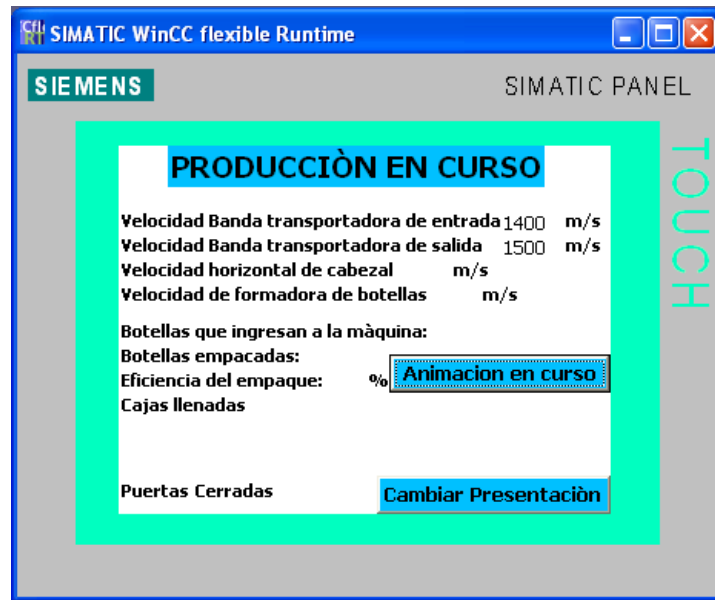


FIGURA 232. PANTALLA DE VISUALIZACIÓN ACTUAL DEL PROCESO DE EMPAQUE.



b. Diagramas de flujo de programación del PLC por áreas de la máquina.

FIGURA 233. LÓGICA DE PROGRAMACIÓN DE LA SELECCIÓN DE PRESENTACIÓN A EMPACAR.

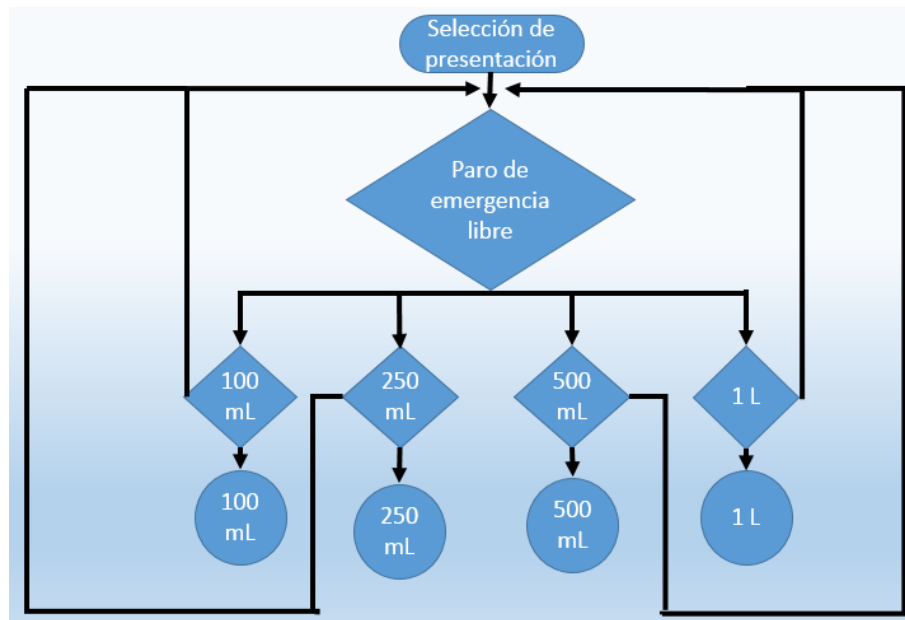


FIGURA 234. LÓGICA DE PROGRAMACIÓN DEL ÁREA DE ENTRADA DE BOTELLAS.

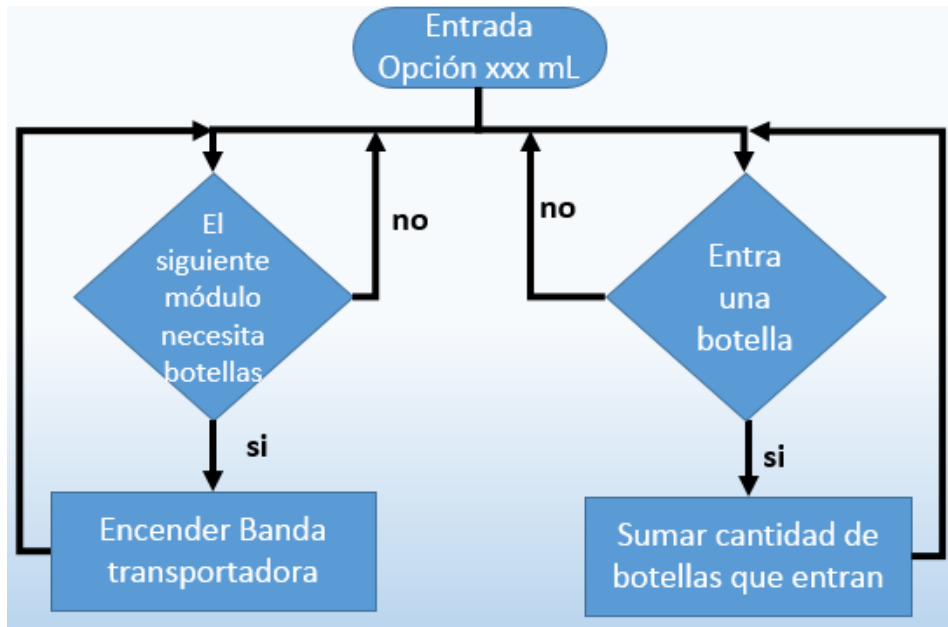


FIGURA 235. LÓGICA DE PROGRAMACIÓN DEL ORDENAMIENTO DE MATRICES DE BOTELLAS.

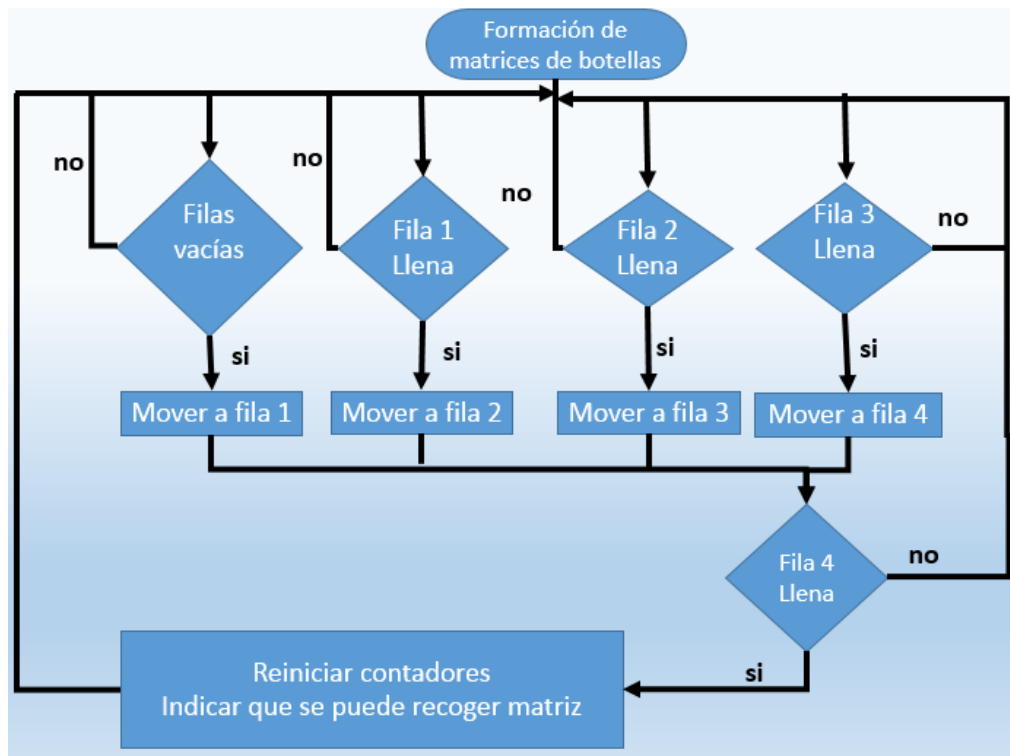


FIGURA 236. LÓGICA DE PROGRAMACIÓN DEL TRANSPORTE DE MATRICES DE BOTELLAS.

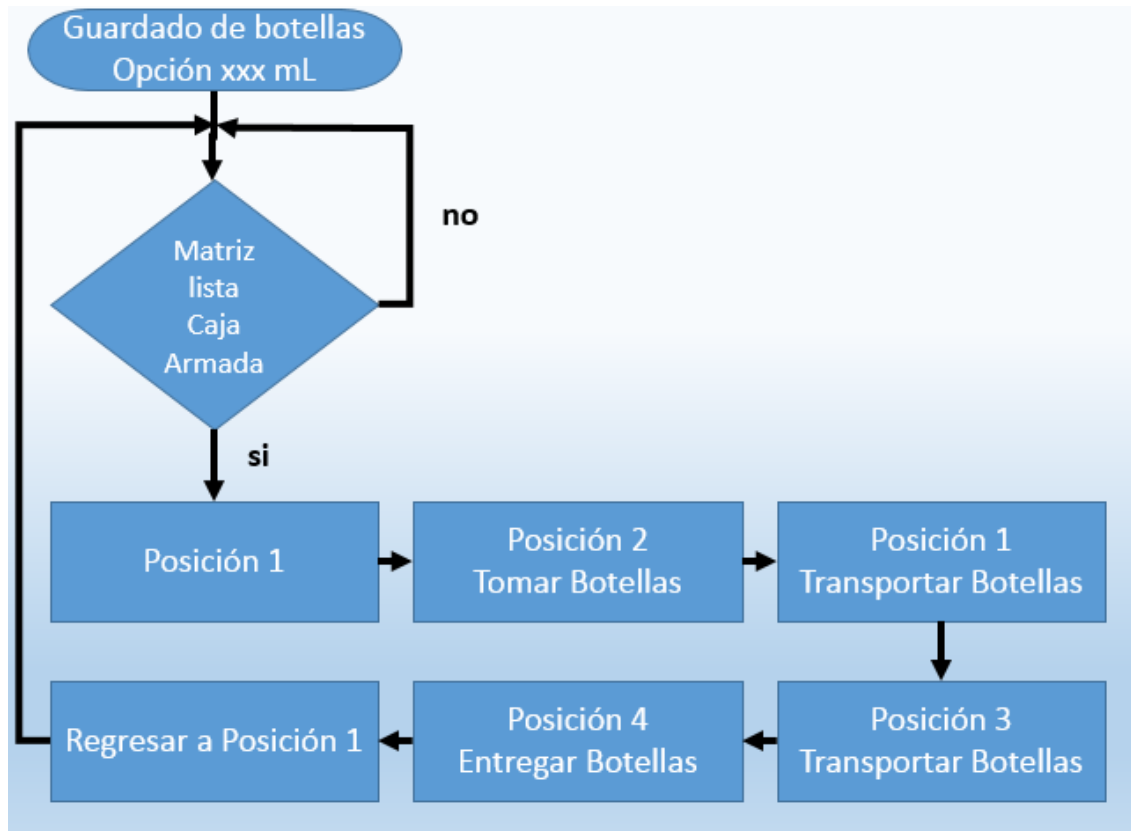


FIGURA 237. LÓGICA DE PROGRAMACIÓN DE ARMADO DE CAJAS.

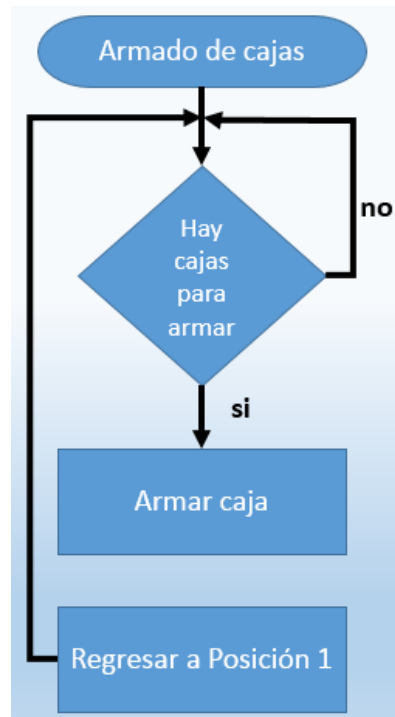
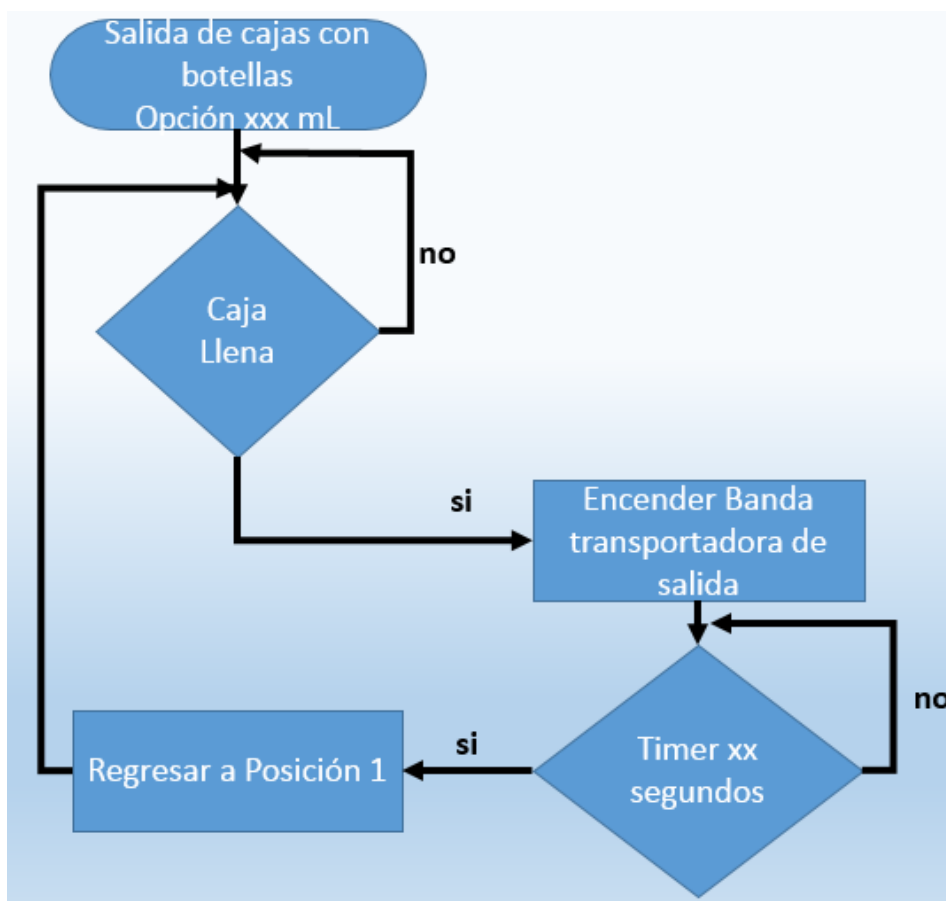


FIGURA 238. LÓGICA DE PROGRAMACIÓN DE SALIDA DE CAJAS DE BOTELLAS.



CUADRO 193. VARIABLES UTILIZADAS EN LA PROGRAMACIÓN DE BANDA TRANSPORTADORA DE ENTRADA.

Tipo	Nombre	Descripción
WORD	EstadoBanda1	Encender o apagar banda
WORD	BotellasTotalB1	Indica solo el total de botellas que entran a B1
WORD	Velocidad Banda 1	Según la presentación se puede graduar
BOOL	BanderaRecibirBotellas	Si se activa se deben de dar botellas con la banda

CUADRO 194. VARIABLES UTILIZADAS EN LA LÓGICA DE PROGRAMACIÓN DEL ORDENAMIENTO DE BOTELLAS.

Tipo	Nombre	Descripción
INT	BotellasSalenB1	Cuenta botellas que entran a matriz
INT	BotellasEnB1	Cuenta las botellas que entran a B1 y las que salen
BOOL	BanderaRecibirBotellas	indica si se activa b1 o no
contador	filaLlena	Numeración de 1 a 4 para llenar fila
contador	MatrizLlena	Numeración de 1 a 4 para preparar matriz

CONTINUACIÓN CUADRO 194.

Tipo	Nombre	Descripción
<i>BOOL</i>	Fila1	INT/Fila/se verifica el numero para encender una Fila# y apagar las otras
<i>BOOL</i>	Fila2	INT/Fila/se verifica el numero para encender una Fila# y apagar las otras
<i>BOOL</i>	Fila3	INT/Fila/se verifica el numero para encender una Fila# y apagar las otras
<i>BOOL</i>	Fila4	INT/Fila/se verifica el numero para encender una Fila# y apagar las otras
<i>BOOL</i>	IniciarRecogerMatriz	Aviso a cabezal para que inicie a recoger matriz
<i>TIMER</i>	TimerRecoger	Da tiempo a que se recoja la matriz

CUADRO 195. VARIABLES UTILIZADAS EN LA LÓGICA DE PROGRAMACIÓN DE TRANSPORTE DE BOTELLAS.

Tipo	Nombre	Descripción
<i>BOOL</i>	Position1	CabezalIzq+CilindroArriba=1
<i>BOOL</i>	Position2	CabezalIzq+CilindroAbajo=1
<i>BOOL</i>	Position3	CabezalDer+CilindroArriba=1
<i>BOOL</i>	Position4	CabezalDer+CilindroAbajo=1
<i>BOOL</i>	SuccionBotellas	Electrovalvula / Si hay botellas listas y Cabezal está en posición 2 y se pasa por sensor inductivo casi al final
<i>BOOL</i>	VacuCilindroB	Indica que las botellas se tomaron
<i>BOOL</i>	CajaLista	Se colocó una caja
<i>TIMER</i>	TimerGuardar	Da tiempo a que se guarde la matriz
<i>BOOL</i>	IniciarRecogerMatriz	Aviso a cabezal para que inicie a recoger matriz
<i>TIMER</i>	TimerRecoger	Da tiempo a que se recoja la matriz
<i>BOOL</i>	CabezalIzq	Cuando se active, el cabezal está completamente a la izquierda
<i>BOOL</i>	CabezalDer	Cuando se active, el cabezal está completamente a la derecha
<i>BOOL</i>	CabezalArriba	Cuando se active, el cabezal está completamente arriba
<i>BOOL</i>	CabezalAbajo	Cuando se active, el cabezal está completamente abajo

CUADRO 196. VARIABLES UTILIZADAS EN LA LÓGICA DE PROGRAMACIÓN DE ARMADO DE CAJAS.

Tipo	Nombre	Descripción
<i>BOOL</i>	posicionarCaja	Aviso para armar y colocar otra caja
<i>BOOL</i>	HayCajas	Final de carrera indica que hay cajas para armar
<i>BOOL</i>	ElectroValvulaB	electrovalvula
<i>BOOL</i>	Succion1	electrovalvula
<i>BOOL</i>	VacuCilindro	Vacuostato
<i>BOOL</i>	ElectroValvulaB	electrovalvula
<i>BOOL</i>	Succion2	electrovalvula

CONTINUACIÓN CUADRO 196.

Tipo	Nombre	Descripción
<i>BOOL</i>	VacuCilindro	Vacuostato
<i>BOOL</i>	ElectroValvulaC	Paro un momento
<i>BOOL</i>	ElectroValvulaD	electrovalvula
<i>BOOL</i>	CajaLista	Avisa que hay caja lista

CUADRO 197. VARIABLES UTILIZADAS PROGRAMACIÓN DE BANDA TRANSPORTADORA DE SALIDA.

Tipo	Nombre	Descripción
<i>WORD</i>	EstadoBanda2	Encender o apagar banda
<i>WORD</i>	Velocidad Banda 2	Según la presentación se puede graduar
<i>TIMER</i>	TimerGuardar	Da tiempo a que se guarde la matriz
<i>TIMER</i>	TimerSalidaCaja	Da tiempo a que salga la caja lista
<i>BOOL</i>	posicionarCaja	Avisa cuando se pueda poner otra caja
<i>WORD</i>	CajasTotalB2	Indica el total de cajas que salen de B2

F. Análisis de resultados

Durante la fase de selección de los sensores se notó que toda la información necesaria sobre los estados de las partes mecánicas de la máquina era de posiciones puntuales de estas, es por esto que se realizó un enfoque en los sensores del tipo todo o nada. Se puede observar que no hubo necesidad de utilizar sensores de tipo analógico porque no era necesario trabajar con mediciones de distancias, temperatura, entre otras.

Se puede notar que siempre se procuró que el sensor fuera de 2 o 3 hilos, el motivo de este criterio de selección es la facilidad de conexión de estos y que la tarea que realmente se esperaba que el sensor cumpliera es obtener una señal de salida de 0 o 24 voltios *DC*.

En el caso de la marca a utilizar, siempre se tuvo como objetivo trabajar con una gama medio o alta por lo que el utilizar otras marcas de sensores que cumplan con este principio también es válido.

Existen algunas presentaciones de sensores que ofrecen un extremo, contrario al del sensor, con un adaptador roscado, debido a las necesidades de diseño de la máquina, no es necesario contar con este tipo de adaptador por lo que nunca se seleccionó un sensor de este tipo.

Al momento de instalar los sensores en la máquina, se procura que en el área en donde cada sensor se instala no exista ningún tipo de interferencia de alguna variable que no sea la que se desea medir, es por esto que se realizan los acoples mecánicos necesarios para que cada sensor mida solamente la variable física de la cual se necesita información.

Al momento de seleccionar todos los componentes electrónicos necesarios para automatizar la máquina empaadora de botellas, se notó que era necesario contemplar cuál iba a ser la manera mecánica de instalar todos estos dispositivos dentro del gabinete por lo que también se realizó una selección de piezas como los rieles *DIN* para montar estos componentes y se hizo uso de canaletas plásticas para poder dividir el espacio dedicado a cada grupo de componentes y poder ordenar todos los cables de conexión eléctrica dentro de estas canaletas.

Se observó que, aunque un PLC de gama baja podía cumplir con los objetivos principales de diseño del sistema de control de la máquina, se contempla el uso de un *PLC* de gama media y por consiguiente, el uso de todos los módulos de entrada, salida y comunicación necesarios para trabajar. Al final esta selección de tecnología para la automatización de industria se debe a que la empresa agroquímica con la que se trabaja es grande y sigue en constante crecimiento por lo que sobredimensionar las capacidades de control de la máquina diseñada es necesario porque en un futuro se puede esperar que esta desempeñe tareas más específicas y si esta no pudiera desempeñar dichas tareas, con mayor facilidad quedaría obsoleta.

Una de las prioridades en el diseño del sistema de control siempre fue la seguridad que la máquina ya automatizada ofrecería por lo que se puede notar que se agregaron una serie de dispositivos extras en el diseño dicha solución de automatización con el fin de tener más opciones de manejo de fallas que puedan causar algún tipo de inconveniente mayor. Esto se ve reflejado en diferentes resultados del diseño como el hecho contemplar 2 botones de paro de emergencia en puntos clave de la máquina para que el operario siempre tenga a la mano una manera de parar el funcionamiento de dicha máquina, el instalar cerraduras electromecánicas para asegurarse de que ningún operario cruce el área de trabajo de la máquina mientras esta está puesta en marcha.

Durante el diseño del gabinete para alojar todos los componentes a utilizar en el sistema de control, se tomó como punto de partida que el gabinete no debía de sobrepasar un área de la máquina de 300 x 800 *mm*, si por alguna razón el espacio para posicionar el gabinete no hubiera sido suficiente y no se contara con ninguna otra opción para ordenar los componentes dentro del área especificada, se hubiera tenido que notificar la necesidad de un mayor espacio a los ingenieros encargados del diseño mecánico de dicha máquina ya que no hubiera sido eficiente el tener que dividir dicho tablero en varias partes por razones de cableado eléctrico.

Se puede notar en la distribución física de los componentes dentro del tablero que siempre se procuró colocar juntos los componentes del mismo tipo, esto da como resultado un orden mayor, aumenta la facilidad para realizar mantenimiento del sistema, mayor facilidad para interpretar la conexión del sistema y un aumento en la velocidad con la que se detectan posibles fallas del mismo.

Dentro del gabinete se puede notar que no existe ninguna conexión entre dispositivos que no tenga el uso de borneras de por medio. Mantener este tipo de conexión en el sistema no solo genera mayor orden en el cableado, sino que también facilita las revisiones eléctricas que se deben de realizar en algún momento al sistema.

Un buen diseño de un sistema de control siempre cuenta con una alimentación eléctrica separada por ramales. Esto traerá ciertas ventajas como el aumento en la facilidad para trabajar fallas específicas sin perjudicar el funcionamiento del resto del sistema, mayor orden en el cableado, mejor interpretación de la funcionalidad de todas las partes eléctricas que conforman el sistema de control, etc.

Partiendo de este principio, se identificaron 8 áreas de interés, las cuales se deben alimentar por separado. Las áreas son: Alimentación de 24V DC principal, alimentación de la interfaz humano/máquina, alimentación del PLC y sus módulos, alimentación general para dispositivos de 24VDC, alimentación trifásica del variador de frecuencia del motor trifásico AC de la primera banda transportadora, alimentación trifásica del variador de frecuencia del motor trifásico AC de la segunda banda transportadora, alimentación trifásica del variador de frecuencia del servomotor utilizado en la formadora de matrices de botellas y alimentación trifásica del variador de frecuencia del servomotor utilizado en el cabezal utilizado para transporte de matrices de botellas.

En los diagramas eléctricos que se pueden observar en los anexos se puede ver de manera clara cómo es que se diseñaron los circuitos eléctricos, basándose en las 8 áreas anteriormente descritas, se puede notar que cada una de estas áreas cuenta con sus propios dispositivos de seguridad eléctrica y térmica en algunos casos ya que se tiene conciencia de que en algún momento el voltaje de alimentación del sistema puede variar y provocar algún tipo de sobrecarga.

Al realizar la lógica de la programación del PLC se partió por diagramar el funcionamiento esperado de la máquina ya que de esta manera se tendrían más ordenadas y claras las ideas al momento de escribir el código. Aunque al inicio se realizó una lista de variables a utilizar, estas fueron mínimamente modificadas durante la fase de programación.

En los diagramas de flujo del funcionamiento de la máquina se puede observar que, en cada área de control identificada, existen variables utilizadas para indicar si es posible que el proceso descrito sea reiniciado, así mismo existen variables que el proceso maneja para indicar a otras áreas si pueden o no ejecutarse.

Se consideró que esta es la manera más adecuada de hacer que la máquina trabaje ya que así se puede contemplar, en cada área de trabajo que se identificó, la posibilidad de que otra de las áreas trabaje al mismo tiempo sin riesgo de causar algún tipo de interferencia entre procesos.

Se notó que la condición inicial de funcionamiento de la máquina es que exista un flujo de entrada de botellas, la siguiente condición es contar con cantidad necesaria de botellas para poder armar una matriz de botellas. Teniendo dicha matriz, se debe de cumplir la condición de que la formadora de matrices esté parada para así proceder a transportarla a una caja que previamente se armó y que está abierta y en posición para ser llenada. Esta parte de la máquina que se encarga de surtir al sistema de cajas, cumple con una secuencia de armado ya definida y sus condiciones para el armado y posicionamiento de una caja es que no haya otra caja ya posicionada en ese momento y que existan cajas listas para ser armadas.

La lógica en general se diseñó de manera que cuida la seguridad tanto de las personas que operan la máquina como de la máquina en si ya que existe una serie de condiciones para el funcionamiento que se dedica solo a la seguridad, esta contempla que los actuadores de interés estén debidamente calibrados, que la máquina no se pueda operar con las puertas abiertas, que existan suficiente iluminación para poder monitorear debidamente los procesos y la posibilidad de ordenar un paro en el funcionamiento del proceso.

Existen 2 grupos de variables con las que se trabajan en la programación de la lógica de funcionamiento de la máquina que son las variables generales de funcionamiento y las variables de tipo que son las que parametrizan el funcionamiento de la máquina según la presentación de envase seleccionado, la manera en la que se manejan estas variables es que en el programa de funcionamiento siempre se tienen a la mano las variables de tipo general y según la selección de presentación de envase a empacar es que se cargarán las variables de tipo a utilizar. Con esto se garantizó un mejor orden en la lógica de programación y la mayor simplicidad es esta.

Se pudo observar de la lista de variables utilizadas que en su mayoría son de tipo booleanas, de tiempo y enteros. Existen algunas otras variables a considerar que son las utilizadas para realizar la parametrización de la máquina para las 4 presentaciones de envases a empacar, estas son variables *Word* y variables *float*.

Aunque se considera que el funcionamiento de todos los procesos identificados de la máquina es esencial para lograr el objetivo de empaque de envases, podemos identificar que existen algunos procesos con mayor nivel de prioridad que otros. Es importante haber identificado esto para poder programar el sistema de la manera más adecuada posible, por esta razón se identifica que los procesos con mayor importancia al momento de generar la lógica de funcionamiento de la máquina son el área de ordenamiento de envases, el área de armado y posicionamiento de cajas y el área de transporte de matrices de envases.

El área de ordenamiento de botellas tiene una gran prioridad debido a que la formadora de botellas debe de realizar desplazamientos precisos en los momentos indicados, esto da como resultado el cuidado de todos los envases con los que se trabaja. Adicionalmente, hay que tener en cuenta la seguridad de las piezas mecánicas de dicha área por lo que se debe de programar un sistema de calibración, permitiendo que la formadora de botellas solo trabaje en las posiciones deseadas.

El área de transporte de matrices de envases es de gran importancia para fines de control ya que esta cuenta con un actuador que debe ser preciso al colocarse en las dos posiciones deseadas por lo que se debe de programar un método de calibración de dicho actuador para prevenir fallas mecánicas. El cabezal de transporte de botellas debe alcanzar 4 posiciones por medio del actuador previamente descrito y un cilindro neumático. Cada una de estas posiciones será alcanzada si se cumplen las condiciones correctas.

El área de armado y posicionamiento de cajas es otra de las áreas de gran prioridad para fines de control debido a que se indica el coordinado desplazamiento de los cilindros neumáticos y las válvulas de vacío para armar las cajas, si este proceso no se realiza con el orden y tiempos adecuados, la caja puede no ser armada correctamente y/o no ser posicionada adecuadamente para recibir las botellas.

En el caso del área de entrada de botellas y salida de cajas, aunque se debe de procurar que el funcionamiento sea óptimo, existen menos variables de control que hay que cuidar.

El diseño de la interfaz gráfica para el control de la máquina contempló todos los aspectos relevantes de control con los que el operario debe contar y un flujo estratégico en la navegación entre pantallas desplegadas para que el operario tenga siempre la opción de cambiar el funcionamiento de la máquina siempre y cuando esto no presente algún riesgo o sacrificio para la seguridad en general.

Debido a que la finalidad de este módulo de megaproyecto no contempla la construcción del diseño, se recurrió a realizar simulaciones del funcionamiento del sistema de control por medio de los simuladores que los programas de siemens ofrecen. Con esta herramienta se puede generar una visualización real de cómo es que el diseño físico y la lógica de programación trabajarían si se llevara a cabo el proyecto.

Se realizaron simulaciones del sistema, procurando que se pueda ver la respuesta física de los actuadores al ser controlados ya que de manera física esto no se iba a poder demostrar.

IX. CONCLUSIONES

- En base a las especificaciones de desempeño se determinó, mediante la utilización de matrices de decisión, que la mejor solución para realizar la tarea de manipulación es el sistema cartesiano, debido a su alta rigidez mecánica, alta precisión, fácil control, alta repetitividad y a su fácil configuración cinemática.
- A partir de las pruebas realizadas con el prototipo que se fabricó, se determinó que los sistemas desarrollados son capaces de cumplir con la tarea para la que fueron diseñados, cumpliendo con el funcionamiento requerido.
- Los ejes guías del mecanismo de manipulación son los elementos más críticos de todos los sistemas desarrollados, puesto que este elemento presenta el menor factor de seguridad, con un valor de 4.24
- El diseño del mecanismo de sujeción consta de una placa fija, y placas removibles que cuentan con la cantidad de ventosas necesarias y a la separación necesaria para sujetar cada una de las presentaciones. Las placas se unen con cuatro pernos M5 x 0.80 de grado 4.6, y se requiere de una precarga teórica de 2.4 Nm para asegurar la unión.
- Se estima que el sistema de manipulación es capaz de realizar su trabajo en un ciclo de 16 segundos, con lo cual se aseguraría un embalaje de 45 envases/min.
- Se diseñó un sistema mecánico que puede manipular cuatro tipos de cajas con ajustes fáciles de realizar para el cambio entre las presentaciones.
- Se realizó un análisis de esfuerzos en las diferentes partes críticas del sistema, mismo que demostró la viabilidad del diseño obteniendo elevados factores de seguridad.
- Se diseñó un sistema de operación segura para el usuario al contener todo el módulo dentro de la estructura, evitando la exposición del operario a piezas móviles.
- El módulo diseñado está contenido dentro de los límites de la estructura de la máquina principal, con la posibilidad de poder hacer los ajustes necesarios desde el exterior de la misma.
- Debido a la limitante de tiempo no se tuvo la opción de construir un prototipo que cumpliera con las consideraciones de la máquina real.

- Los motores utilizados para la transmisión de potencia a los mecanismos que conforman la máquina de embalaje brindan la potencia necesaria para brindar movimiento a las bandas transportadoras. Para la elección de los motores, se tomó en cuenta la naturaleza de la aplicación, aplicándoles un factor de servicio para seleccionar motores que cumplan con las condiciones de operación.
- Las protecciones para los motores fueron seleccionadas de forma tal, que pudiesen brindar protección contra corto circuitos, sobre corrientes y daños térmicos y así no dañar los equipos eléctricos.
- Se halló el calibre de los conductores utilizando los criterios de caída de tensión y ampacidad, para hallar el calibre de conductor mínimo que pudiera transportar la energía eléctrica a su destino brindando protección a los equipos y a las personas en contacto con la máquina de embalaje diseñada.
- Se diseñó una caja reductora de velocidad es con una relación de reducción de 30:1. Esta caja reductora fue analizada, por criterios estáticos y dinámicos para asegurar su buen funcionamiento. El diseño del mecanismo de tornillo sinfín, utilizado para la transmisión de potencia hacia las bandas transportadoras, cumple con los criterios establecidos por la norma AGMA 6022-C93 para el diseño de engranes.
- La implementación de un sistema neumático que realice los movimientos necesarios a través de cilindros neumáticos y la sujeción de botellas por succión, permitirá el aumento de producción de dicha línea de producción. Esto fue verificado a través de una simulación con el software Automation Studio 6.1, obteniendo una producción de 48 unidades por minuto.
- El sistema neumático propuesto no requiere intervención del operario una vez iniciado el ciclo. Así mismo se implementó una válvula de seguridad que interrumpe el suministro de aire para que, en caso de un paro de emergencia o un corte en el suministro eléctrico.
- El sistema fue diseñado de tal manera que únicamente se debe realizar un cambio en todo el circuito, siendo este el cabezal de succión de las botellas. El cambio de presentación se puede realizar sin necesidad de utilizar herramientas y en un tiempo menor de 30 minutos.
- Las tareas que la máquina empacadora de botellas realiza solo necesitan la utilización de sensores de tipo todo o nada para ser automatizadas.
- El uso de borneras y canaletas, mejora en gran medida el diseño del tablero de control.
- La mejor manera de presentar una lista de selección de componentes electrónicos es dejar indicada la marca del componente y el código que el fabricante le ha asignado al mismo.

- Si cualquier persona con el conocimiento mínimo en el área de la automatización de fábricas lee los planos eléctricos diseñados y es capaz de entenderlo a cabalidad, estos se dibujaron de manera correcta.
- Un operario con el conocimiento básico de manipulación de máquinas industriales debe de ser capaz de entender y poder manipular la máquina por medio del interfaz humano/máquina que se diseñe para el control de la máquina empacadora de botellas.
- Haber dividido la máquina en áreas para realizar el sistema de control, brindó una mayor facilidad en el diseño de la solución de automatización.
- Sobredimensionar la necesidad de componentes electrónicos en la máquina, brinda un mejor servicio al cliente, tomando en cuenta su posible crecimiento industrial en un futuro.

X. RECOMENDACIONES

- Realizar un análisis de costo-beneficio que determine la conveniencia de las propuestas presentadas para el eslabón horizontal del mecanismo de manipulación.
- Aumentar el diámetro de los ejes guías, que soportan el carro del sistema de manipulación a 25 mm, y cambiar el material de acero inoxidable a un acero al carbón con tratamiento de endurecimiento superficial para disminuir la deformación que se obtuvo en el centro de dichos ejes.
- En ningún momento se debe sobrepasar los 30 kg de carga en el mecanismo de sujeción, para asegurar la integridad de los componentes de todos los sistemas desarrollados.
- Aumentar el grosor de la placa que sujeta el actuador neumático lineal del segundo eslabón a 1/4", para disminuir la deformación que se obtuvo en los extremos de dicho eslabón.
- Con el propósito de garantizar la unión no permanente del mecanismo de sujeción, utilizar el grado de perno seleccionado y el par de torsión necesario para generar la precarga requerida en la unión.
- Las condiciones de frontera de los análisis de validación permiten una visión teórica del comportamiento de los sistemas analizados, de ser modificadas los resultados obtenidos no serán representativos y se alejarán de la realidad.
- Analizar la calidad del mallado en el software de Ansys Workbench, utilizando la herramienta de asimetría (Skewness), la cual permite calcular la calidad para cada elemento conforme a su geometría. Con el propósito de asegurar la confiabilidad del análisis y así obtener resultados precisos es necesario que los valores obtenidos de los elementos de asimetría se encuentran por debajo de 0.95
- Estudiar la estructura con el propósito de definir los puntos convenientes para la implementación de sensores, switches y otros elementos electrónicos que ya no se pudo definir.
- Sujetar la estructura de la máquina empacadora mediante la utilización de una unión no permanente directamente al piso de la planta de producción, de ser posible, se recomienda también sujetarla de la parte lateral con el propósito de fijarla y restringir aún más el movimiento de la misma.
- Realizar un prototipo más completo, que presente de manera simplificada los demás sistemas que componen la máquina empacadora, con el propósito de poder realizar pruebas y verificar que cada sistema sea capaz de realizar la función para la cual fue diseñada y que interactúa adecuadamente con los otros sistemas.

- Realizar el cambio de presentación con la máquina apagada.
- Utilizar los materiales especificados.
- No utilizar cajas de mayor área y de mayor peso al especificado.
- No doblar las paletas de las cajas antes de colocarlas en la máquina.
- Utiliza la placa de ventosa de acuerdo al tamaño de caja especificado.
- Ajustar la máquina de acuerdo a cada presentación.
- Es necesario que se verifique el grado de calidad de la potencia eléctrica entregada por las instalaciones de la planta para tomar las consideraciones necesarias para la operación segura del motor. Entre las especificaciones de la red eléctrica a verificar, está la simetría de los voltajes de la onda sinusoidal, que la magnitud del voltaje se encuentre similar a las condiciones nominales especificadas en la placa del motor y que voltajes de línea se encuentren equilibradas, es decir, que no presenten distintas magnitudes en las fases.
- Se debe escoger correctamente el motor sin sobredimensionar el motor inadecuadamente, debido a que con ello se desperdicia energía eléctrica ya que el motor trabaja en una región donde el rendimiento y factor de potencia no son óptimos. Los motores se deben diseñar para funcionar con cargas entre el 50 y 100% de la potencia nominal, con el máximo rendimiento aproximadamente al 80% de la potencia nominal.
- El uso de motores de alta eficiencia presenta menos pérdidas que los motores eléctricos estándar porque tienen una mayor eficiencia. Si se considera como una opción se debe evaluar económicamente la rentabilidad de pagar un costo adicional por su adquisición versus el ahorro obtenido por un menor consumo energético.
- El uso de controladores electrónicos de velocidad permite que el motor trabaje cerca de su punto óptimo de operación de los motores por lo que el motor consume la energía necesaria para mover la carga. Si se desea cambiar la velocidad de motores se recomienda como primera opción, pues estos dispositivos permiten ahorros de energía en la operación de los motores eléctricos, prolongación de la vida útil de los motores, menor ruido, menos desgaste, mejor control y posibilidades de regeneración comparados con los motores que no los utilizan. (Quispe, 2005).

- En el caso de los aceites para la lubricación del reductor de velocidad, nunca se deben mezclar aceites de la misma viscosidad y de distintas marcas o un aceite sintético con uno mineral, el hacerlo de esa manera ocasionaría la corrosión de las partes metálicas del reductor por las reacciones químicas que producen los ácidos. Tampoco deben mezclarse aceites de la misma viscosidad porque la viscosidad obtenida no sería la adecuada.
- En este trabajo solo se diseñó el sistema neumático y se seleccionaron los componentes neumáticos. Durante la etapa de construcción se determinarán aspectos como la ubicación exacta de los componentes y la longitud exacta de las mangueras.
- Para poder regular las velocidades de los cilindros se deben llevar a cabo pruebas con los cilindros y las mangueras a utilizar. Las velocidades calculadas en este trabajo son únicamente una referencia teórica, estas pueden variar para acoplarse mejor a los tiempos de la máquina completa.
- La selección realizada es una opción de varias que existen en el mercado. Durante este trabajo se buscó estandarizar la mayor parte de componentes y así poder tener menor cantidad de repuestos necesarios a la hora de una modificación o cambio. La selección también se puede realizar con otro proveedor u otros componentes dentro del mismo.
- Siempre que se realice la selección de la instrumentación, por cada componente se debe de indicar por lo menos el código del fabricante y la marca.
- Revisar si es posible aumentar el grado de seguridad con el que actualmente cuenta el sistema de control diseñado para la máquina.
- Realizar copias de seguridad del proyecto creado en el software de programación del *PLC* y el panel *HMI*.
- Trabajar los planos de *autocad* a una escala de 1:100 para que los archivos ocupen un menor espacio de memoria y no representen una carga grande para la computadora.
- Realizar bloques de dibujo para utilizar una misma pieza varias veces en el diseño de planos en *autocad*.
- Antes de escribir código de programación, generar diagramas de flujo que dejen claro cuál es el funcionamiento esperado del programa a realizar.

XI. BIBLIOGRAFÍA

91Mcs series mini compact limit switch.

<http://www.sensorstecnics.net/images/stories/PDF/91MCE%20series.pdf> 26/8/2016.

Balsells, Josep; J. Romeral y J. Romeral. 1997. *Autómatas programables*. 456 págs.
<https://books.google.co.id/books?id=xfSjADge70C&lr=&hl=es>

Beer, F. P., Johnston, R., Dewolf, J., & Mazurek, D. (2006). *Mechanics of Materials*, McGraw-Hill.

Beer, Ferdinand P. (2013). *Mecánica vectorial para ingenieros: dinámica 10ma edición*. Mc Graw Hill.

Bickford, J. (Ed.). (1998). *Handbook of bolts and bolted joints*. CRC press.

Bosh R. 2005. *Manual de la técnica del automóvil*. 4ta Edición. Alemania. BOSCH.

Bove-ag S.L. Plásticos y Elastómeros. Plásticos Mecanizables: Coeficiente de fricción. 2016. URL:
http://www.plasticos-mecanizables.com/plasticos_coeficiente_friccion.html

Budynas R y Nisbett J. 2012. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 9ª edición. México. Mc Graw Hill.

Budynas, R. G. N., Shigley, J. K., & Joseph Edward Richard G Budynas, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw-Hill. (No. Sirsi) i9789701064047).

Cables NEBV para válvulas.

https://www.festo.com/cat/es_es/data/doc_es/PDF/ES/KMEB_ES.PDF 10/9/2016.

Carmona J. 2014. *Desarrollo de habilidades en el uso de las tecnologías de la información y la comunicación*. Universidad Autónoma de Puebla. México

Cobo, Raúl. *El abc de la automatización*. 2págs.

<http://www.aie.cl/files/file/comites/ca/abc/hmi.pdf>

Creus, Antonio. Neumática e Hidráulica. Ediciones técnicas Marcombo. 2007. Barcelona, España. Páginas 9-10, 27-30, 69-78.

Croser, Peter. Ebel, Frank. Pneumatics: Basic Level. Festo. Páginas 203-222.

Croser, Peter. Ebel, Frank. Pneumatics: Basic Level. Festo. Páginas 203-222.

Distribución de potencia y protección eléctrica.

[http://www04.abb.com/global/seitp/seitp202.nsf/0/5a60ac7d24dadfa285257a360079ec7b/\\$file/Distribuci%C3%B3n+de+Potencia+y+Protecci%C3%B3n+El%C3%A9ctrica.pdf](http://www04.abb.com/global/seitp/seitp202.nsf/0/5a60ac7d24dadfa285257a360079ec7b/$file/Distribuci%C3%B3n+de+Potencia+y+Protecci%C3%B3n+El%C3%A9ctrica.pdf) 13/9/2016.

Disyuntores de tipo compacto. http://www.federal.com.tr/inc/uploads/katalog_images/katalogs-20-Disyuntores_de_Tipo_compacto.pdf 3/6/2016.

Emblem, A. (2012). Packaging and society. In A. Emblem, & H. Emblem, *Packaging Technology-Fundamentals, Materials and Processes* (pp. 3-9). Cambridge: Woodhead Publishing.

Enciclopedia de Clasificaciones. 2016. *Tipos de embalaje.* <http://www.tiposde.org/general/583-tipos-de-embalaje/> [Visitado en 21 de agosto de 2016].

Engineering Properties of Steels, Philip D. Harvey, editor, American Society for Metals, Metals Park, OH, (1982).

Escalera, Manuel Jesús. Rodríguez, Antonio. Actuadores neumáticos. Ingeniería Industrial. Visitado: mayo 2016. URL:

<http://www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamaquinas/carpetaapuntes.htm/Trabajos%20IM%202009-10/Manuel%20Jesus%20Escalera-Antonio%20Rodriguez-Actuadores%20Neumaticos.pdf>

Eßlinger, H. M. (2009). Handbook of brewing. *Processes, Technologies and markets*. Wiley-vch Verlag GmbH & Co. KGaA.

Farahani, R. Z., Rezapour, S., & Kardar, L. (2011). *Logistics operations and management: concepts and models*. Elsevier.

Festo Didactic. *Neumática: Nivel Básico. TP-101. Manual de estudio*. Páginas 77-90, 104.

Festo Didactic. *Neumática: Nivel Básico. TP-101. Manual de estudio*. Páginas 31-34.

Festo. *Cilindros normalizados DSBC, ISO 15552*. Página 21. 2016. URL:
https://www.festo.com/cat/es-co_co/data/doc_es/PDF/ES/DSBC_ES.PDF

Festo. *Racores rápidos roscados Quick Star QS*. Página 14. 2016. URL:
https://www.festo.com/cat/es-mx_mx/data/doc_es/PDF/ES/QS_ES.PDF

Fitzgerald. 2007. *Mecánica de materiales*. Alfaomega. México

Guía rápida relés de estado sólido ssrs.
<http://www.reitec.es/Pdf/documentacion6.pdf> 3/6/2016.

Handbook of Stainless Steels, Donald Peckner and I. M. Bernstein, McGraw-Hill Book Company, New York, NY, (1977)

Hesse, Stefan. (2001). *Sistemas modulares de manipulación*. Festo Didactic.

INTI. 2012. *Envases y embalajes*. San Martín.
<http://www.inti.gob.ar/atp/pdf/cuadernilloEnvasesyEmbalajes.pdf>. [Visitado en 21 de agosto de 2016].

Kutz, M. (Ed.). (2013). *Handbook of farm, dairy and food machinery engineering*. Academic Press.

L. Bryan y E. Bryan. 1998. *Programmable Controllers. Theory and implementation*. United States: Industrial Text. 1025 páginas.

Lee Spring. 2015. *Resortes de catálogo y hechos a la medida 2015*. ROHS COMPLIANT.
Lenguajes de programación.
http://www.infopl.net/files/documentacion/automatas/infoPLC_net_lenguajes_programacion_V4.pdf
 10/6/2016.

Llandosa, Vicente. Gea, José Manuel. Circuitos básicos de ciclos neumáticos y electro neumáticos. Editorial Marcombo. Barcelona, España. 1998 Página 44 - 47. Visitado: mayo 2016. URL: https://books.google.com.gt/books?id=57TaED7Qxw0C&pg=PA44&dq=elementos+neumaticos&hl=en&sa=X&redir_esc=y#v=onepage&q=elementos%20neumaticos&f=false

M. Antonio y Francisco S. 2003. *Norma iec 60617/en60617 símbolos gráficos para esquemas*. 52págs. <http://sistemamid.com/download.php?a=3251>

Metals Handbook, 10th ed., vol. 1, ASM International Handbook Committee., ASM International, Materials Park, OH, (1990)

Metals Handbook, Vol.2 - Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials, ASM International 10th Ed. 1990.

Natarajan, S., Govindarajan, M., & Kumar, B. (2014). *Fundamentals Of Packaging Technology*. PHI Learning Pvt. Ltd.

Nistral, Jesús. *Automatismo eléctricos neumáticos e hidráulicos*. 5ª edición. 173págs. https://books.google.com.gt/books?id=TMa-xuhAUiIC&pg=PA130&lpg=PA130&dq=MANDOS+EL%C3%89CTRICOS+DE+CILINDROS&source=bl&ots=VGj-vRHE8g&sig=7nxEUfq0r61jajC8rVbMnDgvnNI&hl=es&sa=X&ved=0ahUKEwj_wI68wLrPAhVCWx4KHVJgDS8Q6AEISzAK#v=onepage&q=MANDOS%20EL%C3%89CTRICOS%20DE%20CILINDROS&f=false

OMRON. 2016. *Máquina empaquetadora de cajas de cartón*. <https://industrial.omron.mx/es/solutions/packaging/packaging-machine-automation-solutions/cardboard-sleeve-cartoner> [Visitado en 04 de octubre de 2016].

Parker Training. Tecnología Neumática Industrial. Apostilla M1001 BR. Enero 2003. Páginas 25-66, 79 - 84.

Parker. Cilindros neumáticos: Serie P1A de conformidad con ISO 6432. Catálogo PDE2564TCES-ul. Agosto 2009. Página 10.

PeruvianFair. *Métodos de embalaje*. <http://peruvianfair.com/docu/Metodos%20de%20Embalaje.pdf> [Visitado en 17 de julio de 2016].

PMI, M. (2009). Guía de los Fundamentos para la dirección de proyectos (Guía del PMBOK). Project Management Inst.

Productos siemens.

https://www.industry.siemens.com/home/aan/es/argentina/Documents/CatalogoProductosSiemens_MAY2015.pdf 17/9/2016.

Registro de la propiedad industrial. 1988. *Patente de invención "Máquina automática dobladora de cajas de cartón"*. España. http://www.espatentes.com/pdf/2012935_a6.pdf. [Visitado en 04 de octubre de 2016].

Rocatek. *Automatización industrial*. <http://www.rocatek.com/index.php>. [Visitado en 17 de julio de 2016]

Rocha Chiu, L. A., & Gama Ponce, T. (2007). Costos preliminares en proyectos de edificación.

Sanfeliu A. *Evolución histórica de la automatización de los procesos industriales*. http://members.tripod.com/iua_informatica.ar/informatica_industrial/download/historia.pdf. [Visitado en 17 de julio de 2016].

Sensor capacitivo cbn15-18gs75-e2.

http://files.pepperlfuchs.com/selector_files/navi/productInfo/edb/237040_spa.pdf 4/8/2016.

Sensor fotoeléctrico de barrera, unidireccional bb10-p-f1/25/33/35/102/115-7m. http://files.pepperlfuchs.com/selector_files/navi/productInfo/edb/809332_spa.pdf 29/7/2016.

Sensor inductivo nbn25-30gm50-us.

http://files.pepperl-fuchs.com/selector_files/navi/productInfo/edb/198094_spa.pdf 8/8/2016.

Sensores de proximidad smt/sme-8, para ranura en t.

https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/SMX8_ES.PDF 16/9/2016. 22/8/2016.

Shigley, J. E. (2011). *Shigley's mechanical engineering design*. Tata McGraw-Hill Education.

Siemens. *Micromaster 420*. A2. 130 págs.

https://cache.industry.siemens.com/dl/files/704/6515704/att_95840/v1/opspa.PDF

Simatic ktp600 hmi basic panel.

https://www.google.com.gt/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=3&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwi4np7T88fPAhWH2R4KHUxrCKIQFggqMAI&url=http%3A%2F%2Fwww.conrad.com%2Fce%2Fen%2Fproduct%2F197884%2FSiemens-6AV6647-0AD11-3AX0-SIMATIC-KTP600-HMI-Basic-Panel-Resolution-320-x-240-pix-Interfaces-1-x-RS-485-1-x-RJ45-Eth&usg=AFQjCNE9Q3qvNvKLjpyjhL_1_VFwbryZyw&sig2=6R8Gn5NqrSIHC9NeGX3QmQ
18/8/2016.

Simatic, S7-300. Controlador lógico programable.

<https://facso.wikispaces.com/file/view/S7-300.pdf> 20/5/2016.

Simbología eléctrica.

http://www.portaleso.com/usuarios/Toni/web_simbolos/unidad_simbolos_electricos_indice.html
1/7/2016.

Solenoid valve vuvs-l20-b52-d-g18-f17-1c1.

https://www.festo.com/net/el_gr/SupportPortal/default.aspx?tab=3&q=575265 5/9/2016.

Statement list (stl) for s7-300 and s7-400 programming.

<http://iat.fs.cvut.cz/109/files/S7/S7-SW2.pdf> 15/9/2016.

Structural Alloys Handbook, 1996 edition, John M. (Tim) Holt, Technical Ed; C. Y. Ho, Ed., CINDAS/Purdue University, West Lafayette, IN, 1996.

Thwing-Albert Instrument Company. 1270 PCA Score Bend & Opening Force Tester. 2016. URL: <http://www.thwingalbert.com/1270-pca-score-bend-opening-force-tester.html?store=spanish>

Tsj/tsj-n.

<http://www.tecnobar.com/tecnoshop/images/pdf/phelps/TSJTSJN.pdf> 24/9/2016.

Type tffn/ tfn/tewn copper conductor. <https://www.encorewire.com/wp-content/uploads/EncoreWire-TFFN.pdf> 27/9/2016.

Universidad del País Vasco. Escuela Superior de Ingenieros. Válvulas de los sistemas de los sistemas neumáticos. Bilbao. Visitado: mayo 2016.

URL: http://www.ehu.eus/manufacturing/docencia/360_ca.pdf

Vacuostatos presostatos. <http://www.gasnor.net/pdf/07.pdf> 24/6/2016.

Video: PCA Score Bend Tester from Thwing-Albert (Opening Fixture). 2016 URL: <https://www.youtube.com/watch?v=uGwY5z00I0w>

XII. ANEXOS

Anexo A

Características, propiedades y parámetros de las transmisiones de potencia por banda dentada

Parámetros de cálculo

BELT WIDTH SELECTION

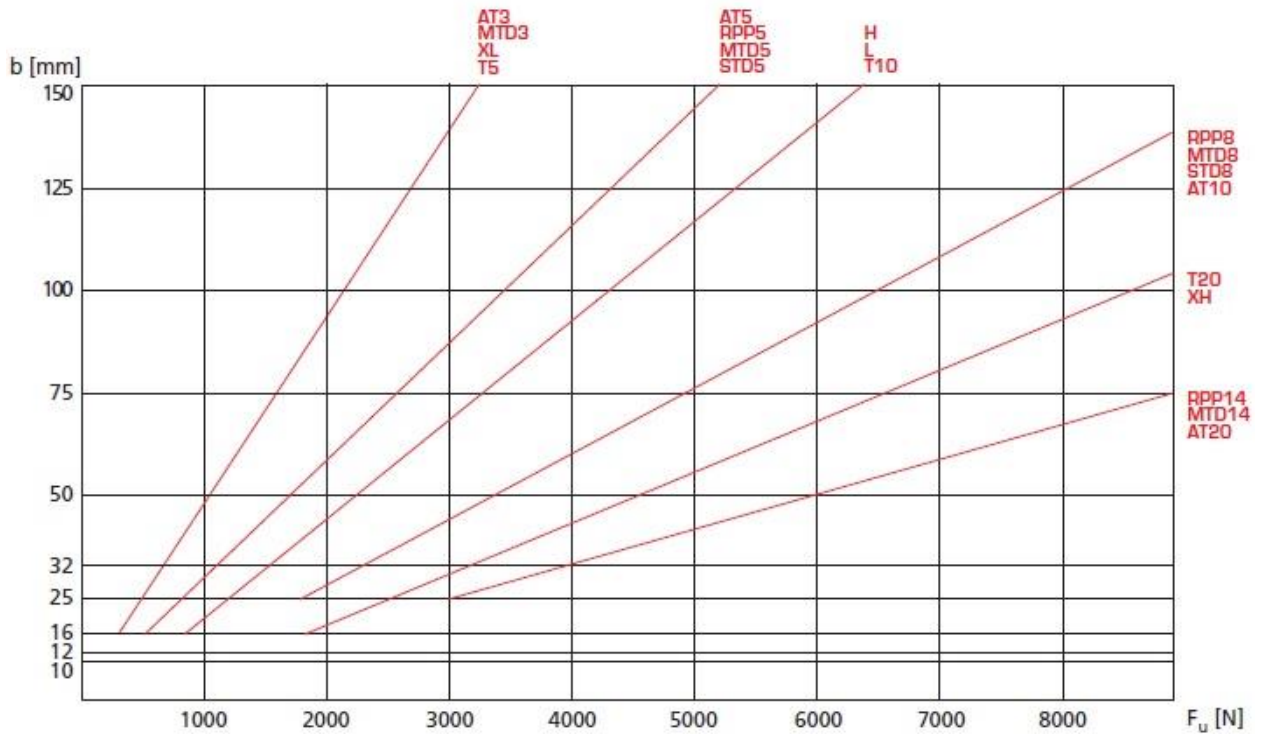


Table n.2

Average values valid for standard steel cord.
After belt selection, please check belt resistance on belt data page.

Factor de seguridad en función del tipo de operación

Table n. 4 - Safety factor		
The choice of the Safety factor's , depends on the operating conditions. The following table shows the value to be used:		
Steady Load		1
Shock Load	Low	1.4
	Average	1.7
	High	2
Elevators, hoists		1.8
Line shafts		1.6
Paper machines:		
agitators, calenders, driers, winding frames,		1.6
willows, Jordan machines, pumps, slicers, grinders		1.8
Machines for pottery and earthenware:		
cutters, granulators,		1.7
pulping machines		2.0
Laundry machines: general		
extractors, washers		1.8
Machines for rubber processing		
Woodworking machines:		
lathes, band saws, cutters,		1,7
circular saws, planers, jointer		1,7
Printing machinery:		
rotary, newspaper, linotype, cutters, folders, magazine		1.6
Textile machines:		
warping machines, winders,		1,7
spinners, twisting frames, looms		1.8
Machines tools: drilling machines, lathes,		
tread cutting machines, gears cutters, boring machines		1.6
millers, planers,		1.7
grinding machines		1.7
Conveyors:		
horsts, light backage, over		1.3
screw fleight		1.8
apron bucket, elevator		1.8
screw		1.8
Brick machinery		1.8

Características de la banda T5 de Megalinear

MEGALINEAR T5 OPEN-END

BELT CHARACTERISTICS

STANDARD WIDTHS (mm)	6	10	16	25	32	50	75	100
Weight (gr/m)	15	20	35	55	70	105	160	220

Standard compound: **white Polyurethane thermoplastic 92 ShA**

Standard back cover: **none**

Standard tooth cover: **none**

Standard cords: **S and Z torsion zinked steel**

Standard width tolerance: **+/- 0,5 mm**

Standard thickness: **2,2 +/- 0,15 mm**

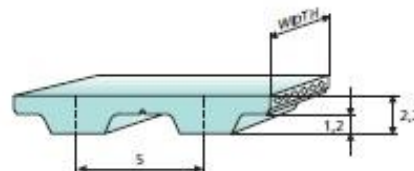
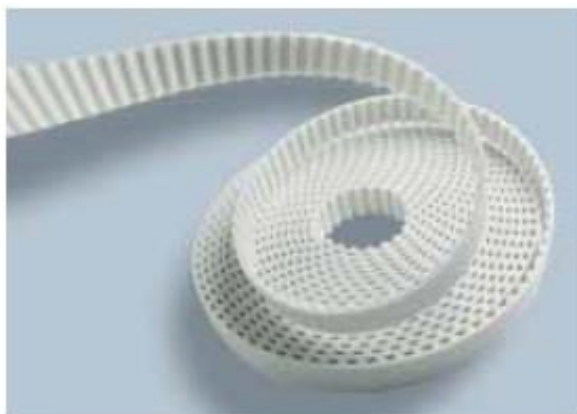
Standard length tolerance: **+/- 0,8 mm/m**

Standard roll length: **100 m**

Belt options on request with minimum quantity:

- Nylon fabric back
- Nylon fabric teeth
- Antistatic nylon fabric
- FDA compound
- AVAFC 60/70/85 ShA
- APL
- Fishbone
- Ribbed
- Cleats

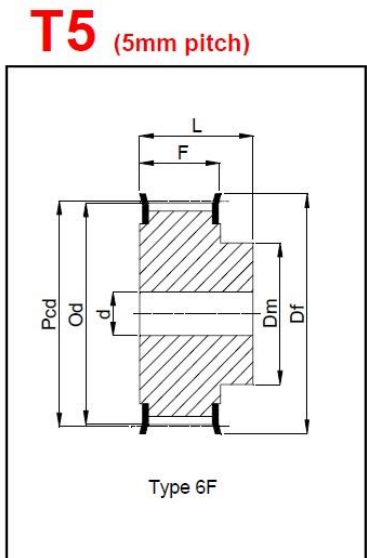
Different back coating materials see page 86



TOOTH RESISTANCE

RPM (1/min)	0	20	40	60	80	100	200	300	400	500	750	1000	1500	2000	3000	4000	5000	8000
F _{p spec} (N/cm)	24	23	23	22	22	22	20	19	19	18	17	16	15	14	12	11	11	9

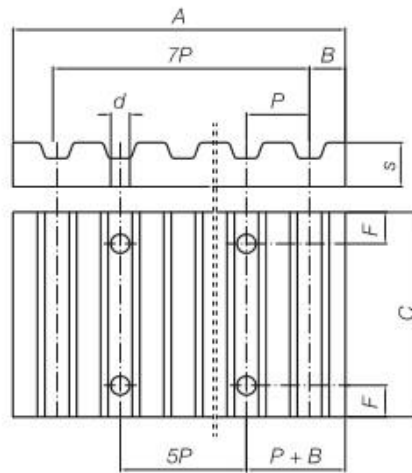
Características de las poleas para banda tipo T5



T5 Pulley to suit 10mm wide Belt

Pulley No.	Type	teeth	Pcd	Od	Dm	Df	F	L	d	Weight
AL21T5/10-2	6F	10	15.92	15.05	8	19.5	15	21	-	0.012
AL21T5/12-2	6F	12	19.10	18.25	11	23.0	15	21	-	0.016
AL21T5/14-2	6F	14	22.29	21.45	14	25.0	15	21	-	0.016
AL21T5/15-2	6F	15	23.88	23.05	16	28.0	15	21	6	0.021
AL21T5/16-2	6F	16	25.47	24.60	18	32.0	15	21	6	0.025
AL21T5/18-2	6F	18	28.65	27.80	20	32.0	15	21	6	0.031
AL21T5/19-2	6F	19	30.25	29.40	22	36.0	15	21	6	0.036
AL21T5/20-2	6F	20	31.83	31.00	23	36.0	15	21	6	0.038
AL21T5/22-2	6F	22	35.02	34.25	24	38.0	15	21	6	0.046
AL21T5/24-2	6F	24	38.21	37.40	26	42.0	15	21	6	0.054
AL21T5/25-2	6F	25	39.80	39.00	26	44.0	15	21	6	0.058
AL21T5/26-2	6F	26	41.39	40.60	26	44.0	15	21	6	0.062
AL21T5/27-2	6F	27	42.98	42.20	30	48.0	15	21	8	0.064
AL21T5/28-2	6F	28	44.58	43.75	32	48.0	15	21	8	0.071
AL21T5/30-2	6F	30	47.76	46.95	34	51.0	15	21	8	0.075
AL21T5/32-2	6F	32	50.94	50.10	38	54.0	15	21	8	0.088
AL21T5/36-2	6F	36	57.31	56.45	38	63.0	15	21	8	0.114
AL21T5/40-2	6F	40	63.66	62.85	40	66.0	15	21	8	0.138
AL21T5/48-0	6	48	76.42	75.55	50	-	15	21	8	0.200
AL21T5/60-0	6	60	95.52	94.65	65	-	15	21	8	0.307

Características de los platos de sujeción para banda tipo T5



XL - L - H - T5 - T10 - T20 - AT5 - AT10 - AT20

Piastre dentate per cinghie HTD / Clamping plates for HTD pitch belts

Alluminio Alum.	Passo Pitch	F	d	B	A	S	Larghezze cinghia [mm] / Belt width [mm]																	
							6	9	10	15	20	25	30	40	50	55	85	115	170					
							C																	
*	5M	6	5,6	3,25	41,5	8	25	28		34		44												
*	8M	8	9	5	66	15			35	40	45	65		75						110				
*	14M	10	11	9	116	22						66		71						86	116	146	201	

Anexo B

Características, propiedades y parámetros de las unidades de rodamiento lineal

Tabla 2.1: factor f_s en función del cociente entre l_s y l_t .

l_s / l_t	$f_{s,ball}$
1,0	1,00
0,9	0,91
0,8	0,82
0,7	0,73
0,6	0,63
0,5	0,54
0,4	0,44
0,3	0,34
0,2	0,23
0,1	0,13

Tabla 2.2: Largo de soporte l_t de los diferentes rodamientos lineales.

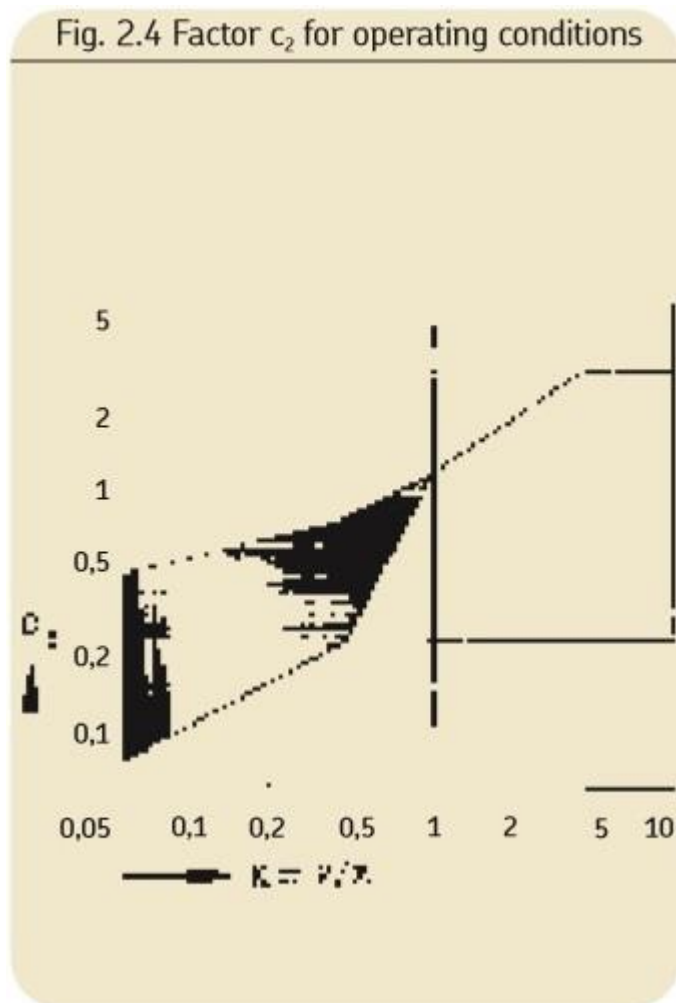
Type	l_t	Type	l_t
LBBR 3	4,1	LBC ... 5	11,3
LBBR 4	5,4	LBC ... 8	12,5
LBBR 5	7,1	LBC ... 12	19,8
LBBR 6	12	LBC ... 16	22
LBBR 8	12,7	LBC ... 20	27,8
LBBR 10	12,7	LBC ... 25	39,6
LBBR 12	15,4	LBC ... 30	47,7
LBBR 14	15,4	LBC ... 40	54
LBBR 16	15,4	LBC ... 50	68,5
LBBR 20	15,4	LBC ... 60	92
LBBR 25	22,4	LBC ... 80	122
LBBR 30	32		
LBBR 40	38,6		
LBBR 50	47,8		

Tabla 2.6: factor f_d para la condición de la carga

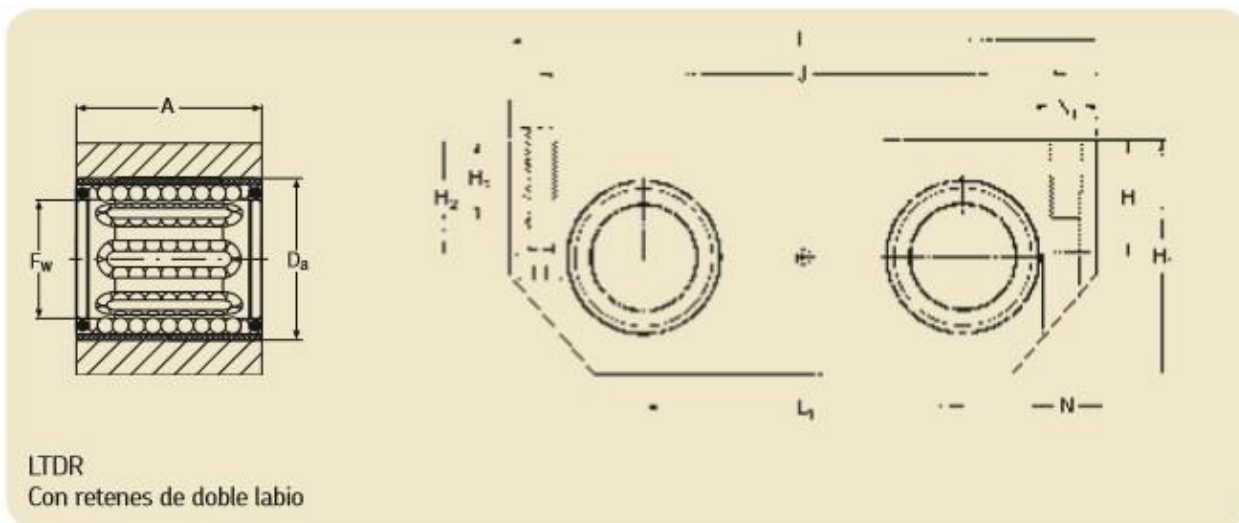
Table 2.6 Factor f_d for load conditions		
Load conditions	f_d	
	from	to
Normal running without shock loads Speed < 15 m/min ⁻¹	1,0	1,2
Light shock loads Speed < 60 m/min ⁻¹	1,2	1,5
High shock loads Speed > 60 m/min ⁻¹	1,5	3,0

Tabla 2.9: Factor c_1 de confiabilidad.

Table 2.9 Factor c_1 for reliability		
Reliability %	L_{ns}	c_1
50	L_{50s}	5,04
60	L_{40s}	3,83
70	L_{30s}	2,77
80	L_{20s}	1,82
90	L_{10s}	1
95	L_{5s}	0,62
96	L_{4s}	0,53
97	L_{3s}	0,44
98	L_{2s}	0,33
99	L_{1s}	0,21

Tabla 2.4: factor c_2 para las condiciones de operación

Características y propiedades de la unidad de rodamiento lineal LTDR



Dimensiones												Cargas básicas nominales		Masa	Designaciones
F_w	A	D_a	H <small>$\pm 0,01$</small>	H_1	H_2	H_3	J	L	L_1	$N^{(1)}$	$N_1^{(1)}$	din. C	est. C_0	kg	Unidad lineal con retenes de doble labio
mm											—	N			—
12	28	19	15	30	14	11	69	80	40	4,3	M 5	1 140	1 020	0,15	LTDR 12-2LS
16	30	24	17,5	35	16,5	11	86	96	52	4,3	M 5	1 530	1 270	0,22	LTDR 16-2LS
20	30	28	20	40	19	13	103	115	63	5,3	M 6	1 900	1 600	0,30	LTDR 20-2LS
25	40	35	25	50	24	18	123	136	75	6,6	M 8	3 450	3 150	0,58	LTDR 25-2LS
30	50	40	28	56	27	18	133	146	80	6,6	M 8	5 200	5 400	0,85	LTDR 30-2LS
40	60	52	35	70	34	22	166	184	97	8,4	M 10	9 000	9 000	1,56	LTDR 40-2LS
50	70	62	40	80	39	26	189	210	107	10,5	M 12	11 400	12 700	2,21	LTDR 50-2LS

Anexo C

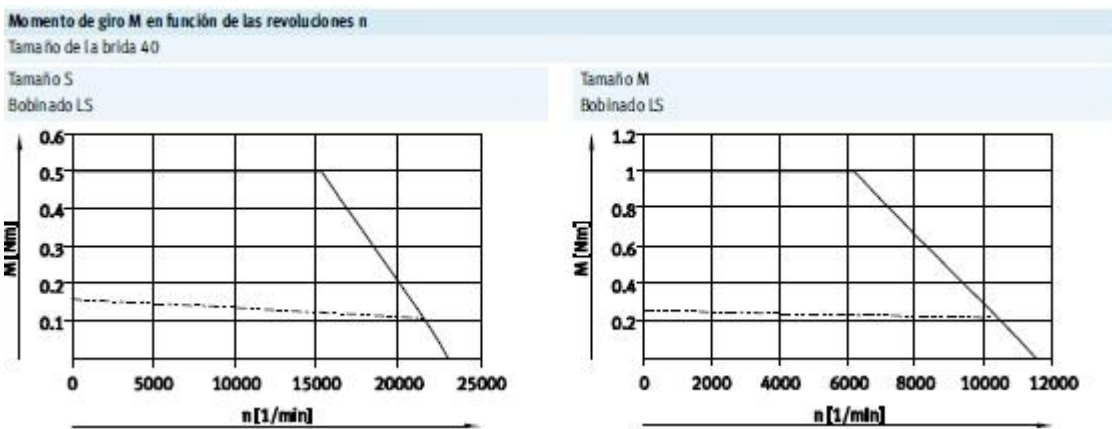
Características y propiedades del servo motor Festo EMMS-AS-40-MK-LS-SRB

Datos técnicos del servomotor

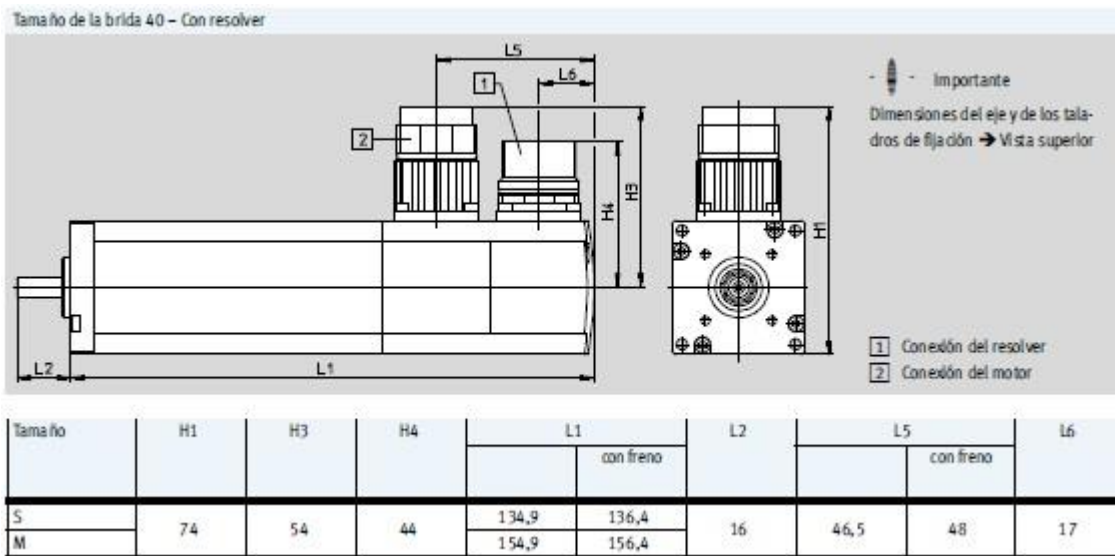
Especificaciones técnicas			
Tamaño de la brida		40	
Tamaño		S	M
Bobinado		LS	LS
Motor			
Tensión nominal	[V DC]	360	360
Corriente nominal	[A]	0,83	0,63
Corriente de pico	[A]	3,3	3,3
Potencia nominal	[W]	1,35	232
Momento de giro nominal	[Nm]	0,14	0,22
Momento de giro máximo	[Nm]	0,5	1
Momento de giro en reposo	[Nm]	0,16	0,26
Velocidad de giro nominal	[1/min]	9000	10300
Número de revoluciones máx.	[1/min]	23040	11520
Constante del motor	[Nm/A]	0,172	0,344
Resistencia de la bobina	[Ω]	20,5	31,0
Inductancia de la bobina	[mH]	5,18	10,40
Momento de inercia de salida total			
Encoder			
sin freno	[kgcm ²]	0,023	0,045
con freno	[kgcm ²]	0,033	0,055
Resolver			
sin freno	[kgcm ²]	0,027	0,049
con freno	[kgcm ²]	0,037	0,059
Carga en el eje			
Radial	[N]	78	82
Axial	[N]	12	12
Freno			
Tensión de funcionamiento	[V DC]	24 +6 ... -10%	
Rendimiento	[W]	6	
Momento de sujeción	[Nm]	0,4	
Momento de inercia de la masa			
Encoder	[kgcm ²]	0,01	
Resolver	[kgcm ²]	0,01	

Pesos [kg]						
Tamaño de la brida	40		55		70	
Tamaño	S	M	S	M	S	M
Encoder						
sin freno	0,87	1,00	1,30	1,60	2,10	2,70
con freno	0,92	1,05	1,42	1,70	2,30	2,90
Resolver						
sin freno	0,55	0,68	1,20	1,50	2,19	2,79
con freno	0,61	0,74	1,32	1,62	2,39	2,99

Momento de giro M en función de las revoluciones del servomotor



Dimensiones del servomotor



Anexo D

Características y propiedades del actuador lineal neumático Festo DSBF-C-L-40-400-PA-N3-R

Datos técnicos del cilindro neumático normalizado

Cilindros normalizados DSBF-C, ISO 15552, Clean Design



Hoja de datos

Condiciones de funcionamiento y del entorno								
Diámetro del émbolo		32	40	50	63	80	100	125
Fluido de trabajo		Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]						
Indicación sobre el fluido de trabajo/mando		Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado (lo cual requiere seguir utilizando aire lubricado)						
Presión de funcionamiento								
DSBF...	[bar]	0,6 ... 12		0,4 ... 12			0,2 ... 10	
DSBF...-L ¹⁾	[bar]	0,25 ... 12		0,2 ... 12	0,15 ... 12	0,1 ... 12	0,1 ... 10	
DSBF...-U ¹⁾	[bar]	0,1 ... 12					0,05 ... 12	0,05 ... 10
DSBF...-T3/-A2	[bar]	1 ... 12					1 ... 10	
DSBF...-A3	[bar]	1,5 ... 12		1 ... 12	0,6 ... 12		0,6 ... 10	
Temperatura ambiente ²⁾								
DSBF...	[°C]	-20 ... +80						
DSBF...-L/-A1	[°C]	0 ... +80						
DSBF...-T1	[°C]	0 ... +120						
DSBF...-T3	[°C]	-40 ... +80						
DSBF...-T4	[°C]	0 ... +150						
DSBF...-EX4	[°C]	-20 ... +60						
Apropiado para el contacto con alimentos ³⁾		Consultar información ampliada sobre el material						
Clase de resistencia a la corrosión ⁴⁾		3						

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]								
Diámetro del émbolo		32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica con 6 bar, avance		483	754	1178	1870	3016	4712	7363
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso		415	633	990	1682	2721	4418	6881
Energía máx. de impacto en las posiciones finales								
DSBF...		0,4	0,7	1,0	1,3	1,8	2,5	3,3
DSBF...-L/-U/-T1/-T3/-T4		0,2	0,35	0,5	0,65	0,9	1,25	1,65

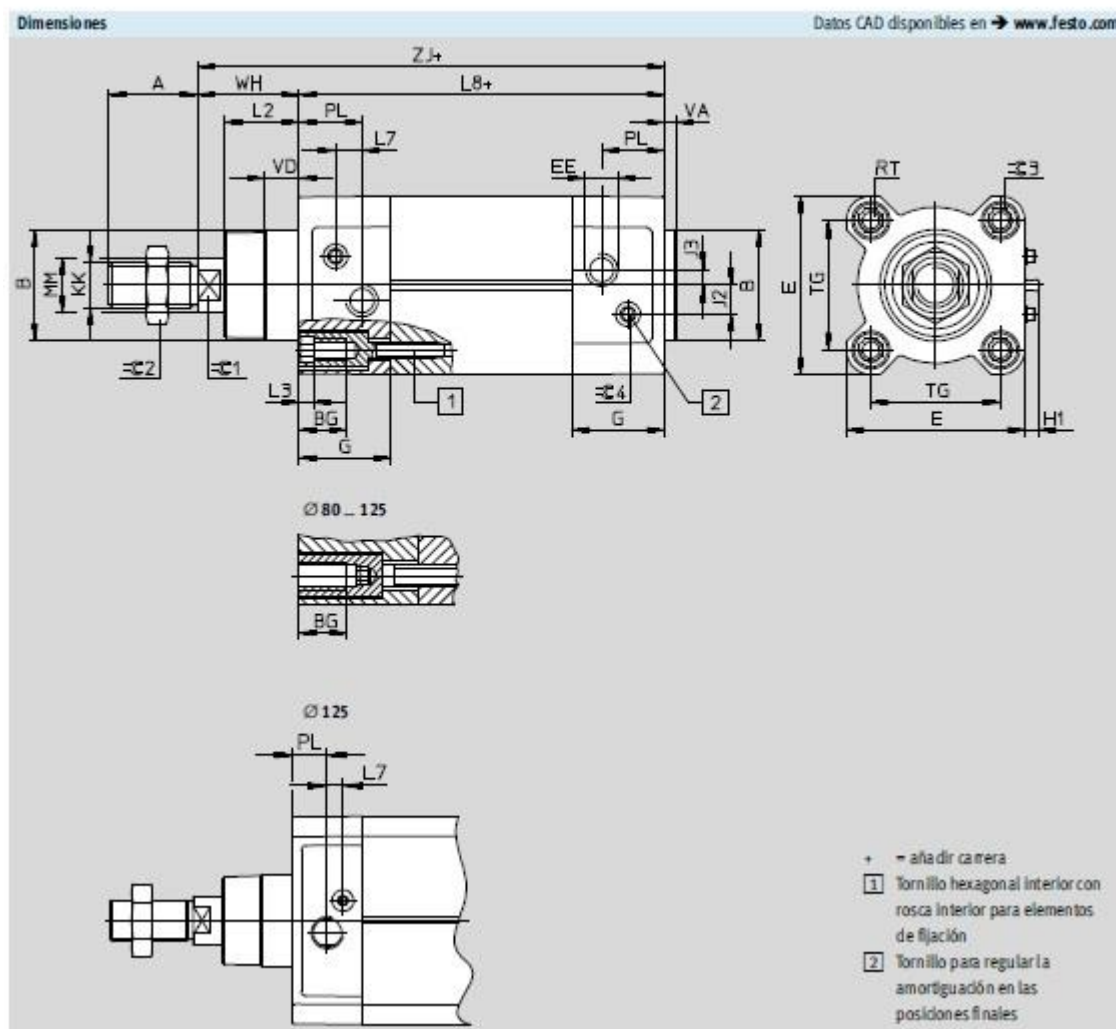
Pesos [g]								
Diámetro del émbolo		32	40	50	63	80	100	125
DSBF...								
Peso del producto con carrera de 0 mm		472	778	1241	1803	3131	4551	6928
Peso adicional por cada 10 mm de carrera		28	40	58	65	95	106	163
Masa en movimiento con carrera de 0 mm		108	204	363	460	800	1045	2245
Masa en movimiento por 10 mm de carrera		9	16	25	25	39	39	63
DSBF...-T								
Peso del producto con carrera de 0 mm		588	962	1574	2166	3714	5239	7767
Peso adicional por cada 10 mm de carrera		35	53	83	89	136	146	226
Masa en movimiento con carrera de 0 mm		179	338	611	714	1282	1561	3084
Masa en movimiento por 10 mm de carrera		18	32	50	50	78	78	126

Dimensiones del cilindro neumático normalizado

Cilindros normalizados DSBF-C, ISO 1552, Clean Design

FESTO

Hoja de datos



Cilindros normalizados DSBF-C, ISO 15552, Clean Design

Hoja de datos

∅	A	B	BG	E	EE	G	H1	J2	J3
[mm]	-0,5	∅ d11	Min.	+0,5		-0,2	±0,2	±0,1	±0,1
32	22	30	16	45	G $\frac{3}{8}$	28	5	5,7	5,3
40	24	35	16	54	G $\frac{1}{4}$	33	5	8	4
50	32	40	16	64	G $\frac{3}{4}$	33	5	10,4	5,5
63	32	45	16	75	G $\frac{3}{8}$	40,5	5	12,75	6,3
80	40	45	17	93	G $\frac{3}{8}$	43	5	12,5	8
100	40	55	17	110	G $\frac{1}{2}$	48	5	13,5	10
125	54	60	20	136	G $\frac{1}{2}$	44,7	5	13	8

∅	KK	L2	L3	L7	L8	MM	PL	RT	TG
[mm]			Máx.		±0,4	∅	±0,1		±0,3
32	M10x1,25	18 _{-0,2}	5	6,5	94	12	19,5	M6	32,5
40	M12x1,25	21,3 _{-0,2}	5	7,5	105	16	22,5	M6	38
50	M16x1,5	26,8 _{-0,2}	5	9,5	106	20	22,5	M8	46,5
63	M16x1,5	27 _{-0,2}	5	9	121	20	27,5	M8	56,5
80	M20x1,5	34,2 _{-0,2}	-	11	128	25	30	M10	72
100	M20x1,5	38 _{-0,2}	-	7,5	138	25	31,5	M10	89
125	M27x2	45,5 _{-0,3}	-	10	160	32	22,5	M12	110

∅	VA	VD	WH	ZJ	≈C1	≈C2	≈C3	≈C4
[mm]		+0,5	+2,2	+1,8				
32	4 _{-0,2}	10	25	119,1	10	16	6	4
40	4 _{-0,2}	10,5	28,7	133,9	13	18	6	4
50	4 _{-0,2}	11,5	35,6	141,8	17	24	8	4
63	4 _{-0,2}	15	35,9	157,1	17	24	8	4
80	4 _{-0,2}	15,7	45,4	173,6	22	30	6	4
100	4 _{-0,2}	19,2	49,3	187,5	22	30	6	5
125	6 _{-0,3}	20,5	64,1	225	27	41	8	5

Anexo E

Características y propiedades de la unión no permanente

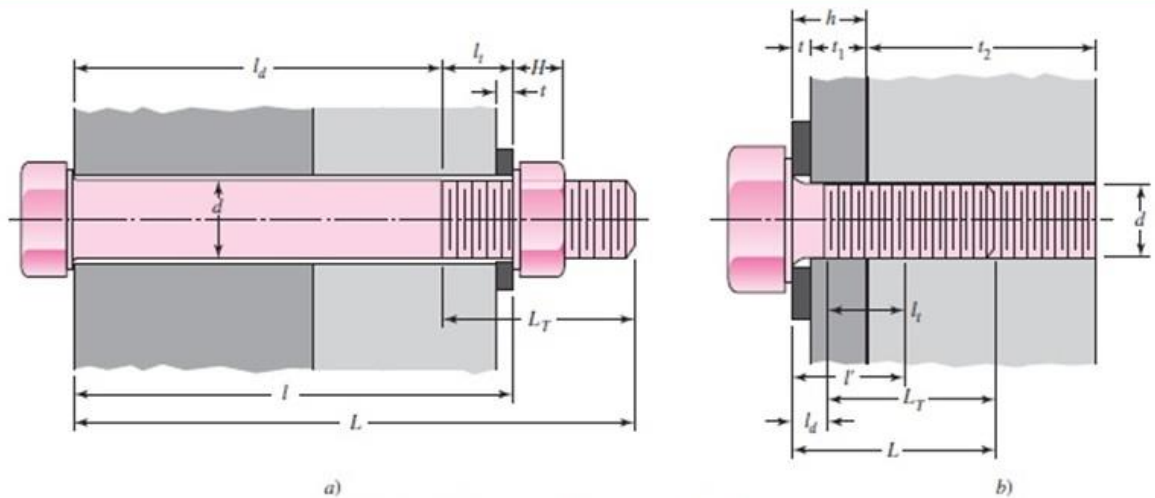
Tabla 8-1: Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Tabla 8-7: procedimiento sugerido para determinar la rigidez del sujetador

Tabla 8-7

Procedimiento sugerido para determinar la rigidez del sujetador



a)

b)

Dado el diámetro del sujetador d y el paso p o el número de roscas

Agarre efectivo

El agarre es el espesor l

$$l' = \begin{cases} h + t_2/2, & t_2 < d \\ h + d/2, & t_2 \geq d \end{cases}$$

Espesor de la arandela de la tabla A-32 o A-33
 Longitud roscada L_T
 Serie en pulgadas:

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4} \text{ pulg}, & L \leq 6 \text{ pulg} \\ 2d + \frac{1}{2} \text{ pulg}, & L > 6 \text{ pulg} \end{cases}$$

Serie métrica:

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 \text{ mm}, & L \leq 125, d \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 12 \text{ mm}, & 125 < L \leq 200 \text{ mm} \\ 2d + 25 \text{ mm}, & L > 200 \text{ mm} \end{cases}$$

Longitud del sujetador: $L > l + H$

Longitud del sujetador:
 $L > h + 1.5d$

Longitud de la parte útil sin rosca: $l_d = L - L_T$
 Longitud de la parte roscada: $l_r = L - l_d$

Redondee usando la tabla A-17*

Longitud de la parte útil sin rosca: $l_d = L - L_T$
 Longitud de la parte útil roscada: $l_r = l' - l_d$

Tabla 8-8: Parámetros de la rigidez de varios metales

Tabla 8-8 Parámetros de la rigidez de varios materiales† †Fuente: J. Wileman, M. Choudury e I. Green, "Computation of Member Stiffness in Bolted Connections", en <i>Trans. ASME, J. Mech. Design</i> , vol. 113, diciembre de 1991, pp. 432- 437.	Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad,		A	B
			GPa	Mpsi		
	Acero	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
	Aluminio	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
	Cobre	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
	Hierro fundido grs	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
	Expresión general				0.789 52	0.629 14

Tabla 8-11: clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero.

Tabla 8-11 Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero*	Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima,† MPa	Resistencia mínima a la tensión,† MPa	Resistencia mínima a la fluencia,† MPa	Material	Marca en la cabeza
	4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
	4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
	5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
	8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
	9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
	10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
	12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	



Tabla 8-15: factores del par de torsión K

Tabla 8-15	Condición del perno	K
Factores del par de torsión K para su empleo con la ecuación (8-27)	Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
	Galvanizado	0.20
	Lubricado	0.18
	Con recubrimiento de cadmio	0.16
	Con Anti-Seize Bowman	0.12
	Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Tabla A-31: Dimensiones de roscas hexagonales

Tabla A-31 Dimensiones de roscas hexagonales	Altura H				
	Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Hexagonal regular	Gruesa ranurada	Contra-tuerca
	$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
	$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
	$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
	$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
	$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
	$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
	1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
	$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$
	Tamaño nominal, mm				
	M5	8	4.7	5.1	2.7
	M6	10	5.2	5.7	3.2
	M8	13	6.8	7.5	4.0
	M10	16	8.4	9.3	5.0
	M12	18	10.8	12.0	6.0
	M14	21	12.8	14.1	7.0
	M16	24	14.8	16.4	8.0
	M20	30	18.0	20.3	10.0
	M24	36	21.5	23.9	12.0
	M30	46	25.6	28.6	15.0
	M36	55	31.0	34.7	18.0

Planchas para la manufactura del mecanismo de manipulación y sujeción

 <p>ALMACEN AMERICANO Una Tradición en Servicio y Calidad</p>		<p>ALMACEN AMERICANO 35 CALLE 8-05 ZONA 11 GUATEMALA, C.A. TEL. 2463-6600 FAX - 2476-1659</p>		<p>17/Oct/16</p>	
<p>GRUPO INDUSTRIAL NASCA, S. A. 34 CALLE 8-07 Las Charcas Zona 11 24421964</p>		<p>COTIZACION No.: 1856 (NAS01)</p>		<p>Vendedor : 2 Enviar a :</p>	
<p>7050071-1</p>					
Cantidad	Clave	Descripción	% Desc	Precio Unitario	Importe
1	0111170	LAM ALUM MAL 4X04 CAL 11 (1/8")	0.00	700.00	700.00
1	0111180	LAM ALUM MAL 4X04 CAL 1/4"	0.00	1,600.00	1,600.00
 <p>ALMACEN AMERICANO Una Tradición en Servicio y Calidad</p>					
<p>SUJETO A PAGOS TRIMESTRALES</p>				<p>SubTotal : 2,300.00 Descuento : 0.00 2,300.00</p>	
<p>DOS MIL TRESCIENTOS QUETZALES 00/100 M.N.</p>					

Manufactura del mecanismo de manipulación y de la placa superior del mecanismo de sujeción

DESCRIPCION		CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
1	TAPADERA SOPORTE DE EJE	1	Q 1,720.00	Q 1,720.00
2	SOPORTE DE EJE Y SERVO MOTOR	1	Q 4,250.00	Q 4,250.00
3	SOPORTE DEL EJE	1	Q 3,750.00	Q 3,750.00
4	PLANCHA SUPERIOR DE POSICIONAMIENTO	1	Q 2,530.00	Q 2,530.00
5	EJE SOPORTE DE RUEDA DENTADA	1	Q 1,450.00	Q 1,450.00

Nota: Solo incluye mano de obra

TOTAL Q **13,700.00**

Requisición u Orden

Tiempo de Entrega

Lugar de Entrega

Vigencia de la Oferta

Condiciones de pago

Observaciones

TEL
2478-1110
FAX
2363-3174


Moneda

Entregas Parciales

EDIN SAQUIL
Movil: 4049-7358
INDUSTRIAS INTELIGENTES S.A.

LOS PRECIOS ANTERIORMENTE DESCRITOS YA PRESENTAN IVA

Manufactura del soporte del clamping support y del soporte del rodamiento lineal guía



INDUSTRIAS ALFASA, S.A.

CALZADA SAN JUAN 9-65, ZONA 7, GUATEMALA, C. A.
Tels.: 24721788, 24715834, 24719807, 24734318, 24734949
TELEFAX: 24715834

GUATEMALA, 17 DE OCTUBRE		DE 2016-	
SEÑOR: DIEGO GONZALEZ			
DIRECCION:			
PROFORMA	Nº	3692	ENVIO

CANT.	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
	MANO de OBRA PARA-		
	FABRICAR PIELA 1/8		
	ALUMINIO - CORTE		
	DOBLES Y PERFORADO -		75.00
	[]		
	CORTE DOBLES Y PERFORADO-		
	DE PIELA ALUMINIO		
	1/16 -		60.00
	T/O 2da		

RECIBI CONFORME: _____

Manufactura de las planchas del mecanismo de manipulación y de sujeción

			
Fecha	03 DE OCTUBRE DEL 2016		
EMPRESA	GRUPO NASCA	NIT	
CON ATENCION A	STEPHANY	LUGAR DE ENTREGA	BODEGA DE LA EMPRESA
MÁQUINA DE CORTE	WATERJET	TIEMPO DE ENTREGA	PENDIENTE
CONDICIONES DE PAGO	60% ANTICIPO 40% ENTREGA		

A continuación tenemos el agrado de presentarles la siguiente requisición de cortes:

Cantidad	Descripción	Valor Unitario	Valor Total
1	PIEZA 1 ALUMNIO 1/8	Q55.00	Q55.00
1	PIEZA 2 ALUMNIO 1/8	Q88.00	Q88.00
1	PIEZA 3 ALUMNIO 1/8	Q70.00	Q70.00
1	PIEZA 4 ALUMINIO 1/8	Q55.00	Q55.00
1	PIEZA 5 ALUMNIO 1/8	Q65.00	Q65.00
		TOTAL SIN IVA	Q333.00
		IVA	Q39.96
Observaciones:		GRAN TOTAL	Q372.96

NO INCLUYE MATERIAL

PRECIOS EN UNIDAD NO INCLUYEN IVA
NO SOMOS RESPONSABLES DEL MATERIAL DESPUES DE 15 DIAS

Elaborado por

Stephanie Cruz
Asistente de Gerencia

Hidrocortes de Guatemala
16. avenida 5-81 zona 11 Carabanchel

Rodamiento de bolas y unidades de rodamiento lineal

GRUPO AGINT, S.A.



FECHA 18/10/2016
 CLIENTE: GT INDUSTRIAS
 CONTACTO: MAYRA VILZEDA
 COTIZACIÓN #KC 00218



SUJETO A EXISTENCIA, AUN CUANDO ORDEN DE COMPRA HAYA SIDO RECIBIDA.

Ni: 729-898-0

CANTIDAD	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	MARCA	PRECIO	TOTAL	ENTREGA
2	618/8	CRUZ	SKF	Q 62.05	Q 124.10	INMEDIATA
2	LTOR 20-2LS	COJINETE	SKF	Q 2,465.00	Q 4,930.00	15 DIAS HABLES
1	LUHR 12-2LS	COJINETE	SKF	Q 1,900.00	Q 1,900.00	30 DIAS HABLES
					Q 6,954.10	

COJINETES, CHUMACERAS, FAJAS, CADENAS, GRASAS ESPECIALES, HERRAMIENTAS Y EQUIPO, SERVICIOS, ETC.



Realizado Por: KARLA CASTELLANOS
 Directo: (502) 2380-6800 EXT. 132
 Mail: calcenter@grupoagint.com

Sucursal Escuintla
 4ta. Avenida 1-96 Local "A" Zona 1, Escuintla
 Teléfono: 7888-1535
 Tel : (502) 5414-3100
www.grupoagint.com


Ciudad de Guatemala
 Calz. Aguilar Batres 21 calle 0-29 zona 12
 PBX: (502) 2380-6800
 FAX: (502) 2473-2895
www.grupoagint.com

"PARA TODA PIEZA DE IMPORTACION ESPECIAL NO SE ACEPTAN CAMBIOS, NI DEVOLUCIONES"

Estimados Clientes, le solicitamos tomar en cuenta que para no tener bloqueo de despachos e incurrir en Interés del 1.5% semanal sobre facturas vencidas, informarse con su encargado de cuenta cual es su tiempo límite de crédito.

Esta cotización y/o sus anexos son para uso exclusivo de su destinatario. Esta cotización contiene información privilegiada y confidencial, por lo tanto, el destinatario tomará bajo su responsabilidad, el secreto y la confidencialidad de los documentos e informaciones aquí contenidos.

Cilindro neumático, pies de fijación y servomotor

 AUTOMATIZACION Y CONTROL INDUSTRIAL, S.A. NIT: 582629-2 www.grupoacisa.com gua.ventas@grupoacisa.com	CENTRAL	SUCURSAL	SUCURSAL
	1a. Av. 10-81, Zona 10	División Oleohidráulica	Escuintla
	1er. Nivel, Edif. Inexsa	Av. Petapa, 22-29	4a. Av. 15-64, Zona 1
	Tel. 2494-2600	Zona 12, Locales 13, 14 y 15	Centro Comercial
	Fax: 2494-2650	Tels.: 2442-3381 - 2476-0998	Marycenter, Local 9
Guatemala, Guatemala	Fax: 2476-0954	Tel.: 7889-9732	
		Fax: 7889-9891	



Guatemala, 18 - 10 - 2016 Nombre: Papadopolo Filipovich, Andreas Atención: Sr. Diego Gudiel. Dirección: 18 Avenida 11-95 zona 15, Vista Hermosa 3 NIT: 8363192-5	Cotización N° E- 92490
--	---

Vendedor: 01 Pago: Contado

Cantidad	U.	Código	Descripción	Precio unitario Q.	Importe Q.
1	PZ	1774269*	Cilindro doble efecto DSBF-C-40-400-PPVA-N3-R	3,659.8000	3,659.80
2	PZ	174370	Pie de fijación HNC-40	269.0000	538.00
1	PZ	1578624*	Servomotor EMMS-AS-40-MK-LS-SRB	35,387.9000	35,387.90
NOTA PAGO AL CONTADO Artículos marcados con (*) entrega aproximada 4 semanas. después de confirmar el pedido con su orden de compra y 100% de anticipo. **No se aceptan devoluciones**					
SUJETO A PAGOS TRIMESTRALES DEL ISR SOMOS AGENTES RETENEDORES DEL IVA					

Hecho por: Rony Dávila.	Validez de la oferta hasta: 21/10/2016	Sub-Total:	Q.	39,585.70
		% Desc.: 0.00%	Q.	0.00
Autorizado por:	Tipo de Cambio: € 1.00 = Q.8.80	Total:	Q.	39,585.70

Banda dentada



AVE. PETAPA Y 29 CALLE ESQUINA ZONA 12
PBX 2326-1200
info@servicaindustrial.com
www.servicaindustrial.com

Proforma No.
0006541

SRES:	GUATEMALA	17	OCTUBRE	2016
GT INDUSTRIAS				
Atención:				
DIEGO GUDIEL				

Agradecemos su preferencia y con gusto le cotizamos la presente opción de nuestros productos:

No.	CANTIDAD	DESCRIPCION	ENTREGA	P. Unitario	TOTAL
1	10 UNIDAD	FAJ- L25T5 URETHANE ST JASON	INMEDIATA	Q. 85.00 Q.	850.00
Precios incluyen I.V.A.					TOTAL Q. 850.00

IMPORTANTE:

Condiciones de Venta: CONTADO / PREVIA VENTA
Validez: 8 DIAS / PREVIA VENTA
Forma de Pago: CONTADO
Emitir Orden de Compra a Nombre de: SERVICIA INDUSTRIAL, S.A.

Quedamos a la espera de cualquier información adicional o confirmación de la misma.
Nuestro Servicio... hace la diferencia

Atentamente,
BYRON CHAVEZ
ASESORIA Y VENTAS
BYRON.CHAVEZ@SERVICAINDUSTRIAL.COM







Material para la manufactura de la placa superior del mecanismo de sujeción



Guatemala, Lunes, Octubre 17, 2016

COTIZACIÓN 4 5 830

EMPRESA
 ATENCION **SERGIO LUCAS**

	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	P/UNITARIO	TOTAL
	ALUMINIO 6061 DE 12" * 1" * 12" DE LARGO	1	Q667.00	Q667.00
				
				
				
				
				

	Preparación Orden:	
	Tiempo de Entrega:	INMEDIATA
	Lugar de Entrega:	PROVENTSA
	Agencia de Oloros:	66100123
	Condiciones Pago:	CREDITO
	Entregas Parciales:	UNA ENTREGA

WENDY MENDEZ
 PROVENTSA (SERVICIO AL CLIENTE)

Q667.00

OBSERVACIONES:



Materiales para la manufactura de la estructura



www.mainco.com.gt
inoxidable@mainco.com.gt

Mainco, S. A.
EXPERTOS EN ACERO INOXIDABLE
15 Av. "A" 5-21 Zona 1, Guatemala, Guatemala
PBX: (502)-23868787
Cotización No. 38012

17-Oct-2016
9:09:43AM

Atención A: SERGIO LUCAS

Estimado Cliente es un gusto para nosotros el poder ofertar los siguiente productos.

No Cotización:	38012	Fecha Entrega :	17/Oct/2016
Cliente:	GRUPO INDUSTRIAL NASCA, S.A.	Lugar Entrega:	CIUDAD
Nit :	7050071-1	Persona Recibe :	SERGIO LUCAS
Forma de Pago:	Contado		
Tiempo de Entrega:	INMEDIATO EN NUESTRAS BODEGAS		

Cantidad	Imagen	Código	UM	Descripción	Peso	Precio U.	Total
1.00		ANGLE304RAT25253	Pz	ANGULAR ACERO INOXIDABLE SS304 25X25X3.0MM	6.70	Q. 161.45	Q. 161.45
90.00		TOYO2230	MIL	TUBO CUADRADO SS304 2X2X3.0	396.90	Q. 128.00	Q. 11,520.00

Unidades Totales	Lineas en Cotización	Peso Total en KG.	Total Cotización:	Q. 11,701.45
91.00	2	403.60		

ONCE MIL SETECIENTOS UN QUETZALES CON 45/100

Observaciones:

PRODUCTO DE ALTA ROTACION.

Tiempo de validez de la oferta 8 días sujeto a existencias.

- TODO PAGO CON TARJETA DE CREDITO O DEBITO TENDRA UN RECARGO DEL 3.5% AL TOTAL DE SU COTIZACION

Sala de Ventas

General
Elaborado por: Alejandra Chinchilla

f.) _____
Revisado

f.) _____
Autorizado



Cliente: C8201974-6 - GT Industrias
 Teléfono: 2476-2670
 Contacto: Mayra Villeda.
 Email: mgvilleda@gtindustrias.com

Fecha: 17/10/2016
 Valido hasta: 17/11/2016
 Condición de pago: Contado /ANTICIPADO
 Tipo de Cambio: 1.00
 Moneda: GTZ

Cotización 73410

<u>Código</u>	<u>Descripción</u>	<u>UM</u>	<u>Precio UM</u>	<u>Cantidad UM</u>	<u>Total</u>
SAI01050008	LAMINA ACERO INOX 304 1/8" X 4' X 8' P4 B&W 4 Láminas	UNIDAD	Q 2,029.60000	4.00	Q 8,118.40
				Total:	Q 8,118.40

Cheques a nombre de **INVERSIONES R.M., S.A.**
 Cotización sujeta a cambios y existencias.
 Precios válidos por la cantidad cotizada.
 Todos los precios incluyen IVA.
NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

- Tolerancias dimensionales según norma.
- Tolerancia de corte: Rango entre (-0/+20) mm según diámetro o espesor
- Mayor información contactar a su asesor.

Mariana Valdez
 ventas2@tecnicaeros.com
 2329-8905

Planchas de acrílico para la estructura



Guatemala, octubre 17 de 2016

No. 2000391

Srita. Mayra Villeda
Compras
Industrias Villeda
Ciudad

Estimado(a) Srita. Mayra Villeda:
Esperando se encuentre bien en sus labores cotidianas; es un gusto saludarle, agradeciendo en nombre del equipo de trabajo de Quiserfec, S.A., por su preferencia y comunicación con nosotros.

Por este medio ponemos a su disposición nuestros productos de su interés, los cuales detallamos a continuación:

Cantidad	Código	Descripción	Precio	Total
6.00	ACRP00125	PLACA DE ACRILICOA TRANSPARENTE DE DE 3mm 48" x 96"	Q715.00	Q4,290.00
Total:				Q4,290.00

Condiciones de la Oferta:

- Días Crédito: Contado
- Fecha de Entrega: A programar

Observaciones:

Cualquier duda o comentario, estamos para servirles.

Atentamente,
Claudia Cabrera
Asesor de Ventas
PBX: 2380-1300

Manufactura de las placas de la estructura

			
Fecha	18 DE OCTUBRE		
EMPRESA	GRUPO NASCA	NIT	
CON ATENCION A	STEPHANY PEREZ	LUGAR DE ENTREGA	BODEGA DE LA EMPRESA
MÁQUINA DE CORTE	WATERJET	TIEMPO DE ENTREGA	PENDIENTE
CONDICIONES DE PAGO	60% ANTICIPO 40% ENTREGA		

A continuación tenemos el agrado de presentarles la siguiente requisición de cortes:

Cantidad	Descripción	Valor Unitario	Valor Total
1	PLACA FRONTAL	Q325.00	Q325.00
1	PLACA LATERAL IZQ.	Q318.00	Q318.00
1	PLACA LATERAL IZQ, DERECHA	Q198.00	Q198.00
1	PLACA LATERAL DERECHA	Q311.00	Q311.00
1	PLACA POSTERIOR	Q308.00	Q308.00
1	PLACA FRONTAL Y POSTERIOR	Q234.00	Q234.00
		TOTAL SIN IVA	Q1,694.00
		IVA	Q203.28
Observaciones:		GRAN TOTAL	Q1,897.28

NO INCLUYE MATERIAL

PRECIOS EN UNIDAD NO INCLUYEN IVA
NO SOMOS RESPONSABLES DEL MATERIAL DESPUES DE 15 DIAS

Elaborado por

Stephanie Cruz
Asistente de Gerencia

Hidrocortes de Guatemala
16. avenida 5-81 zona 11 Carabanchel

Elementos de sujeción mecanismo de manipulación, sujeción y de la estructura

LA CASA DEL TORNILLO S.A.

SUCURSALES:

Bolívar zona 8

Calle Martí

San Rafael zona 18

Terminal zona 9

Calz. San Juan

Av. Petapa

Villa Nueva

Escuintla

Mazatenango

Calz. Roosevelt

Chimaltenango

Quetzaltenango

Coatepeque

Retalhuleu

Tecún Umán

PBX: 23875050

10/17/16 11:09:35

Documento No.: 39539 Fecha: 10/17/16
 Cliente: GT INDUSTRIAS Tienda: T. PETAPA
 Dirección: 47A. CALLE 51-54 ZONA 2 COLONIA MOLINO DE LAS FLORES 1
 Tel. 24421964 Fax
 Email:
 Contacto: MAYRA VILLERA

Unidades	Producto	Código	P. Unit.	Total
8 6 X 16 DIN 7991 ALLEN PLANA ROSCA ORDINARIA INOXID MAP188 6 16 -1			4.860000	38.880000
			4.86	38.88
14 6 X 16 DIN 933 HEXAGONAL ROSCA ORDINARIA CORRIDA 8. MNC0G 6 16 -1			1.900000	26.600000
			1.90	26.60
4 6 DIN 934 TUERCA HEXAGONAL ROSCA ORDINARIA GALVANIZ TMC6 6 -1 -1			1.040000	4.160000
			1.04	4.16
4 6 SOLDANA GALVANIZADA		SM 6 -1 -1	0.650000	2.600000
			0.65	2.60
4 3 X 10 DIN 912 ALLEN CILINDRICA ROSCA ORDINARIA INOMAL88 3 10 -1			4.550000	18.200000
			4.55	18.20
4 3 X 16 DIN 933 HEXAGONAL ROSCA ORDINARIA CORRIDA IN MNC188C 3 16 -1			3.390000	13.560000
			3.39	13.56
4 1/8 WASHA DE PRESION 18-8		W188 1/8 -1 -1	0.740000	2.960000
			0.74	2.96
4 3 DIN 125 1A SOLDANA INOXIDABLE		MR188 3 -1 -1	1.150000	4.600000
			1.15	4.60
4 3 DIN 934 TUERCA HEXAGONAL ROSCA ORDINARIA INOXIDAB TM188 3 -1 -1			1.560000	6.240000
			1.56	6.24
6 5 X 16 DIN 933 HEXAGONAL ROSCA ORDINARIA CORRIDA IN MNC188C 5 16 -1			1.990000	11.940000
			1.99	11.94
6 5 DIN 125 1A SOLDANA INOXIDABLE		MR188 5 -1 -1	0.770000	4.620000
			0.77	4.62
6 5 DIN 127B WASHA INOXIDABLE		MW188 5 -1 -1	0.360000	2.160000
			0.36	2.16
6 5 DIN 934 TUERCA HEXAGONAL ROSCA ORDINARIA INOXIDAB TM188 5 -1 -1			1.740000	10.440000
			1.74	10.44
4 2 X 16 DIN 84 CILINDRICA CURSO ROSCA ORDINARIA GALV MRFAN 2 16 -1			3.240000	12.960000

LA CASA DEL TORNILLO S.A.

SUCURSALES:

Bolivar zona 8
Calle Marti
San Rafael zona 18
Terminal zona 9
Calz. San Juan

Av. Petapa
Villa Nueva
Escuintla
Mazatenango

Calz. Roosevelt
Chimaltenango
Quetzaltenango
Coatepeque

Retalhuleu
Tecún Uman

PBX: 23875050

10/17/16 11:05:35

Documento No.: 39539 Fecha: 10/17/16
 Cliente: GT INDUSTRIAS Tienda: T. PETAPA
 Direccion: 4TA. CALLE 51-54 ZONA 2 COLONIA MOLINO DE LAS FLORES 1
 Tel. 24421964 Fax
 Email:
 Contacto: MAYRA VILLERA

Unidades	Producto	Codigo	P. Unit.	Total
			3.24	12.96
2 5 X 16	DIN 912 ALLEN CILINDRICA ROSCA ORDINARIA	INOMA198 5 16 -1	5.080000	10.160000
			5.08	10.16
4 5 X 100	DIN 84 CILINDRICA QUESO ROSCA ORDINARIA	GALMRPAN 5 100 -1	17.980000	71.920000
			17.98	71.92
4 5	DIN 4161 TUERCA SEGURIDAD CON ROLDANA	GALVANIZAD TMSCR 5 -1 -1	1.160000	4.640000
			1.16	4.64
85 10 X 16	DIN 933 HEXAGONAL ROSCA ORDINARIA CORRIDA	8MHCCG 10 16 -1	5.240000	445.400000
			5.24	445.40
85 10	DIN 934 TUERCA HEXAGONAL ROSCA ORDINARIA	GALVANI TMCG 10 -1 -1	3.810000	323.850000
			3.81	323.85
170 10	ROLDANA GALVANIZADA	RM 10 -1 -1	1.120000	190.400000
			1.12	190.40
85 10	DIN 127B WASHA INOXIDABLE	MW198 10 -1 -1	1.280000	108.800000
			1.28	108.80
Total				1315.09

Anexo G

Catálogo para resorte de extensión

RESORTES DE EXTENSIÓN: SERIE ESTANDAR (METRICO)

TERMINACIONES EN POSICION ALEATORIA • Alambre de Piano (Platinado) o Acero Inoxidable (Pasivado)

NUMERO DE PARTE LEE	DIAMETRO EXTERNO		DIAMETRO DEL ALAMBRE		CARGA MAXIMA		TENSION INICIAL		POSICION DEL LAZO	LONGITUD SIN CARGA		CONSTANTE		LONGITUD MAXIMA		GRUPO DE PRECIO		
	MM	PULG.	MM	PULG.	N	LBS.	N	LBS.		MM	PULG.	N/MM	LBS/PULG.	MM	PULG.	Alambre de Piano		Inoxidable 302
																M	S	
LEM160G 01	19.00	.748	1.60	.063	56.90	12.79	5.40	1.21	R	50.00	1.969	1.224	6.99	92.18	3.629	N	S	
LEM160G 02									R	55.00	2.165	0.944	5.39	109.60	4.315	P	U	
LEM160G 03									R	60.00	2.362	0.767	4.38	127.05	5.002	P	W	
LEM160G 04									R	65.00	2.559	0.648	3.70	144.50	5.689	P	W	
LEM160G 05									R	70.00	2.756	0.559	3.19	162.20	6.386	R	X	
LEM160G 06									R	80.00	3.150	0.440	2.51	197.10	7.760	R	Z	
LEM160G 07									R	90.00	3.543	0.363	2.07	231.98	9.133	T	AC	
LEM160G 08									R	100.00	3.937	0.308	1.76	267.13	10.517	U	AD	
LEM160G 09									R	115.00	4.528	0.252	1.44	319.23	12.568	W	AJ	
LEM160G 10									R	130.00	5.118	0.212	1.21	373.08	14.688	Y	AU	
LEM160G 11									R	145.00	5.709	0.184	1.05	425.17	16.739	Y	AU	
LEM180GH 01 ¹	20.00	.787	1.80	.071	87.00	19.56	13.05	2.93	I	46.00	1.811	1.780	10.16	87.90	3.461	P	T	
LEM180GH 02 ¹									I	56.80	2.236	1.110	6.34	123.80	4.874	P	W	
LEM180GH 03 ¹									I	73.00	2.874	0.710	4.05	178.00	7.008	S	AA	
LEM180GH 04 ¹									I	100.00	3.937	0.440	2.51	267.00	10.512	W	AJ	
LEM180GH 05 ¹									I	136.00	5.354	0.290	1.66	387.00	15.236	Z	AM	
LEM200HB 01 ¹	22.00	.866	2.00	.079	107.00	24.05	16.11	3.62	I	50.80	2.000	2.030	11.59	95.50	3.760	Y	AK	
LEM200HB 02 ¹									I	62.80	2.472	1.270	7.25	134.30	5.287	Y	AK	
LEM200HB 03 ¹									I	80.80	3.181	0.810	4.63	192.80	7.591	Z	AL	
LEM200HB 04 ¹									I	111.00	4.370	0.510	2.91	290.00	11.417	AA	AM	
LEM200HB 05 ¹									I	151.00	5.945	0.340	1.94	419.00	16.496	AC	AP	

Anexo H

Hoja de datos de rodamiento lineal



Duo Linear Bearing Units - with Closed Housing and
LBBR Linear Ball Bearings
LTDR

PDF DATASHEET

© 1992-2016 CADENAS GmbH

Last Modification (geometry): 07/07/2015 13:06

Datasheet creation date: 03/10/2016 21:17

LB (Linear Bearing)	Linear Ball Bearing LBBR
MAT (Material for Balls and Raceway Plates)	Stainless Steel
PN (Ordering key)	LTDR 12-2LS/HV6
FWW (Fw / mm)	12
A (A / mm)	28
DAA (Da / mm)	19
H (H +/-0.01 / mm)	15
H1 (H1 / mm)	30
H2 (H2 / mm)	14
H3 (H3 / mm)	11
J (J / mm)	69
L (L / mm)	80
L1 (L1 / mm)	40
N (N / mm)	4.3
N1 (N1)	M5
CAA (Basic Load Ratings - Dynamic (C) / N)	1140
COO (Basic Load Ratings - Static (Co) / N)	1020
MASS (Mass / kg)	0.15



Duo Linear Bearing Units - with Closed Housing and
LBBR Linear Ball Bearings
LTDR

PDF DATASHEET

© 1992-2016 CADENAS GmbH

Last Modification (geometry): 07/07/2015 13:06

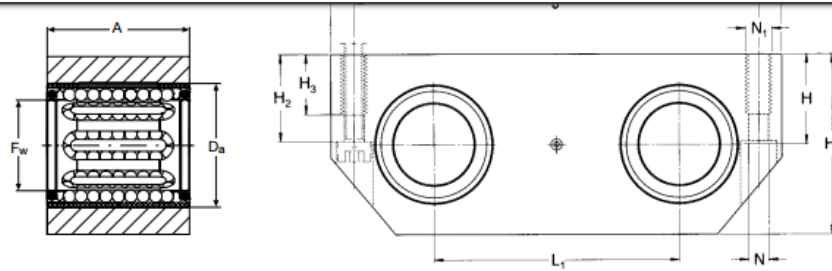
Datasheet creation date: 03/10/2016 21:17

Bill of material

N°	Description	Amount
1	LTDR 12-2LS/HV6	1

Anexo I

Catálogo para rodamiento LTDR de SKF



LDTR linear bearing unit
with integral double lip seals

Dimensions											Basic load ratings		Mass	Designations	
F_w	A	D_a	H <small>±0,01</small>	H_1	H_2	H_3	J	L	L_1	$N^{1)}$	$N_1^{1)}$	dyn C	stat. C_0	kg	Linear bearing unit with double lip seals
mm											—	N	kg	—	
12	28	19	15	30	14	11	69	80	40	4,3	M 5	1 140	1 020	0,15	LTDR 12-2LS
16	30	24	17,5	35	16,5	11	86	96	52	4,3	M 5	1 530	1 270	0,22	LTDR 16-2LS
20	30	28	20	40	19	13	103	115	63	5,3	M 6	1 900	1 600	0,30	LTDR 20-2LS
25	40	35	25	50	24	18	123	136	75	6,6	M 8	3 450	3 150	0,58	LTDR 25-2LS
30	50	40	28	56	27	18	133	146	80	6,6	M 8	5 200	5 400	0,85	LTDR 30-2LS
40	60	52	35	70	34	22	166	184	97	8,4	M 10	9 000	9 000	1,56	LTDR 40-2LS
50	70	62	40	80	39	26	189	210	107	10,5	M 12	11 400	12 700	2,21	LTDR 50-2LS

For suitable shaft blocks for these bearing units, short designation LEBS..A, see page 41 of this catalogue.

Anexo J

Hoja de datos de guía lineal de patines



Guías con patines

LLR

PDF DATASHEET

© 1992-2016 CADENAS GmbH

Último cambio (Gerometría): 05/07/15 06:34

Fecha de creación de la hoja de datos: 27/09/16 09:05

PC (Código del producto)	Sistema (carro y carril)
SIZE (Tamaño del carro)	15
CT (Tipo de carro)	SA - Brida corta, altura estándar
BR (Carro con retención de bolas)	No
NOC (Cantidad de carros por guía)	1
PRC (Clase de precarga)	T0 - Juego
PRCCR (Clase de precisión)	P5 - Estándar
NOPR (Cantidad de pistas de guías paralelas / mm)	1
JRT (Corredera de riel de junta)	No
CS (Lámina de cubierta)	Pedido por separado
ES (E Selección)	Simétrico
E (E (distancia desde el extremo de la guía hasta el centro del primer orificio de fijación) / mm)	37.5
COT (Recubrimiento)	No
LAD (Opción de adaptador de lubricación)	No
SEAL (Obturación)	Obturación estándar
RL (Longitud del carril (en intervalos de 1 mm) / mm)	375
RLNOTE (Nota para longitud de la guía)	-
BELL (Fuelles)	No

PN (Ordering key)	LLRHS15SA1T0-375P5W1CSDE0
NOTE (Nota)	El modelo en 3D es solo un segmento de la corredera con guía real
W1 (W1 / mm)	47
A1 (A1 / mm)	23.5
W (W / mm)	15
N (N / mm)	16
L1 (L1 / mm)	44.7
L2 (L2 / mm)	25.7
H (H / mm)	24
H1 (H1 / mm)	19.9
H42 (H4 sin lámina de cubierta de guía / mm)	16.2
H3 (H3 / mm)	5
W2 (W2 / mm)	38
L3 (L3 / mm)	0
L5 (L5 / mm)	0
W3 (W3 / mm)	24.55
H5 (H5 / mm)	6.7



Guías con patines
LLR

PDF DATASHEET

© 1992-2016 CADENAS GmbH

Último cambio (Geometría): 05/07/15 06:34

Fecha de creación de la hoja de datos: 27/09/16 09:05

L6 (L6 / mm)	16.25
L4 (L4 / mm)	17.85
H8 (H8 / mm)	3.2
H9 (H9 / mm)	3.2
B2 (B2 / mm)	1.6
N1 (N1 / mm)	5.2
W7 (W7 / mm)	0
H7 (H7 / mm)	10.3
DD4 (d4 / mm)	4.3
S2 (S2)	M5
DD3 (d3 / mm)	4.4
M2 (M2)	M de 2,5 a 3,5 de profundidad
W4 (W4 / mm)	0

Anexo K

Hoja de datos de cilindros neumáticos de FESTO

Cilindros normalizados DSBC, ISO 15552

FESTO

Hoja de datos

∅	A	B	BG	E	EE	G	U2	U1	KK
[mm]	-0,5	∅ d11	Mín.	+0,5		-0,2	±0,1	±0,1	
32	22	30	16	45	G1/8	28	5,7	5,25	M10x1,25
40	24	35	16	54	G1/4	33	8	4	M12x1,25
50	32	40	16	64	G1/4	33	10,4	5,5	M16x1,5
63	32	45	16	75	G3/8	40,5	12,75	6,25	M16x1,5
80	40	45	17	93	G3/8	43	12,5	8	M20x1,5
100	40	55	17	110	G1/2	48	13,5	10	M20x1,5
125	54	60	20	136	G1/2	44,7	13	8	M27x2

∅	L2	L3	L7	L8	MM	PL	RT	TG
[mm]		Máx.		±0,4	∅	±0,1		±0,3
32	18 _{-0,2}	5	6,5	94	12	19,5	M6	32,5
40	21,3 _{-0,2}	5	7,5	105	16	22,5	M6	38
50	26,8 _{-0,2}	5	9,5	106	20	22,5	M8	46,5
63	27 _{-0,2}	5	9	121	20	27,5	M8	56,5
80	34,2 _{-0,2}	-	11	128	25	30	M10	72
100	38 _{-0,2}	-	7,5	138	25	31,5	M10	89
125	45,5 _{-0,3}	-	10	160	32	22,5	M12	110

∅	VA	VD	WH	ZJ	ZM	≈C1	≈C2	≈C3
[mm]		+0,5	+2,2	+1,8	+1			
32	4 _{-0,2}	10	25	119,1	146,1	10	16	6
40	4 _{-0,2}	10,5	28,7	133,9	164,8	13	18	6
50	4 _{-0,2}	11,5	35,6	141,8	179,8	17	24	8
63	4 _{-0,2}	15	35,9	157,1	195,4	17	24	8
80	4 _{-0,2}	15,7	45,4	173,6	221	22	30	6
100	4 _{-0,2}	19,2	49,3	187,5	238,8	22	30	6
125	6 _{-0,3}	20,5	64,1	225	290	27	41	8

Anexo L

Hoja de datos de rodamiento lineal SKF

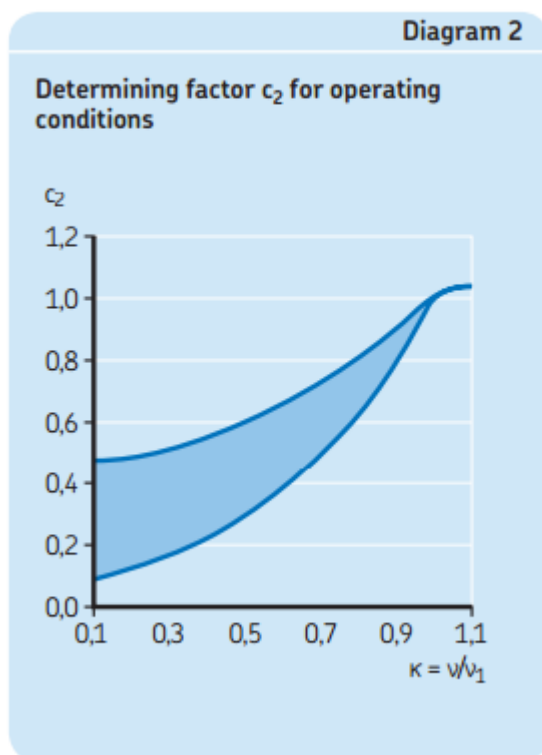


Table 3

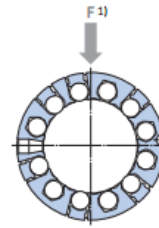
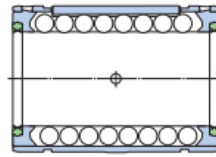
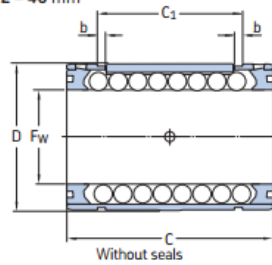
Raceway length l_t of the different linear ball bearing sizes

Type	l_t
LBC. 12 D	18,4
LBC. 16 D	21,2
LBC. 20 D	27,6
LBC. 25 D	37,2
LBC. 30 D	45,4
LBC. 40 D	50,8

Linear ball bearings – LBCR .. D

Closed design

F_w 12 – 40 mm



Dimensions					No. of ball rows	Basic load ratings				Mass	Designations	
F_w	D	C	C_1	b		dynamic		static			Linear ball bearing without seals	with 2 double lip seals
					C _{min}	max	C_0 min	max				
mm					N				kg	-		
12	22	32	22,6	1,3	5	930	1370	695	1120	0,02	LBCR 12 D	LBCR 12 D-2LS
16	26	36	24,6	1,3	5	1080	1600	800	1290	0,026	LBCR 16 D	LBCR 16 D-2LS
20	32	45	31,2	1,6	6	2200	3250	1630	2650	0,056	LBCR 20 D	LBCR 20 D-2LS
25	40	58	43,7	1,85	6	3100	4550	2360	3800	0,108	LBCR 25 D	LBCR 25 D-2LS
30	47	68	51,7	1,85	6	4800	7100	3550	5700	0,122	LBCR 30 D	LBCR 30 D-2LS
40	62	80	60,3	2,15	6	7650	11200	5100	8300	0,205	LBCR 40 D	LBCR 40 D-2LS

¹⁾ Direction for max. load ratings

Upon request, these bearings are available in stainless steel version, identified by a HV6 suffix in the designation, e.g. LBCR 20 D-2LS/HV6

Linear ball bearings are available with double lip seal on one side only (seal located on the right side of the bearing - marked with the SKF logo on the cage). Designation example: LBCR 20 D-LS

Anexo M

Acero inoxidable 304

ACERO INOXIDABLE 304 (UNS S30400)

1. Descripción: éste es el más versátil y uno de los más usados de los aceros inoxidable de la serie 300. Tiene excelentes propiedades para el conformado y el soldado. Se puede usar para aplicaciones de embutición profunda, de rolado y de corte. Tiene buenas características para la soldadura, no requiere recocido tras la soldadura para que se desempeñe bien en una amplia gama de condiciones corrosivas. La resistencia a la corrosión es excelente, excediendo al tipo 302 en una amplia variedad de ambientes corrosivos incluyendo productos de petróleo calientes o con vapores de combustión de gases. Tiene excelente resistencia a la corrosión en servicio intermitente hasta 870 °C y en servicio continuo hasta 925 °C. No se recomienda para uso continuo entre 425 - 860°C pero se desempeña muy bien por debajo y por encima de ese rango.

2. Normas involucradas: ASTM A 276

3. Propiedades mecánicas: Resistencia a la fluencia 310 MPa (45 KSI)
Resistencia máxima 620 MPa (90 KSI)
Elongación 30 % (en 50mm)
Reducción de área 40 %
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.8 g/cm³ (0.28 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.08 % C mín
2.00 % Mn
1.00 % Si
18.0 – 20.0 % Cr
8.0 – 10.5 % Ni
0.045 % P
0.03 % S

6. Usos: sus usos son muy variados, se destacan los equipos para procesamiento de alimentos, enfriadores de leche, intercambiadores de calor, contenedores de productos químicos, tanques para almacenamiento de vinos y cervezas, partes para extintores de fuego.

7. Tratamientos térmicos: éste acero inoxidable no puede ser endurecido por tratamiento térmico. Para el recocido, caliente entre 1010 y 1120°C y enfríe rápidamente

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

Anexo N

Proveedores y cotizaciones

Láminas

iniciar sesión registrarse

ED soluciones **ENACERO** [nosotros](#) [nuestros clientes](#) [oportunidades de empleo](#) [contáctenos](#)

ARQUITECTURA EQUIPOS MATERIA PRIMA SERVICIOS TECHOS CURVOS

Inicio [Materia Prima](#) [Láminas](#)

DIVISIONES PARA BAÑOS <
 PASAMANOS <
 PERFILES <
LÁMINAS
 TUBERÍA <
 ACCESORIOS (FITTING) <

Serie: Grosor: Medida:
 Pulido:

Código	Descripción	Stock	Precio	<input type="button" value="🛒"/>
LAI-201-1.5mm-che4x8	Lámina labrada en acero inoxidable serie 201 de 1.5mm grosor, pulido 2B en 4x8ft	133	Q665.00	<input type="text"/>
LAI-304-6mm-4x8	Lámina acero inoxidable serie 304 de 6.0mm grosor, pulido No. 1 en 4x8ft.	15	Q3,307.00	
LAI-304-9mm-4x8-n1	Lámina acero inoxidable serie 304 de 9.0mm grosor, pulido No. 1 en 4x8ft.	3	Q6,700.00	
LAI-304-3mm-4x8-2B	Lámina acero inoxidable serie 304 de 3.0mm grosor, pulido 2B en 4x8ft. Con recubrimiento PVC para protección de pulido.	60	Q2,000.00	

Cilindros neumáticos



Cotización No.: 1814-16

Orgullosamente Miembros de MDN, Red de Distribuidores de Mac

FECHA: 18 de Octubre del 2016
 EMPRESA: UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
 CONTACTO: ING. YOLI MORENO
 TELEFONO: 4770-1929
 FAX:

CANT	DESCRIPCION	UNIDAD	TOTAL
1	CILINDRO CUADRADO AMORT.REG, MAG. D/EFEC	Q. 4,000.00	Q. 4,000.00
1	FIJACION OSCILANTE TRAS.40	Q. 292.00	Q. 292.00
1	FIJACION TIPO ROTULA DIAM. 40 CAMOZZI	Q. 442.00	Q. 442.00

TIEMPO DE ENTREGA DE IMPORTACION Y CORTE DE 5 A 6 SEMANAS POSTERIORES A FECHA DE IMPORTACION, PREVIO CONFIRMACION DE PAGO Y ORDEN DE COMPRA. PROXIMA FECHA 29/10/2016.

CUATRO MIL SETECIENTOS TREINTA Y CUATRO QUETZALES CON 00/100

TOTAL Q. 4,734.00

COMPRAS MENORES DE Q 1,000.00 PAGO DE CONTADO

ASESOR TECNICO:
 TIEMPO DE ENTREGA: VER NOTA
 FORMA DE PAGO: 50% PAGO ANTICIPADO
 VALIDEZ DE LA COTIZACION: 8 DIAS



Cotizacion No.: 1815-16

Orgullosamente Miembros de MDN, Red de Distribuidores de Mac

FECHA: 18 de Octubre del 2016
 EMPRESA: UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
 CONTACTO: ING. YOLI MORENO
 TELEFONO: 4770-1929
 FAX:

CANT	DESCRIPCION	UNIDAD	TOTAL
1	CILINDRO D/EFFECTO 40x300 CAMOZZI	Q. 1,993.00	Q. 1,993.00
1	FIJACION OSCILANTE TRAS.40	Q. 292.00	Q. 292.00
1	FIJACION TIPO ROTULA DIAM. 40 CAMOZZI	Q. 442.00	Q. 442.00
1	CILINDRO D/EFFECTO 40X200 CAMOZZI PERF.	Q. 1,871.00	Q. 1,871.00
1	FIJACION OSCILANTE TRAS.40	Q. 292.00	Q. 292.00
1	FIJACION TIPO ROTULA DIAM. 40 CAMOZZI	Q. 442.00	Q. 442.00

ENTREGA INMEDIATA MIENTRAS DUREN EXISTENCIAS.

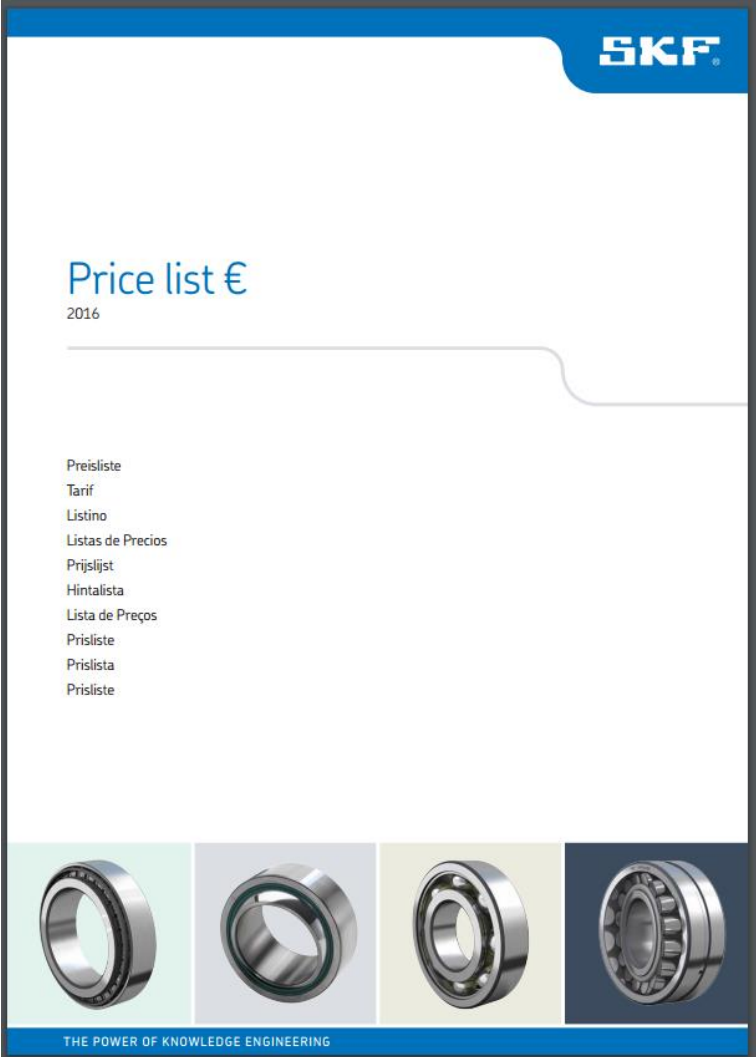
CINCO MIL TRESCIENTOS TREINTA Y DOS QUETZALES CON 00/100

TOTAL Q. 5,332.00

COMPRAS MENORES DE Q 1,000.00 PAGO DE CONTADO

ASESOR TECNICO:
 TIEMPO DE ENTREGA: VER NOTA
 FORMA DE PAGO: CONTADO
 VALIDEZ DE LA COTIZACION: 8 DIAS

Rodamiento lineal



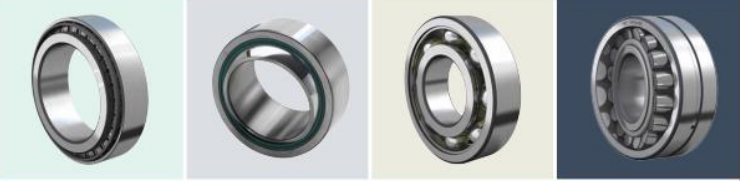
The image shows the cover of an SKF price list for linear bearings in 2016. The cover features the SKF logo in the top right corner. The main title is "Price list €" with the year "2016" below it. A horizontal line separates the title from a list of translations for "Price list" in various languages: Preisliste, Tarif, Listino, Listas de Precios, Prijslijst, Hintalista, Lista de Preços, Prislite, Prislita, and Prislite. At the bottom, there are four images of different types of linear bearings, each shown in a different colored background (light green, light grey, light yellow, and dark blue). The SKF slogan "THE POWER OF KNOWLEDGE ENGINEERING" is printed at the very bottom.

SKF

Price list €

2016

Preisliste
Tarif
Listino
Listas de Precios
Prijslijst
Hintalista
Lista de Preços
Prislite
Prislita
Prislite



THE POWER OF KNOWLEDGE ENGINEERING

Chapter	Designation	Unit Price (EURO)	Inner diam (mm)	Outer diam (mm)	Width (mm)
Linear Ball Bearings	LBCD 12 A-LS	47,69	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCD 12 D	42,59	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCD 12 D/HV6	61,61	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCD 12 D-2LS	49,50	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCD 12 D-2LS/HV6	62,97	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCD 12 D-LS	47,69	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCF 50 A-2LS	224,07	50	75	100
Linear Ball Bearings	LBCF 50 A-LS	221,26	50	75	100
Linear Ball Bearings	LBCR 12 A	45,52	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCR 12 A/HV6	63,13	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCR 12 A-2LS	47,67	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCR 12 A-2LS/HV6	64,62	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCR 12 A-LS	48,51	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCR 12 A-LS/HV6	59,43	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCR 12 D	45,52	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCR 12 D/HV6	63,13	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCR 12 D-2LS	47,67	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCR 12 D-2LS/HV6	64,62	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCR 12 D-LS	48,51	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCR 12 D-LS/HV6	59,43	12	22	32
Linear Ball Bearings	LBCR 16 A	51,20	16	26	36

Anexo Ñ

En esta sección, se presentan las tablas utilizadas para el cálculo de conductores eléctricos y especificaciones de elementos eléctricos seleccionados.

CUADRO 198. CALIBRE MÍNIMO PARA CONDUCTORES DE PUESTA A TIERRA.

Capacidad nominal o ajuste máximo del dispositivo automático de sobrecorriente ubicado antes del equipo, tubería, etc. No mayor de (Amperios)	Calibre del conductor de puesta a tierra	
	Alambre de cobre N°	Alambre de aluminio o recubrimiento de cobre N°
15	14	12
20	12	10
25	10	8
30	10	8
40	10	8
45	10	8
50	10	8
60	10	8
70	8	6
80	8	6
90	8	6
100	8	6
110	6	4
125	6	4
150	6	4
175	6	4
200	6	4
300	4	2
350	2	1/0
400	2	1/0
450	2	1/0
500	2	1/0
600	1/0	2/0
800	1/0	3/0
1000	2/0	4/0
1200	3/0	250
1600	4/0	350
2000	250	400
2500	350	600
3000	400	600
4000	500	800
5000	700	1200
6000	800	1200

CUADRO 199. AMPACIDADES ADMISIBLES DE LOS CONDUCTORES AISLADOS DE 0 A 2000 V, 60°C A 90°C. NO MÁS DE TRES CONDUCTORES DE CORRIENTE POR CABLE O TIERRA (DIRECTAMENTE ENTERRADOS) EN BASE A UNA TEMPERATURA AMBIENTE DE 30°C

Size AWG or kcmil	Temperature Rating of Conductor [See Table 310.13(A).]						Size AWG or kcmil
	60°C (140°F)	75°C (167°F)	90°C (194°F)	60°C (140°F)	75°C (167°F)	90°C (194°F)	
	Types TW, UF	Types RHW, THHW, THW, THWN, XHHW, USE, ZW	Types TBS, SA, SIS, FEP, FEPB, MI, RHH, RHW-2, THHN, THHW, THW-2, THWN-2, USE-2, XHH, XHHW, XHHW-2, ZW-2	Types TW, UF	Types RHW, THHW, THW, THWN, XHHW, USE	Types TBS, SA, SIS, THHN, THHW, THW-2, THWN-2, RHH, RHW-2, USE-2, XHH, XHHW, XHHW-2, ZW-2	
	COPPER			ALUMINUM OR COPPER-CLAD ALUMINUM			
18	—	—	14	—	—	—	—
16	—	—	18	—	—	—	—
14*	20	20	25	—	—	—	—
12*	25	25	30	20	20	25	12*
10*	30	35	40	25	30	35	10*
8	40	50	55	30	40	45	8
6	55	65	75	40	50	60	6
4	70	85	95	55	65	75	4
3	85	100	110	65	75	85	3
2	95	115	130	75	90	100	2
1	110	130	150	85	100	115	1
1/0	125	150	170	100	120	135	1/0
2/0	145	175	195	115	135	150	2/0
3/0	165	200	225	130	155	175	3/0
4/0	195	230	260	150	180	205	4/0
250	215	255	290	170	205	230	250
300	240	285	320	190	230	255	300
350	260	310	350	210	250	280	350
400	280	335	380	225	270	305	400
500	320	380	430	260	310	350	500
600	355	420	475	285	340	385	600
700	385	460	520	310	375	420	700
750	400	475	535	320	385	435	750
800	410	490	555	330	395	450	800
900	435	520	585	355	425	480	900
1000	455	545	615	375	445	500	1000
1250	495	590	665	405	485	545	1250
1500	520	625	705	435	520	585	1500
1750	545	650	735	455	545	615	1750
2000	560	665	750	470	560	630	2000

CORRECTION FACTORS							
Ambient Temp. (°C)	For ambient temperatures other than 30°C (86°F), multiply the allowable ampacities shown above by the appropriate factor shown below.						Ambient Temp. (°F)
21–25	1.08	1.05	1.04	1.08	1.05	1.04	70–77
26–30	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	78–86
31–35	0.91	0.94	0.96	0.91	0.94	0.96	87–95
36–40	0.82	0.88	0.91	0.82	0.88	0.91	96–104
41–45	0.71	0.82	0.87	0.71	0.82	0.87	105–113
46–50	0.58	0.75	0.82	0.58	0.75	0.82	114–122
51–55	0.41	0.67	0.76	0.41	0.67	0.76	123–131

CUADRO 200. FACTOR DE CÁLCULO APLICADO A POTENCIA DE MOTORES PARA SELECCIÓN DE INTERRUPTORES THERMO-MAGNÉTICOS

Potencia [HP]	Factor
0 – 10	2
10 – 25	1.75
Mayor a 25	1.5

Fuente: Enríquez, 2004. Guía práctica para el cálculo de las instalaciones eléctricas.

CUADRO 201. CAPACIDAD NOMINAL DE INTERRUPTORES PARA MOTORES JAULA DE ARDILLA, TRIFÁSICOS, 220 V, 60 HZ

Potencia [HP]	Corriente nominal [A]	Capacidad nominal para interruptor termo-magnético [A]
0.25	2.04	15
0.50	2.87	15
0.75	3.53	15
1.00	5.02	15
1.50	6.43	15
2.00	9.12	15
3.00	14.38	20
5.00	20.78	30

Fuente: ABB

Anexo O

CUADRO 202. NATURALEZA DE LA CARGA SEGÚN TIPO DE APLICACIÓN

Aplicación	Ref. Carga	3 A 10 horas	Más de 10 horas	Aplicación	Ref. Carga	3 A 10 horas	Más de 10 horas	Aplicación	Ref. Carga	3 A 10 horas	Más de 10 horas
Agitadores y mezcladores para líquidos: - de densidad constante - de densidad variable, con sólidos en suspensión, de elevada viscosidad	U	I	II	Industria de la madera cargadores mecánicos, apiladores para paletas transportadores para: - tablas, virutas, deshechos - troncos	U M	I	II	Metalurgia cizallas para: - rebordear, despuntar, encabezar	M	II	III
hormigoneras, mezcladores, turbodisolvedores.	M	II	II	máquinas herramientas (cepilladoras, fresadoras, tronadoras, guillotinas, escuadradoras, sierras, achafanadoras, perfiladoras, alisadoras, calibradoras, satinadoras, etc): - mando avance - mando corte	M	II	III	rodillos transversales de tracción, trefilas; embobinadoras, aplanadoras de rodillos dobladoras de rodillos para chapa, impulsores, soldadoras para tubos, trenes laminadores, prensas para impresión, martillos, punzonadoras, embutidoras, roscadoras de interiores, enderezadoras	M	II	III
Alimentadores y dosificadores rotativos (de rodillo), de mesa, de sectores de cinta, de tornillo, de placas	P	III	III	descortezadoras: - mecánicas e hídrlicas - de tambor	P	III	III	Molinos rotativos (de barras, de cilindros, de bolas) de martillos, de péndulos, de peldaños, centrifugadores, de choques, de rodamiento (bolas o rodillos)	M	II	III
Compresores centrifugos, (monoestado y pluricelulares) rotativos (de paletas, de lóbulos, de tornillo) axiales alternativos: - multicitndro - monocilindro	U	I	II	Industria petrolera filtros, prensas para parafina dispositivos de perforación dispositivos de bombeo	M	II	III	Bombas rotativas (de engranajes, de tornillo, de lóbulos, de paletas) y axiales centrifugadoras: - líquidos de densidad constante - líquidos de densidad variable o de elevada viscosidad dosificadoras alternativas: - de efecto simple (3 cilindros o más), de efecto doble (2 cilindros o más) - de efecto simple (2 cilindros o menos), de efecto doble monocilíndricas	U M	I	II
Elevadores gatos de tornillo, escaleras móviles ruedas elevadoras, montacargas, skip ascensores, andamios móviles, instalaciones de subida (teléférico, telesillas, telesquí, telecabinas, etc.)	M	II	III	Industria textil deshilachadoras, secadoras, felpadoras, hiladoras, impermeabilizadores, enjabonadoras, lavadoras, planchadoras, plegadoras, planchadoras en seco, teladores (jacquard), devanadora, máquinas para genero de punto, teñidoras, hiladoras-devanadoras, torcedoras, cortadoras mecánicas	M	II	III	dosificadoras alternativas: - de efecto simple (3 cilindros o más), de efecto doble (2 cilindros o más) - de efecto simple (2 cilindros o menos), de efecto doble monocilíndricas	M	II	III
Extractoras y dragas enrolladores de cables, bombas, cabestrantes (de maniobra y auxiliares), acumuladores, ruedas para escurrimiento disgregadoras, extractoras (de cangilones, con ruedas de palas, de fresa) vehículos: - sobre rieles - con cadenas	M	II	III	Máquinas para arcilla amasadoras, extrusores, desenlodadores de palas prensa (para ladrillos y azulejos)	P	III	III	Tambores rotativos secadores, enfriadores, hornos rotativos, lavadoras hornos para cemento	M	II	III
Trituradoras y granuladores caña de azúcar, goma, plástico minerales, piedras	P	III	III	Máquinas para goma y plástico extrusores para: - plástico - goma mezcladores, precalentadores, calandrias refinadores, trefilas, laminadores trituras, masticadores	U M	I	II	Transportadores de cinta (plástico, goma, metal) para: - materiales sueltos de pequeñas dimensiones - materiales sueltos de grandes dimensiones o bulbos de correas, de placas, de listones, de balancines, de rodillos, de sínfin, de cadenas, transportadores aéreos, cadenas de montaje de elementos rascadores (listones, paletas, cadenas, Redler, etc.), de cadenas de tierra, de acumulación	U M	I	II
Grúas, cabestrantes y trasladadores-elevadores traslación (puente, carretilla, horquillas) rotación brazo levantamiento	M	II	III	Máquinas para embalaje y apilado empaquetadoras (para películas y cartones), encintadoras, encintadoras con cinta rígida, etiquetadoras paletizadoras, depaletizadoras, apiladoras, desapiladoras, robot de paletización	M	II	III	Tratamiento de aguas siflines deshidratantes, rascafangos, rejillas rotativas, espesadores de fangos, filtros de vacío, digestores anaeróbicos ventiladores, trituradores rotativos	M	II	III
Industria alimenticia calderas para cocción (para cereales y malta), cubas para maceración amasadoras, moledora de carne, cizallas (para remolachas), centrifugadoras, peladoras, virificadores lavabotellas, lavacajas, lavacestas, enjuagadoras, llenadoras, tapadoras, encapsuladoras, trefiladoras, encajadoras, desencajadoras	U	I	II	Máquinas herramientas para metales mandriladoras, limadoras, cepilladoras, brochadoras, fresas para engranajes, etc: - mandos principales (corte y avance) - mandos auxiliares (almacén, utensilios, transportador de virutas, alimentador de piezas)	M	II	III	Tamices y cribas limpieza con aire, tomas de agua móviles rotativos (piedras, grava, cereales) tamices vibradores, cribas.	M	II	III
Industria papelera	M	II	III		U	I	II		P	III	III

CUADRO 203. FACTOR S1 PARA CÁLCULO DE FACTOR DE SERVICIO PARA REDUCTORES SINFÍN CORONA

NATURALEZA DE LA CARGA DE LA MAQUINA ACCIONADA		DURACION DEL FUNCIONAMIENTO horas / día (h/d)				
REF	DESCRIPCION	2	4	8	16	24
U	UNIFORME	0.67	0.85	1	1.25	1.6
M	MEDIA	0.85	1.06	1.25	1.6	2
P	PESADA	1	1.25	1.5	1.9	2.36

CUADRO 204. FACTOR S2 PARA CÁLCULO DE FACTOR DE SERVICIO PARA REDUCTORES SINFÍN CORONA

NATURALEZA DE LA CARGA DE LA MAQUINA ACCIONADA		FRECUENCIA DE ARRANQUES arranques / hora (arr/h)							
REF	DESCRIPCION	4	8	16	32	63	125	250	500
U	UNIFORME	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4	1.5
M	MEDIA	1	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4
P	PESADA	1	1	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32

CUADRO 205. DIMENSIONES TÍPICAS DE LOS DIENTES EN SINFINES Y CORONAS.

Dimensión	Fórmula
Addendum	$a = 0.3183P_x = 1/P_d$
Profundidad total	$h_t = 0.6866P_x = 2.157/P_d$
Profundidad de trabajo	$h_k = 2a = 0.6366P_x = 2/P_d$
Dedendum	$b = h_t - a = 0.3683P_x = 1.157/P_d$
Diámetro de la raíz del sinfín	$D_{rW} = D_W - 2b$
Diámetro exterior del sinfín	$D_{oW} = D_W + 2a = D_W + h_k$
Diámetro de la raíz de la corona	$D_{rG} = D_G - 2b$
Diámetro de la garganta de la corona	$D_l = D_G + 2a$

Fuente: Norma AGMA *Design Manual Cylindrical Wormgearing* (Manual de diseño de sinfines cilíndricos), con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314.

Fuente: Mott, 2006.

CUADRO 206. ÁNGULO MAYOR DE AVANCE ASOCIADO CON UN ÁNGULO DE PRESIÓN NORMAL DE ENGRANE-TORNILLO SINFIN

ϕ_n	Ángulo máximo de avance $\lambda_{m\acute{a}x}$
14.5°	16°
20°	25°
25°	35°
30°	45°

CUADRO 207. NÚMERO MÍNIMO DE DIENTES DE ENGRANE DE UN ÁNGULO NORMAL DE PRESIÓN

ϕ_n	$(N_G)_{\min}$
14.5	40
17.5	27
20	21
22.5	17
25	14
27.5	12
30	10

CUADRO 208. FACTOR DE FORMA PARA CÁLCULO DE ESFUERZO POR FLEXIÓN EN DIENTES DE ENGRANAJES

Angulo de presión Normal ϕ_n , grados	Factor de forma y
14 ½	0.100
20	0.125
25	0.150
30	0.175

CUADRO 209. APLICACIONES DE RODAMIENTOS Y VIDA REQUERIDA.

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) $L_{10h} \times 10^3 h$				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> ● Aplicaciones domésticas ● Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maquinaria agrícola ● Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos médicos ● Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores de acondicionadores de aire residenciales ● Equipos de construcc. ● Elevadores ● Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> ● Automóviles ● Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores pequeños ● Buses/camiones ● Transmisiones de engranes en general ● Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> ● Husillos de máquinas ● Motores industriales ● Trituradores ● Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> ● Transmisiones de engranes principales ● Máquinas de caucho/plástico ● Rodillos de calandrias ● Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> ● Laminadores ● Escaleras eléctricas ● Transportadores ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de vehículos ferroviarios ● Acondicionadores de aire ● Motores grandes ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de locomotoras ● Motores de tracción ● Elevadores mineros ● Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> ● Máquinas de fabricación de papel ● Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos de abastecimiento de agua ● Bombas de drenaje/ventiladores para minería ● Equipos para generación de potencia

CUADRO 210. DIMENSIONES DE TORNILLOS DE CABEZA HEXAGONAL COMÚN Y PESADOS

Tamaño nominal, mm	Radio mínimo de filete	Tipo de tornillo			Altura H
		Prisionero W	Pesado W		
M5	0.2	8		3.65	
M6	0.3	10		4.15	
M8	0.4	13		5.50	
M10	0.4	16		6.63	
M12	0.6	18	21	7.76	
M14	0.6	21	24	9.09	
M16	0.6	24	27	10.32	
M20	0.8	30	34	12.88	
M24	0.8	36	41	15.44	
M30	1.0	46	50	19.48	
M36	1.0	55	60	23.38	

Fuente: Shigley, 2006. Pág. 1034.

Anexo P

Hoja de datos compresores

KAESER COMPRESSORS		COMPRESSOR DATA SHEET																													
Rotary Compressor: Variable Frequency Drive																															
MODEL DATA - FOR COMPRESSED AIR																															
1	Manufacturer: Kaeser Compressors, Inc.																														
2	Model Number: SFC 55 - 125 psig / 460V/3ph/60Hz	Date: 12/3/2012																													
	<input checked="" type="checkbox"/> Air-cooled <input type="checkbox"/> Water-cooled <input checked="" type="checkbox"/> Oil-injected <input type="checkbox"/> Oil-free	Type: Screw																													
		# of Stages: 1																													
3	Rated Operating Pressure	125	psig ^b																												
4	Drive Motor Nominal Rating	75	hp																												
5	Drive Motor Nominal Efficiency	93.6	percent																												
6	Fan Motor Nominal Rating (if applicable)	1.5	hp																												
7	Fan Motor Nominal Efficiency	85.5	percent																												
8*	Input Power (kW)		Capacity (acfm) ^{a,d}	Specific Power (kW/100 acfm) ^d																											
	69.2	Max	357	19.40																											
	54.7		291	18.80																											
	37.5		196	19.12																											
	27.8		138	20.18																											
	18.0	Min	76	23.75																											
9*	Total Package Input Power at Zero Flow ^{c,d}		0.0	kW																											
10	<p>Note: Graph is only a visual representation of the data in Section 8 Note: Y-Axis Scale, 10 to 35, + 5kW/100acfm increments if necessary above 35 X-Axis Scale, 0 to 25% over maximum capacity</p>																														
<p>*For models that are tested in the CAGI Performance Verification Program, these items are verified by program administrator Consult CAGI website for a list of participants in the third party verification program: www.cagi.org</p> <p>NOTES:</p> <p>a. Measured at the discharge terminal point of the compressor package in accordance with ISO 1217, Annex E; acfm is actual cubic feet per minute at inlet conditions.</p> <p>b. The operating pressure at which the Capacity and Electrical Consumption were measured for this data sheet.</p> <p>c. No Load Power. In accordance with ISO 1217, Annex E, if measurement of no load power equals less than 1%, manufacturer may state "not significant" or "0" on the test report.</p> <p>d. Tolerance is specified in ISO 1217, Annex E, as shown in table below:</p> <p>NOTE: The terms "power" and "energy" are synonymous for purposes of this document.</p>																															
		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Volume Flow Rate at specified conditions</th> <th>Volume Flow Rate</th> <th>Specific Energy Consumption</th> <th>No Load / Zero Flow Power</th> </tr> <tr> <th>m³ / min</th> <th>ft³ / min</th> <th>%</th> <th>%</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Below 0.5</td> <td>Below 15</td> <td>+/- 7</td> <td>+/- 8</td> <td rowspan="4">+/- 10%</td> </tr> <tr> <td>0.5 to 1.5</td> <td>15 to 50</td> <td>+/- 6</td> <td>+/- 7</td> </tr> <tr> <td>1.5 to 15</td> <td>50 to 500</td> <td>+/- 5</td> <td>+/- 6</td> </tr> <tr> <td>Above 15</td> <td>Above 500</td> <td>+/- 4</td> <td>+/- 5</td> </tr> </tbody> </table>			Volume Flow Rate at specified conditions		Volume Flow Rate	Specific Energy Consumption	No Load / Zero Flow Power	m ³ / min	ft ³ / min	%	%		Below 0.5	Below 15	+/- 7	+/- 8	+/- 10%	0.5 to 1.5	15 to 50	+/- 6	+/- 7	1.5 to 15	50 to 500	+/- 5	+/- 6	Above 15	Above 500	+/- 4	+/- 5
Volume Flow Rate at specified conditions		Volume Flow Rate	Specific Energy Consumption	No Load / Zero Flow Power																											
m ³ / min	ft ³ / min	%	%																												
Below 0.5	Below 15	+/- 7	+/- 8	+/- 10%																											
0.5 to 1.5	15 to 50	+/- 6	+/- 7																												
1.5 to 15	50 to 500	+/- 5	+/- 6																												
Above 15	Above 500	+/- 4	+/- 5																												
<p>ROT 031 10/11 87 This form was developed by the Compressed Air and Gas Institute for the use of its members. CAGI has not independently verified the reported data.</p>																															

KAESER COMPRESSORS		COMPRESSOR DATA SHEET			
		Rotary Compressor: Fixed Speed			
		MODEL DATA - FOR COMPRESSED AIR			
1	Manufacturer:	Kaeser Compressors, Inc.			
2	Model Number:	CSD 75 - 125 psig / 460V/3ph/60Hz		Date:	6/1/2014
	<input checked="" type="checkbox"/> Air-cooled	<input type="checkbox"/> Water-cooled	Type:		Screw
	<input checked="" type="checkbox"/> Oil-injected	<input type="checkbox"/> Oil-free	# of Stages:		1
3*	Rated Capacity at Full Load Operating Pressure ^{a, e}	345	acfm ^{a, e}		
4	Full Load Operating Pressure ^b	115	psig ^b		
5	Maximum Full Flow Operating Pressure ^c	125	psig ^c		
6	Drive Motor Nominal Rating	75	hp		
7	Drive Motor Nominal Efficiency	93.6	percent		
8	Fan Motor Nominal Rating (if applicable)	1.5	hp		
9	Fan Motor Nominal Efficiency	85.5	percent		
10*	Total Package Input Power at Zero Flow ^e	16	kW ^e		
11	Total Package Input Power at Rated Capacity and Full Load Operating Pressure ^d	62.3	kW ^d		
12*	Specific Package Input Power at Rated Capacity and Full Load Operating Pressure ^e	18.06	kW/100 cfm ^e		

*For models that are tested in the CAGI Performance Verification Program, these items are verified by the third party administrator. Consult CAGI website for a list of participants in the third party verification program: www.cagi.org

NOTES:

- Measured at the discharge terminal point of the compressor package in accordance with ISO 1217, Annex C; ACFM is actual cubic feet per minute at inlet conditions.
- The operating pressure at which the Capacity (Item 3) and Electrical Consumption (Item 11) were measured for this data sheet.
- Maximum pressure attainable at full flow, usually the unload pressure setting for load/no load control or the maximum pressure attainable before capacity control begins. May require additional power.
- Total package input power at other than reported operating points will vary with control strategy.
- Tolerance is specified in ISO 1217, Annex C, as shown in table below:

Volume Flow Rate at specified conditions		Volume Flow Rate	Specific Energy Consumption	No Load / Zero Flow Power
m ³ / min	ft ³ / min	%	%	
Below 0.5	Below 15	+/- 7	+/- 8	+/- 10%
0.5 to 1.5	15 to 50	+/- 6	+/- 7	
1.5 to 15	50 to 500	+/- 5	+/- 6	
Above 15	Above 500	+/- 4	+/- 5	

Member **CAGI** Compressed Air & Gas Institute

ROT 030

10/11 RE This form was developed by the Compressed Air and Gas Institute for the use of its members. CAGI has not independently verified the reported data.

Anexo Q

Hoja de datos componentes neumáticos

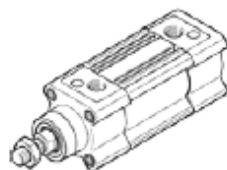
cilindro normalizado DSBC-40-400-PPSA-N3

Número de artículo: 1376913

★ Gama básica

Con amortiguación de fin de recorrido neumática autorregulable.

FESTO



Hoja de datos

Característica	Propiedades
Carrera	400 mm
Diámetro del émbolo	40 mm
Rosca del vástago	M12x1,25
Amortiguación	PPS: amortiguación de fin de recorrido neumática autorregulable
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 15552
Extremo del vástago	Rosca exterior
Construcción	Émbolo Vástago Tubo perfilado
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 ... 12 bar
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4-4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Energía del impacto en las posiciones finales	0,7 J
Carrera de amortiguación	19 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	633 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	754 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	205 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	37 g
Peso básico con carrera de 0 mm	740 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	16 g
Tipo de fijación	a elegir: con rosca interior con accesorios
Conexión neumática	G1/4
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de la tapa	Fundición inyectada de aluminio recubierto
Información sobre el material de las juntas	TPE-U(PI)
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina
Información sobre el material de la camisa del cilindro	Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizante

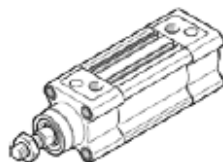
cilindro normalizado DSBC-32-300-PPSA-N3

Número de artículo: 2123090

★ Gama básica

Con amortiguación de fin de recorrido neumática autorregulable.

FESTO



Hoja de datos

Característica	Propiedades
Carrera	300 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	PPS: amortiguación de fin de recorrido neumática autorregulable
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 15552
Extremo del vástago	Rosca exterior
Construcción	Émbolo Vástago Tubo perfilado
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 ... 12 bar
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4-4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Energía del impacto en las posiciones finales	0,4 J
Carrera de amortiguación	17 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	415 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	483 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	110 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	27 g
Peso básico con carrera de 0 mm	465 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	9 g
Tipo de fijación	a elegir: con rosca interior con accesorios
Conexión neumática	G1/8
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de la tapa	Fundición inyectada de aluminio recubierto
Información sobre el material de las juntas	TPE-U(PL)
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina
Información sobre el material de la camisa del cilindro	Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizante

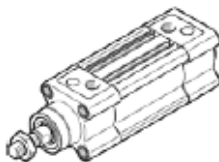
cilindro normalizado DSBC-32-200-PPSA-N3

Número de artículo: 1376474

★ Gama básica

Con amortiguación de fin de recorrido neumática autorregulable.

FESTO



Hoja de datos

Característica	Propiedades
Carrera	200 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	PPS: amortiguación de fin de recorrido neumática autorregulable
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 15552
Extremo del vástago	Rosca exterior
Construcción	Émbolo Vástago Tubo perfilado
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 ... 12 bar
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4-4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Energía del impacto en las posiciones finales	0,4 J
Carrera de amortiguación	17 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	415 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	483 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	110 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	27 g
Peso básico con carrera de 0 mm	465 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	9 g
Tipo de fijación	a elegir: con rosca interior con accesorios
Conexión neumática	G1/8
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de la tapa	Fundición inyectada de aluminio recubierto
Información sobre el material de las juntas	TPE-U(PI)
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina
Información sobre el material de la camisa del cilindro	Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizando

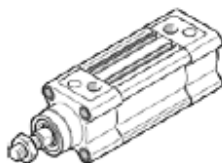
cilindro normalizado DSBC-32-500-PPSA-N3

Número de artículo: 1376478

★ Gama básica

Con amortiguación de fin de recorrido neumática autorregulable.

FESTO



Hoja de datos

Característica	Propiedades
Carrera	500 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	PPS: amortiguación de fin de recorrido neumática autorregulable
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 15552
Extremo del vástago	Rosca exterior
Construcción	Émbolo Vástago Tubo perfilado
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 ... 12 bar
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4-4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Energía del impacto en las posiciones finales	0,4 J
Carrera de amortiguación	17 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	415 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	483 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	110 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	27 g
Peso básico con carrera de 0 mm	465 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	9 g
Tipo de fijación	a elegir: con rosca interior con accesorios
Conexión neumática	G1/8
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de la tapa	Fundición inyectada de aluminio recubierto
Información sobre el material de las juntas	TPE-U(PLU)
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina
Información sobre el material de la camisa del cilindro	Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizante

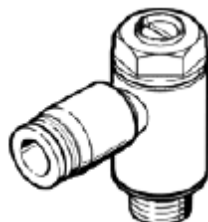
válvula de estrangulación y antirretorno GRLZ-1/8-QS-6-D

Número de artículo: 193158

★ Gama básica

para estrangulación de la entrada de aire, con conexión orientable.

FESTO



Hoja de datos

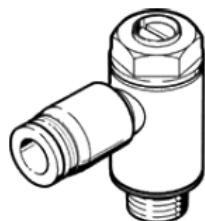
Característica	Propiedades
Función de las válvulas	Válvula reguladora de caudal, antirretorno del aire de alimentación
Conexión neumática 1	QS-6
Conexión neumática 2	G1/8
Elemento de ajuste	Tornillo con cabeza ranurada
Tipo de fijación	atomillable
Caudal nominal normal en sentido de la estrangulación	185 l/min
Caudal nominal normal en el sentido del antirretorno	160 ... 240 l/min
Temperatura ambiente	-10 ... 60 °C
Posición de montaje	indistinto
Presión de funcionamiento en todo el margen de temperatura	0,2 ... 10 bar
Caudal estándar en sentido de regulación del flujo: 6 -> 0 bar	340 l/min
Caudal estándar en sentido de bloqueo: 6 -> 0 bar	390 ... 460 l/min
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4-4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Temperatura del medio	-10 ... 60 °C
Par de apriete nominal	3 Nm
Tolerancia para el par de apriete nominal	± 10 %
Peso del producto	22 g
Información sobre el material de la chaveta atomillable	Aleación forjable de aluminio
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de las juntas	NBR
Información sobre el material del anillo de liberación	POM
Información sobre el material del tornillo de regulación	latón
Información sobre el material de la junta basculante	Fundición inyectada de cinc cromado

válvula de estrangulación y antirretorno GRLA-1/8-QS-6-D

Número de artículo: 193144

★ Gama básica

FESTO



Hoja de datos

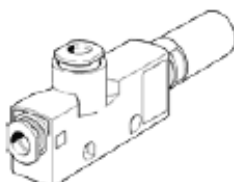
Característica	Propiedades
Función de las válvulas	Válvula reguladora de caudal, antirretorno del escape
Conexión neumática 1	QS-6
Conexión neumática 2	G1/8
Elemento de ajuste	Tornillo con cabeza ranurada
Tipo de fijación	atornillable
Caudal nominal normal en sentido de la estrangulación	185 l/min
Caudal nominal normal en el sentido del antirretorno	160 ... 240 l/min
Temperatura ambiente	-10 ... 60 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Posición de montaje	indistinto
Presión de funcionamiento en todo el margen de temperatura	0,2 ... 10 bar
Caudal estándar en sentido de regulación del flujo: 6 -> 0 bar	370 l/min
Caudal estándar en sentido de bloqueo: 6 -> 0 bar	330 ... 390 l/min
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Temperatura del medio	-10 ... 60 °C
Par de apriete nominal	3 Nm
Tolerancia para el par de apriete nominal	± 10 %
Peso del producto	22 g
Información sobre el material de la chaveta atornillable	Aleación forjable de aluminio
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de las juntas	NBR
Información sobre el material del anillo de liberación	POM
Información sobre el material del tornillo de regulación	latón
Información sobre el material de la junta basculante	Fundición inyectada de cinc cromado

generador de vacío VN-05-L-T3-PQ2-VQ2-R01

Número de artículo: 193571

FESTO

Estándar, gran capacidad de aspiración, ancho 14 mm, forma en T con enchufe y silenciador abierto.



Hoja de datos

Característica	Propiedades
Diámetro nominal de la tobera Laval	0.45 mm
Patrón	14 mm
Construcción del silenciador	abierto
Posición de montaje	indistinto
Característica del eyector	Gran caudal de aspiración Estándar
Función integrada	Silenciador abierto
Construcción	forma en T
Presión de funcionamiento para caudal de aspiración máximo	5 bar
Presión de funcionamiento	1 ... 8 bar
Presión nominal de funcionamiento	6 bar
Caudal de aspiración máx. contra atmósfera	15.7 l/min
Tiempo de ventilación a presión de funcionamiento nominal	1.7 s
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Sin opción de funcionamiento con lubricación
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Temperatura del medio	0 ... 60 °C
Nivel de ruido para presión nominal de funcionamiento	53 dB(A)
Temperatura ambiente	0 ... 60 °C
Par de apriete máximo	0.5 Nm
Peso del producto	24 g
Tipo de fijación	con taladro pasante con accesorios
Conexión neumática 1	QS-6
Conexión neumática 3	Silenciador abierto
Conexión de vacío	QS-6
Información sobre el material de la rosca de conexión	latón niquelado
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE Conforme con RoHS
Información sobre el material de las juntas	NBR
Información sobre el material de la tobera	POM
Información sobre el material del cuerpo	POM reforzado
Información sobre el material de los silenciadores	PE
Información sobre el material de la tobera	Aleación forjable de aluminio
Información sobre el material del racor	latón niquelado

ventosa de sujeción por vacío ESG-30

Número de artículo: 189174

FESTO



Representación a modo de ejemplo

Hoja de datos

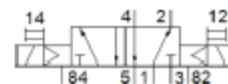
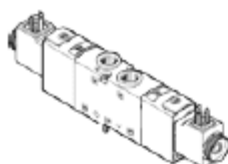
Ficha de datos técnicos completa: los valores parciales dependen de su configuración.

Característica	Propiedades
Diámetro de la ventosa	30 mm
Posición de montaje	vertical
Características especiales	Antiestático
Construcción	Conexión de vacío arriba Conexión de vacío lateral con compensación de altura Con compensador largo de altura
Atribución de los elementos de fijación de las ventosas	Tamaño 4
Forma de la ventosa	Redondo plano Redondo, profundo Redondo, profundo Fuelle redondo de 1,5 Fuelle redondo de 3,5
Fluido	Aire atmosférico en concordancia con ISO 8573-1:2010 [7:-:-]
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Temperatura ambiente	-30 ... 200 °C
Conexión de vacío	G1/8 M14x1 PK-4 QS-6
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE Conforme con RoHS
Información sobre el material de la ventosa	BR FPM NBR PUR VMQ (silicona) Vulkollan®

electroválvula VUVS-L20-B52-D-G18-F7-1C1

Número de artículo: 575265
★ Gama básica

FESTO



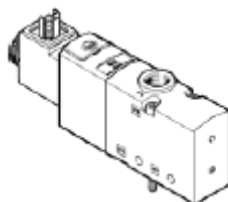
Hoja de datos

Característica	Propiedades
Función de las válvulas	5/2 biestable
Tipo de accionamiento	eléctrico
Tamaño de las válvulas	21 mm
Caudal nominal normal	700 l/min
Presión de funcionamiento	1,5 ... 10 bar
Construcción	Corredera
Tipo de protección	IP65 según IEC 60529 con conector tipo zócalo
Diámetro nominal	5,7 mm
Función de escape	Estrangulable
Principio de hermetización	blando
Posición de montaje	indistinto
Accionamiento manual auxiliar	con enclavamiento mediante pulsador
Tipo de control	prepiloto
Alimentación del aire de control	interno
Sentido del flujo	no reversible
Holgura de sobreposición	sí
Nota sobre la dinamización forzada	Frecuencia de conmutación mínima: 1x por semana
valor B	0,35
valor C	2,9 l/sbar
Tiempo de conmutación a la inversión	10 ms
Factor de utilización	100%
Máx. impulso de prueba positivo con señal 0	1,900 µs
Máx. impulso de prueba negativo con señal 1	2,700 µs
Valores característicos de las bobinas	24 V DC; 2,5 W
Fluctuación de tensión permisible	+/- 10 %
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Resistencia a los impactos	Comprobación de suplemento de transporte con grado de nitidez 2 según FN 942017-4 y EN 60068-2-6
Resistencia a los golpes	Control de golpes con grado de severidad 2, según FN 942017-5 y EN 60068-2-27
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura del medio	-10 ... 60 °C
Fluido de control	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Temperatura ambiente	-10 ... 60 °C
Peso del producto	259 g
Conexión eléctrica	Forma C
Tipo de fijación	a elegir: Sobre regleta de bornes con taladro pasante
Conexión para el orificio de barrido	sin escape común
Conexión del aire de escape de pilotaje 82	M5

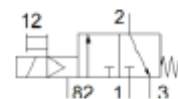
electroválvula VUVS-L20-M32C-MD-G18-F7-1C1

Número de artículo: 575274

★ Gama básica



FESTO

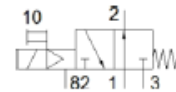
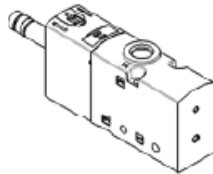


Hoja de datos

Característica	Propiedades
Función de las válvulas	3/2 cerrada monoestable
Tipo de accionamiento	eléctrico
Tamaño de las válvulas	21 mm
Caudal nominal normal	700 l/min
Presión de funcionamiento	2.5 ... 10 bar
Construcción	Corredera
Tipo de reposición	muelle mecánico
Tipo de protección	IP65 según IEC 60529 con conector tipo zócalo
Diámetro nominal	5.7 mm
Función de escape	Estrangulable
Principio de hermetización	blando
Posición de montaje	indistinto
Accionamiento manual auxiliar	con enclavamiento mediante pulsador
Tipo de control	prepiloteado
Alimentación del aire de control	interno
Sentido del flujo	no reversible
Holgura de sobreposición	sí
Nota sobre la dinamización forzada	Frecuencia de conmutación mínima: 1x por semana
Valor B	0.35
Valor C	2.9 l/sbar
Tiempo de conmutación a la desconexión	32 ms
Tiempo de conmutación a la conexión	14 ms
Factor de utilización	100%
Máx. impulso de prueba positivo con señal 0	1,900 µs
Máx. impulso de prueba negativo con señal 1	2,700 µs
Valores característicos de las bobinas	24 V DC; 2,5 W
Fluctuación de tensión permisible	+/- 10 %
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4-4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Resistencia a los impactos	Comprobación de suplemento de transporte con grado de nitidez 2 según FN 942017-4 y EN 60068-2-6
Resistencia a los golpes	Control de golpes con grado de severidad 2, según FN 942017-5 y EN 60068-2-27
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura del medio	-10 ... 60 °C
Fluido de control	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4-4]
Temperatura ambiente	-10 ... 60 °C
Peso del producto	170 g
Conexión eléctrica	Forma C
Tipo de fijación	a elegir: Sobre regleta de bornes con taladro pasante

electroválvula
VUVS-L20-M32U-MD-G18-F7
 Número de artículo: 575262

FESTO



Hoja de datos

Característica	Propiedades
Función de las válvulas	3/2 abierta mono estable
Tipo de accionamiento	eléctrico
Tamaño de las válvulas	21 mm
Caudal nominal normal	700 l/min
Presión de funcionamiento	2,5 ... 10 bar
Construcción	Corredera
Tipo de reposición	muelle mecánico
Diámetro nominal	5,7 mm
Función de escape	Estrangulable
Principio de hermetización	blando
Posición de montaje	indistinto
Accionamiento manual auxiliar	con enclavamiento mediante pulsador
Tipo de control	prelilotado
Alimentación del aire de control	interno
Sentido del flujo	no reversible
Holgura de sobreposición	sí
Nota sobre la dinamización forzada	Frecuencia de conmutación mínima: 1x por semana
Valor B	0,35
Valor C	2,9 l/sbar
Tiempo de conmutación a la desconexión	28 ms
Tiempo de conmutación a la conexión	15 ms
Máx. impulso de prueba positivo con señal 0	1,900 µs
Máx. impulso de prueba negativo con señal 1	2,700 µs
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Resistencia a los impactos	Comprobación de suplemento de transporte con grado de nitidez 2 según FN 942017-4 y EN 60068-2-6
Resistencia a los golpes	Control de golpes con grado de severidad 2, según FN 942017-5 y EN 60068-2-27
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura del medio	-10 ... 60 °C
Fluido de control	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Temperatura ambiente	-10 ... 60 °C
Peso del producto	136 g
Tipo de fijación	a elegir: Sobre regleta de bornes con taladro pasante
Conexión para el orificio de barrido	sin escape común
Conexión del aire de escape de pilotaje 82	M5
Conexión neumática 1	G1/8
Conexión neumática 2	G1/8
Conexión neumática 3	G1/8
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de las juntas	HNBR NBR
Información sobre el material del cuerpo	Fundición inyectada de aluminio pintado
Información sobre el material de la corredera	Aleación forjable de aluminio

racor rápido roscado

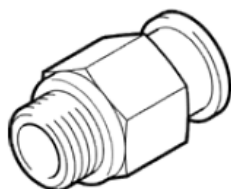
QS-G1/4-6

Número de artículo: 186097

★ Gama básica

Rosca exterior con hexágono exterior.

FESTO



Hoja de datos

Característica	Propiedades
Tamaño	Estándar
Diámetro nominal	5 mm
Tipo de junta del eje atornillable	Junta anular
Posición de montaje	indistinto
Tamaño del depósito	10
Construcción	Principio Push-Pull
Presión de funcionamiento en todo el margen de temperatura	-0.95 ... 6 bar
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0.95 ... 14 bar
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7-...] Agua según declaración del fabricante en www.festo.com
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Temperatura ambiente	-10 ... 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Par de apriete nominal	9 Nm
Tolerancia para el par de apriete nominal	± 20 %
Peso del producto	17 g
Conexión neumática 1	Rosca exterior G1/4
Conexión neumática 2	para diámetro exterior del tubo flexible de 6 m
Color del anillo extractor	azul
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material del cuerpo	latón niquelado
Información sobre el material del anillo de liberación	POM
Información sobre el material de la junta del tubo flexible	NBR
Información sobre el material del segmento de sujeción del tubo flexible	Acero inoxidable de aleación fina

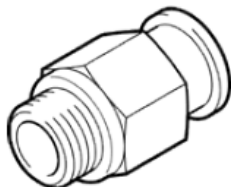
racor rápido roscado QS-G1/8-6

Número de artículo: 186096

★ Gama básica

Rosca exterior con hexágono exterior.

FESTO



Hoja de datos

Característica	Propiedades
Tamaño	Estándar
Diámetro nominal	5 mm
Tipo de junta del eje atornillable	Junta anular
Posición de montaje	indistinto
Tamaño del depósito	10
Construcción	Principio Push-Pull
Presión de funcionamiento en todo el margen de temperatura	-0.95 ... 6 bar
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0.95 ... 14 bar
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:...] Agua según declaración del fabricante en www.festo.com
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Temperatura ambiente	-10 ... 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Par de apriete nominal	7 Nm
Tolerancia para el par de apriete nominal	± 20 %
Peso del producto	8.3 g
Conexión neumática 1	Rosca exterior G1/8
Conexión neumática 2	para diámetro exterior del tubo flexible de 6 m
Color del anillo extractor	azul
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material del cuerpo	latón níquelado
Información sobre el material del anillo de liberación	POM
Información sobre el material de la junta del tubo flexible	NBR
Información sobre el material del segmento de sujeción del tubo flexible	Acero inoxidable de aleación fina

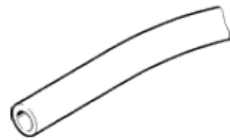
tubo flexible de material sintético PUN-6X1-BL

Número de artículo: 159664

★ Gama básica

Tubo calibrado exterior, para racores rápidos QS, racores roscados CN y CK de poliuretano (no aprobados para la industria alimentaria)

FESTO



Hoja de datos

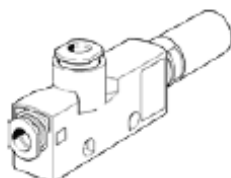
Característica	Propiedades
Diámetro exterior	6 mm
Radio de flexión relevante para el caudal	26.5 mm
Diámetro interior	4 mm
Radio máximo de curvatura	16 mm
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0.95 ... 10 bar
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:-:-]
Control de inflamabilidad del material	UL94 HB
Temperatura ambiente	-35 ... 60 °C
Homologación	TÜV
Peso del producto según la longitud	0.0192 kg/m
Color	azul
Dureza Shore	D 52 +/-3
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE Conforme con RoHS
Información sobre el material del tubo flexible	TPE-U(PU)

generador de vacío VN-05-L-T3-PQ2-VQ2-R01

Número de artículo: 193571

FESTO

Estándar, gran capacidad de aspiración, ancho 14 mm, forma en T con enchufe y silenciador abierto.

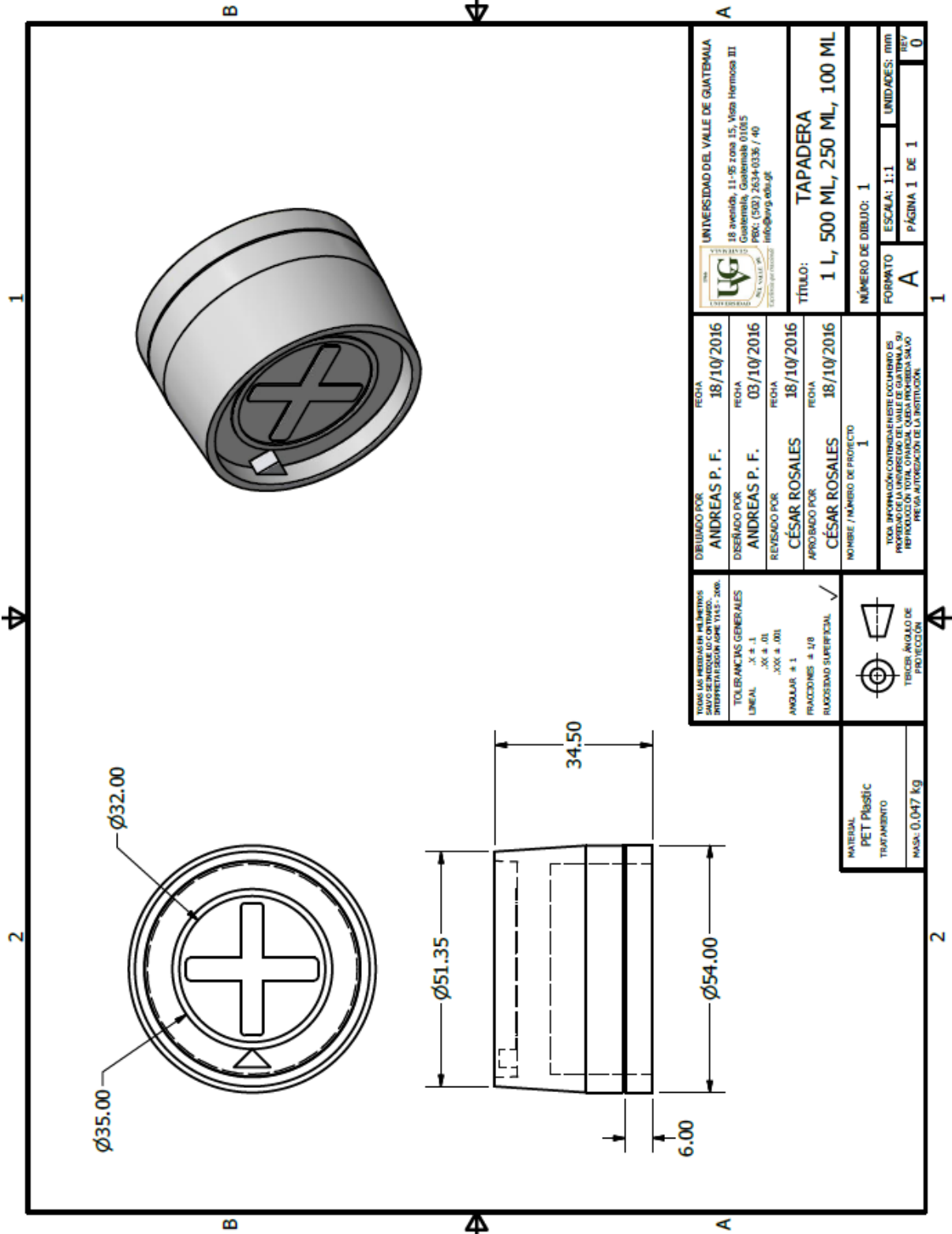


Hoja de datos

Característica	Propiedades
Diámetro nominal de la tobera Laval	0.45 mm
Patrón	14 mm
Construcción del silenciador	abierto
Posición de montaje	indistinto
Característica del eyector	Gran caudal de aspiración Estándar
Función integrada	Silenciador abierto
Construcción	forma en T
Presión de funcionamiento para caudal de aspiración máximo	5 bar
Presión de funcionamiento	1 ... 8 bar
Presión nominal de funcionamiento	6 bar
Caudal de aspiración máx. contra atmósfera	15.7 l/min
Tiempo de ventilación a presión de funcionamiento nominal	1.7 s
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Sin opción de funcionamiento con lubricación
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Temperatura del medio	0 ... 60 °C
Nivel de ruido para presión nominal de funcionamiento	53 dB(A)
Temperatura ambiente	0 ... 60 °C
Par de apriete máximo	0.5 Nm
Peso del producto	24 g
Tipo de fijación	con taladro pasante con accesorios
Conexión neumática 1	QS-6
Conexión neumática 3	Silenciador abierto
Conexión de vacío	QS-6
Información sobre el material de la rosca de conexión	latón niquelado
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE Conforme con RoHS
Información sobre el material de las juntas	NBR
Información sobre el material de la tobera	POM
Información sobre el material del cuerpo	POM reforzado
Información sobre el material de los silenciadores	PE
Información sobre el material de la tobera	Aleación forjable de aluminio
Información sobre el material del racor	latón niquelado


Anexo R

Planos tapadera



Anexo S

Cotización componentes neumáticos

 ACISA AUTOMATIZACION Y CONTROL INDUSTRIAL, S.A. NIT: 582629-2 www.grupoacisa.com gua.ventas@grupoacisa.com	CENTRAL	SUCURSAL	SUCURSAL
	1a. Av. 10-81, Zona 10	División Oleohidráulica	Escuintla
	1er. Nivel, Edif. Inexsa	Av. Petapa, 22-29	4a. Av. 15-64, Zona 1
	Tel. 2494-2600	Zona 12, Locales 13, 14 y 15	Centro Comercial
	Fax: 2494-2650	Tels.: 2442-3381 - 2476-0996	Marycenter, Local 9
Guatemala, Guatemala	Fax: 2476-0954	Tel.: 7889-9732	Fax: 7889-9891











Guatemala, 12 - 10 - 2016		Cotización N° E- 92425			
Nombre: Papadopolo Filipovich, Andreas					
Atención: Sr. Andreas Papadopolo.					
Dirección: 18 Avenida 11-95 zona 15, Vista Hermosa 3					
NIT: CIF					
Vendedor: 01		Pago: Contado			
Cantidad	U.	Código	Descripción	Precio unitario Q.	Importe Q.
1	PZ	163347*	Cilindro doble efecto DNC-40-400-PPV-A	3,190.1000	3,190.10
1	PZ	163312*	Cilindro doble efecto DNC-32-200-PPV-A	2,516.7000	2,516.70
1	PZ	1922622*	Cilindro doble efecto DNC-32-300-PPV-A	2,631.9000	2,631.90
1	PZ	163316*	Cilindro doble efecto DNC-32-500-PPV-A	2,861.8000	2,861.80
1	PZ	575516	Electrovalvula VUVS-L25-B52-D-G14-F8	1,634.8000	1,634.80
1	PZ	575473	Electrovalvula VUVS-L25-M32C-MD-G14-F8	1,179.9000	1,179.90
1	PZ	8030811	Bobina magnética VACF-B-C1-1 24 VDC tamaño 25	219.3000	219.30
1	PZ	151687	Conector p/bobina MSSD-EB-P/CPE 18	42.9000	42.90
1	PZ	162967	Regulador de caudal GRLA-1/4-QS-6-RS-B	421.8000	421.80
1	PZ	10773	Presostato ajustable PEV-1/4-B	2,269.4000	2,269.40
1	PZ	130677	Racor QS-1/4-6-100	27.7000	27.70
1	PZ	130731	Racor QSL-1/4-6-100	42.9000	42.90
1	PZ	130675	Racor QS-1/8-6-100	25.1000	25.10
1	PZ	130729	Racor QSL-1/8-6-100	39.1000	39.10
1	PZ	1396090	Ventosa VAS-30-1/8-PUR-B	156.6000	156.60
1	MT	525747	Manguera PUN-6X1-BL-500	14.8000	14.80
2	PZ	174370	Ple de fijación HCN-40	269.0000	269.0000
2	PZ	174369	Ple de fijación HCN-32	251.9000	251.9000
<p>NOTA</p> <p>PAGO AL CONTADO (Ver políticas primera compra)</p> <p>Artículos marcados con (*) entrega aproximada 3-4 semanas,</p> <p>después de confirmar el pedido con su orden de compra y 100% de anticipo.</p> <p>**No se aceptan devoluciones**</p>					
<p>SUJETO A PAGOS TRIMESTRALES DEL ISR</p> <p>SOMOS AGENTES RETENEDORES DEL IVA</p>					
Hecho por: Rony Dávila.		Validez de la oferta hasta: 17/10/2016		Sub-Total:	Q. 17,795.70
Autorizado por:		Tipo de Cambio: € 1.00 = Q.8.80		% Desc.:	0.00% Q. 0.00
				Total:	Q. 17,795.70



Events MIHow2 English [Sign In / Register](#)

For Assistance or to Order, Call Us 24/7: 1-800-526-9328

- [Home](#)
- [About Mi](#)
- [Locations](#)
- [Services](#)
- [Knowledge Hub](#)
- [Order Status](#)
- [Support](#)

Product Categories [Pneumatics](#) > [Pneumatic Vacuum Equipment](#) > [Pneumatic Vacuum Generators](#) > [Vacuum Ejectors](#) > [ZH05BS-01-01](#)

SMC ZH05BS-01-01

SMC® ZH05BS-01-01 Vacuum Ejector, Bracket Mount, 0.5mm Nozz. Dia., -88kPa Max. Vac. Press., +37 to +90psi Supp. Press.

Mi Item #: 02767233

★★★★★ 0 Reviews - [Be the first to review this item.](#)

\$31.397 each

AVAILABLE TO ORDER

QTY

Add to Cart



\$9.98 Flat Rate Ground Shipping

[See Shipping Options](#)



Please Note: Photo may NOT represent actual item, please refer to title and product specifications for all details.

[How can we make our Product Content better?](#)

Product Features & Specifications

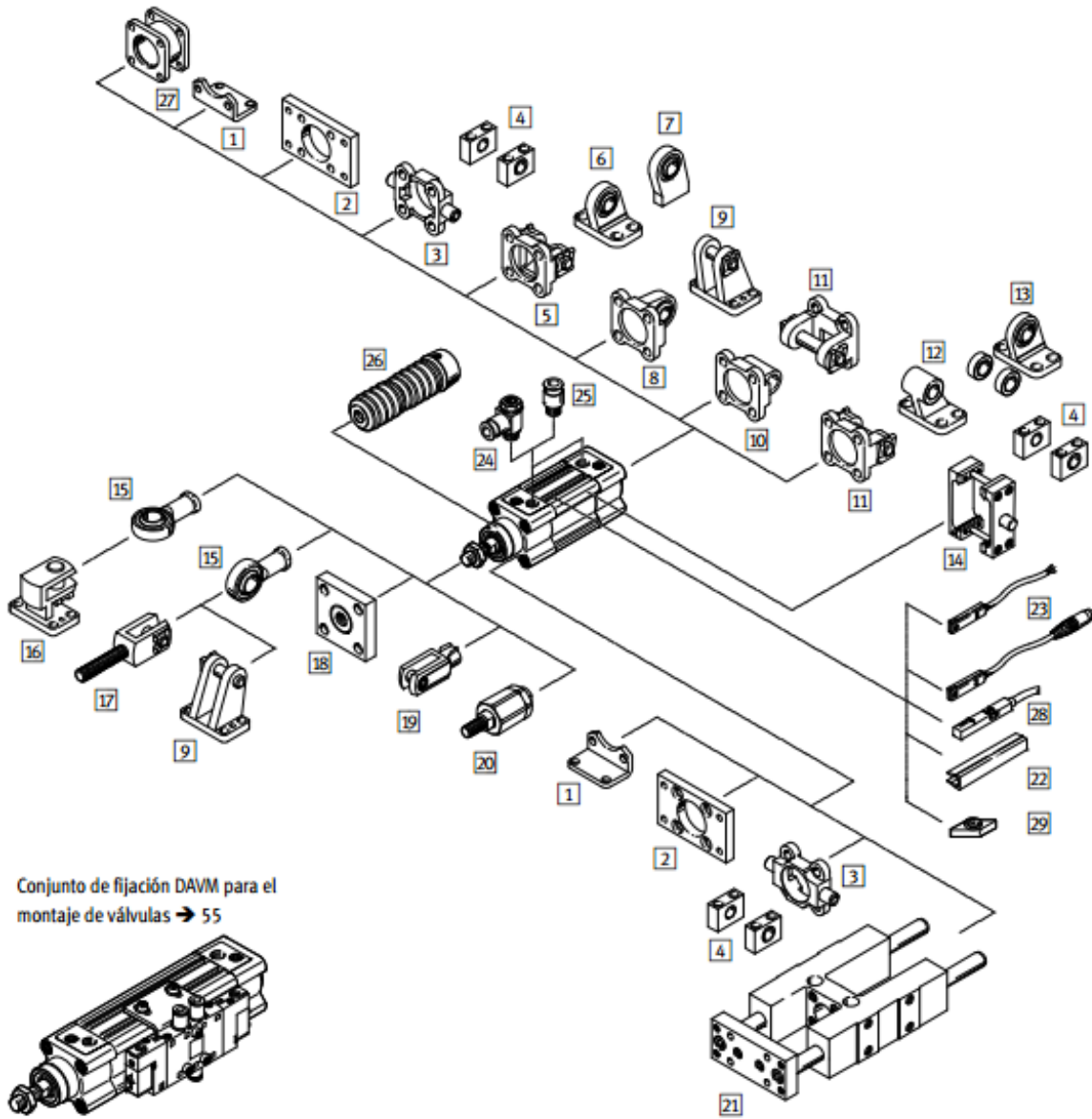
Nozzle Diameter:	0.5 mm See Diagram Image
Exhaust Type:	Silencer
Maximum Vacuum Pressure:	-88 kPa
Mounting Type:	Bracket
Internal Lubrication:	Lubrication Forbidden
Supply Port Type:	1/8 Female Rc Threaded In
Vacuum Port Type:	1/8 Female Rc Threaded In
Supply Pressure Range:	+37 to +90 psi
Proof Pressure:	+100 psi
Thread Standard:	Rc
Fluid Compatibility:	Air

Additional Information

Country of Origin: JAPAN (Country of Origin is subject to change.)
Open Market

Anexo T

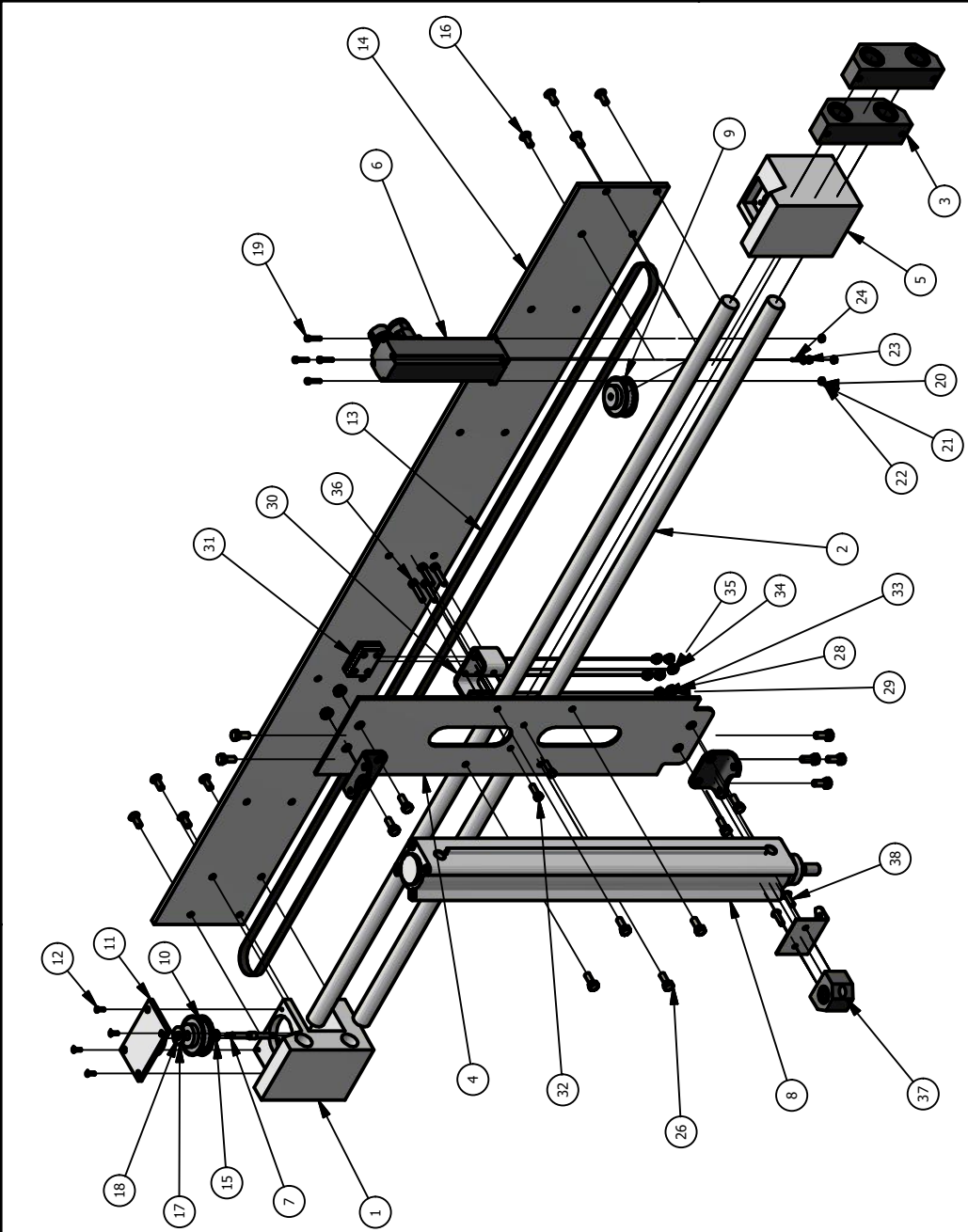
Tipos de montajes para cilindros DSBC



Anexo U

Planos de la maquina empacadora

ELEMENTO	CTIDAD	Nº DE PIEZA	MATERIAL
1	1	SOPORTE DEL EJE	ALUMINIO 6061
2	2	EJE GUIA	ACERO INOXIDABLE AISI 304
3	2	L1DR20-2LS/HV6	
4	1	PLACA DE SOPORTE	ALUMINIO 6061
5	1	SOPORTE DEL EJE Y SERVOMOTOR	ALUMINIO 6061
6	1	1578624	
7	1	EMMS-AS-40-MK-LS-SRB	ACERO INOXIDABLE AISI 304
8	1	EJE SOPORTE RUEDA DENTADA	
9	1	ACTUADOR CON SOPORTES	ALUMINIO 6061
10	1	POLEA DENTADA PIÑON	ALUMINIO 6061
11	1	POLEA DENTADA	ALUMINIO 6061
12	4	TAPADERA SOPORTE DEL EJE	ALUMINIO 6061
13	4	DIN 7991 - M3x10	ACERO, SUAVE
14	1	BANDA DENTADA T5	CAUCHO, BUTILO
15	1	PLACA DE SUJECION	ALUMINIO 6061
16	1	618/5	
17	8	ISO 10642 - M6 x 16	ACERO
18	1	ANSI B18.22M - 5 W	ACERO, SUAVE
19	1	ANSI B27.7M - 3CMI-5	ACERO, SUAVE
20	4	ANSI B18.3.1M - M3x0.5 x 16	ACERO, SUAVE
21	4	ASME B18.21.2M - 3	ACERO, SUAVE
22	4	ANSI B18.22M - 3 N	ACERO, SUAVE
23	4	ISO 4032 - M3	ACERO INOXIDABLE, 440C
24	1	ANSI B18.22M - 2 W	ACERO, SUAVE
26	14	ANSI B 18.6.7 M / IFI 513 - M2 x 0.4 x 16	ACERO, SUAVE
28	4	ANSI B18.22M - 6 N	ACERO, SUAVE
29	4	ANSI B18.2.4.5M - M6 x 1	ACERO, SUAVE
30	1	SOPORTE CLAMPING	ALUMINIO 6061
31	1	SUPPORT	
32	2	CLAMPING SUPPORT	ALUMINIO 6061
33	6	ANSI B18.21.2M - 5	ACERO, SUAVE
34	6	ANSI B18.22M - 5 N	ACERO, SUAVE
35	6	ANSI B18.2.4.5M - M5 x 0.8	ACERO, SUAVE
36	4	ANSI B 18.6.7 M / IFI 513 - M5 x 0.8 x 25	ACERO, SUAVE
37	1	L1HR12-2LS/HV6	
38	2	ANSI B18.3.4M - M5 x 0.8 x 16	ACERO, SUAVE



NOTA: La banda que se muestra es representativa.

DIBUJADO POR DIEGO GUDIEL FECHA	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBX: (502) 2634-0336 / 40 info@lunvg.edu.gt	NÚMERO DE DIBUJO:	
		FORMATO A	UNIDADES: mm ESCALA: 1:8 PÁGINA 1 DE 10 REV
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X ± .XX ± .XXX ± ANGULAR ± FRACCIONES ± RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓	DISEÑADO POR DIEGO GUDIEL FECHA REVISADO POR FECHA APROBADO POR FECHA	TÍTULO: MECANISMO DE MANIPULACION	
3er ÁNGULO DE PROYECCIÓN	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO MAQUINA ENCAJADORA	NÚMERO DE DIBUJO:	
MASA: 14.676 kg	TODA LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA. SALVO POR UNA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.		



B

A

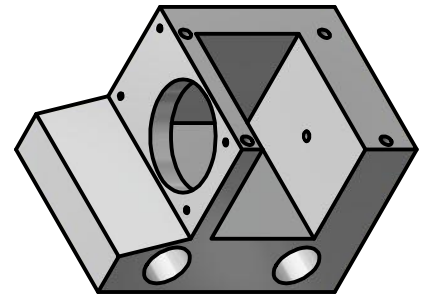
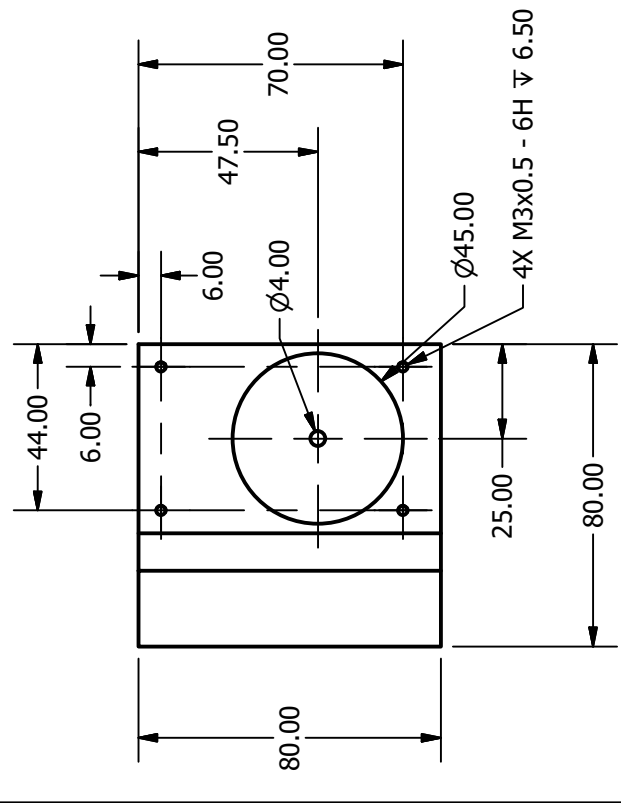
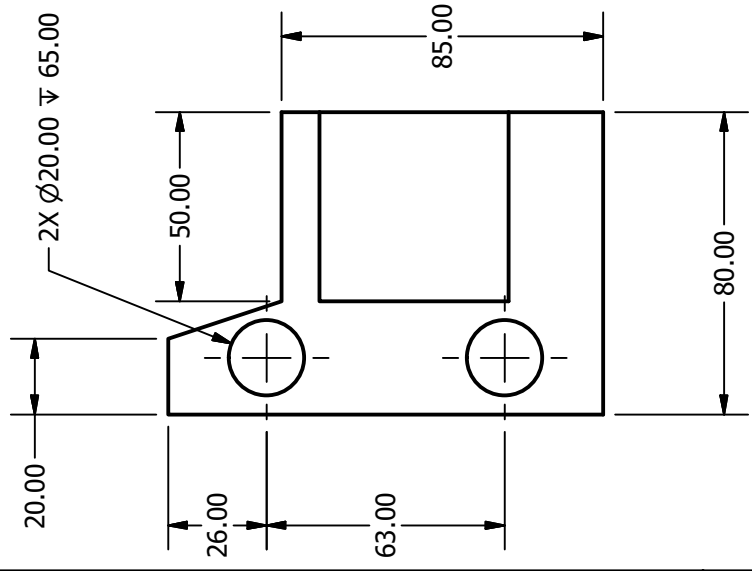
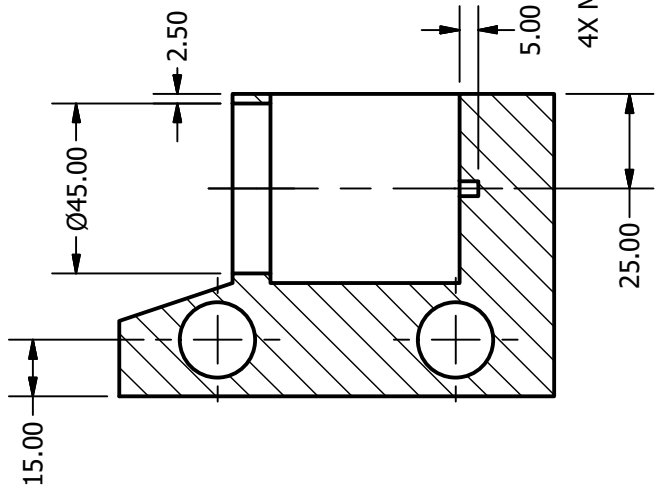
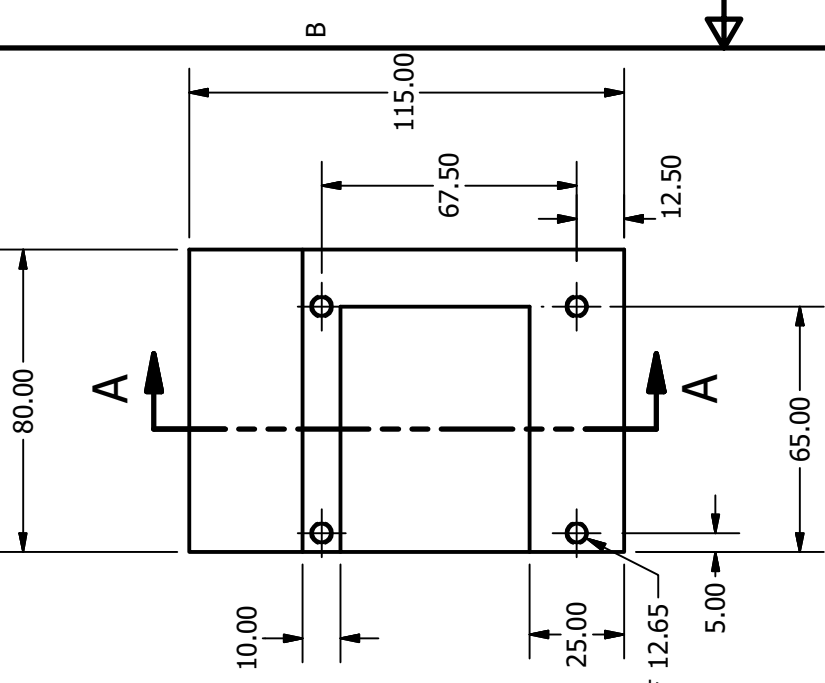
B

A

1

2

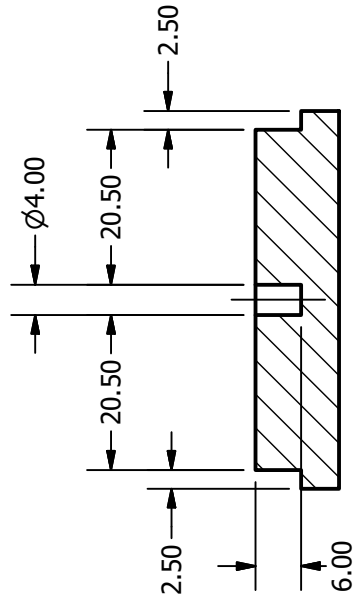
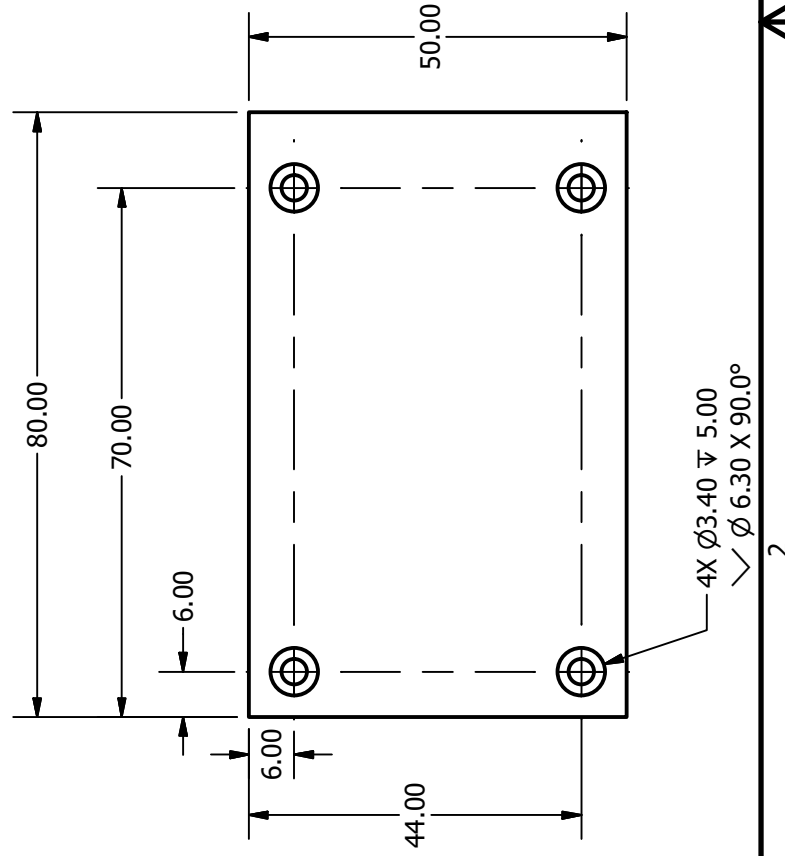
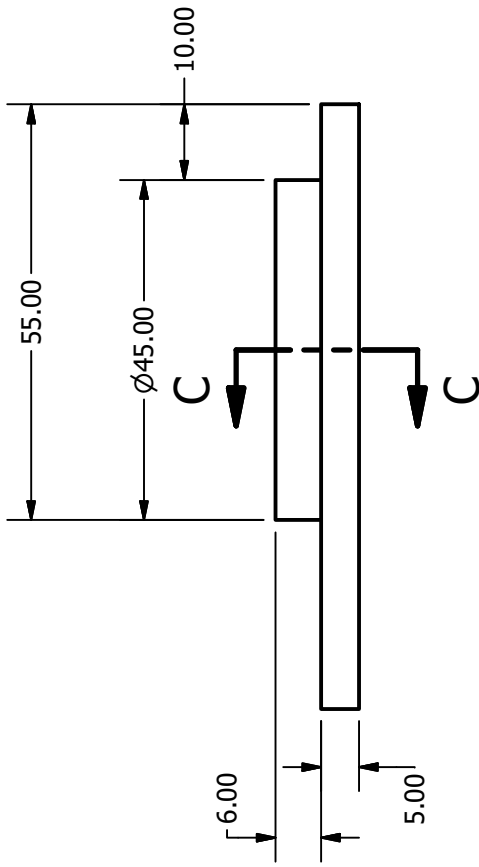
SECCIÓN A-A



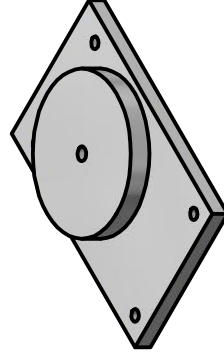
TÍTULO: SOPORTE DEL EJE GUIA			
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm	REV
A	PÁGINA 2 DE 10		

1

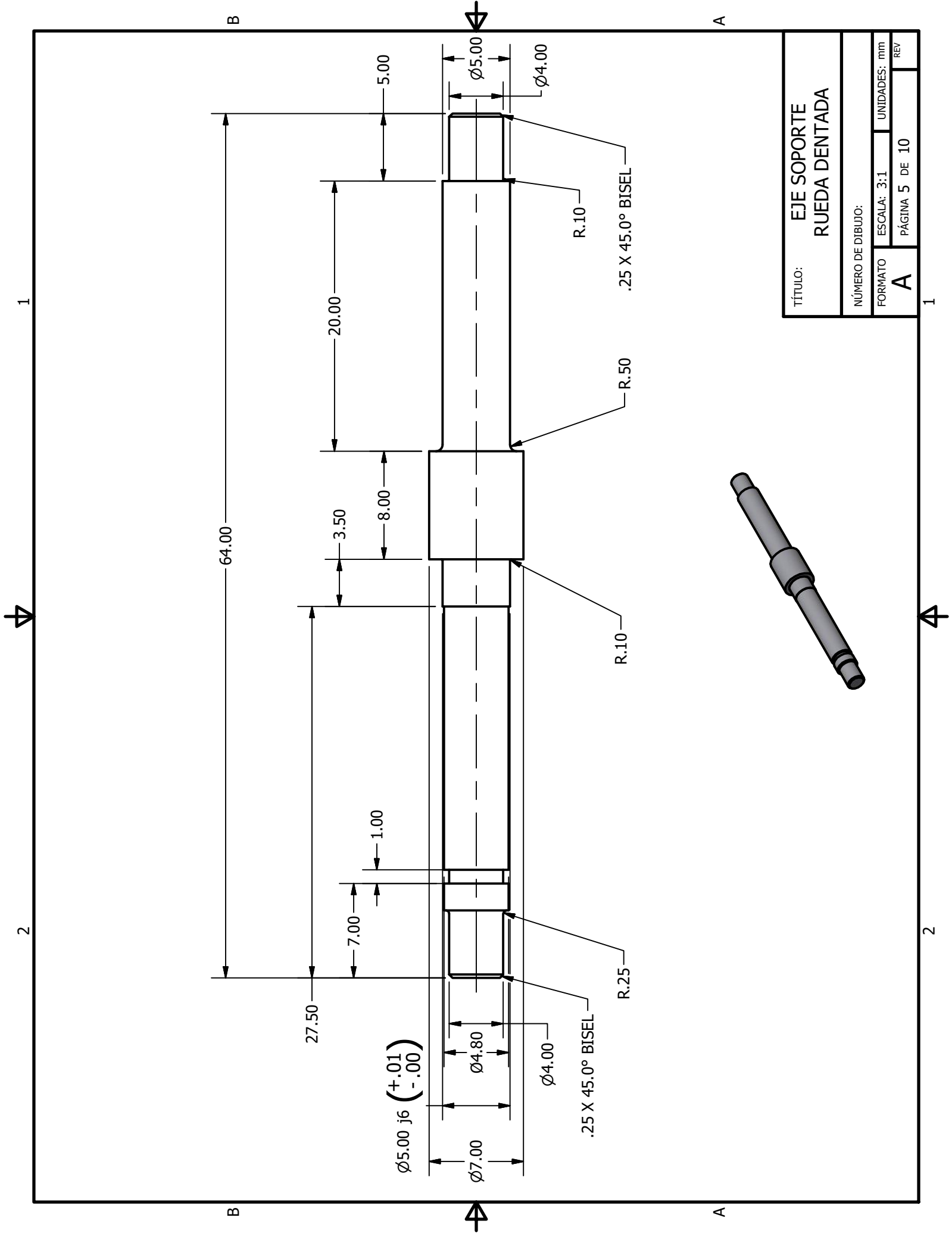
2



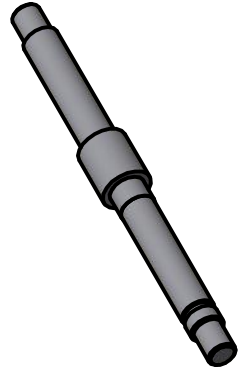
SECCIÓN C-C



TÍTULO: TAPADERA DEL SOPORTE DEL EJE	
NÚMERO DE DIBUJO:	
FORMATO: A	ESCALA: 1:1
UNIDADES:	PÁGINA 3 DE 10
REV	



TÍTULO:		EJE SOPORTE RUEDA DENTADA	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	mm
A	3:1	PÁGINA	5 DE 10
REV		REV	





TÍTULO:			
EJE GUIA			
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	REV
A	1:5	mm	
PÁGINA 6 DE 10			

1143.00

Ø20.00

1

2

B

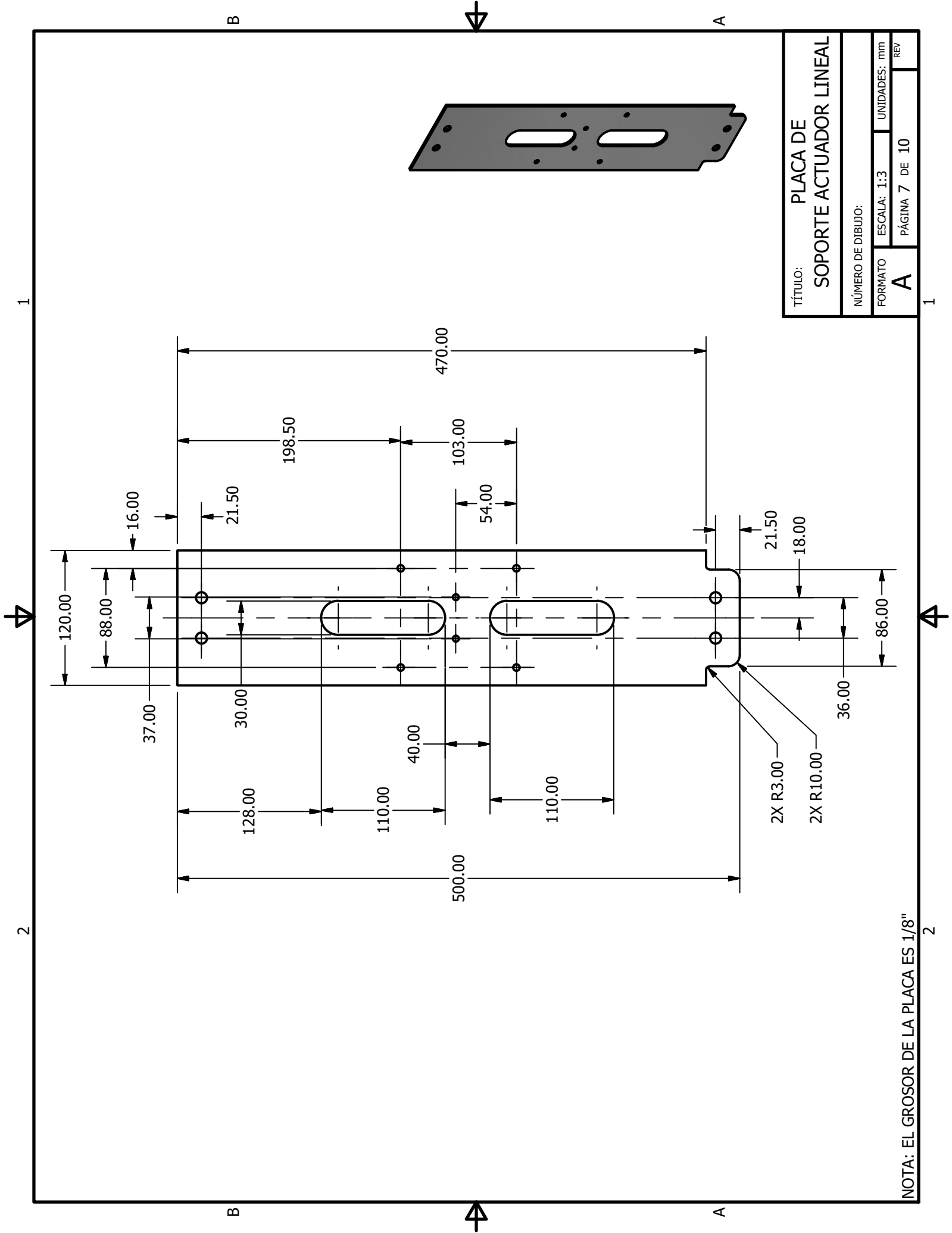
A

B

A

1

2



TÍTULO: PLACA DE SOPORTE ACTUADOR LINEAL		
NÚMERO DE DIBUJO:		
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 7 DE 10	REV

NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/8"

1

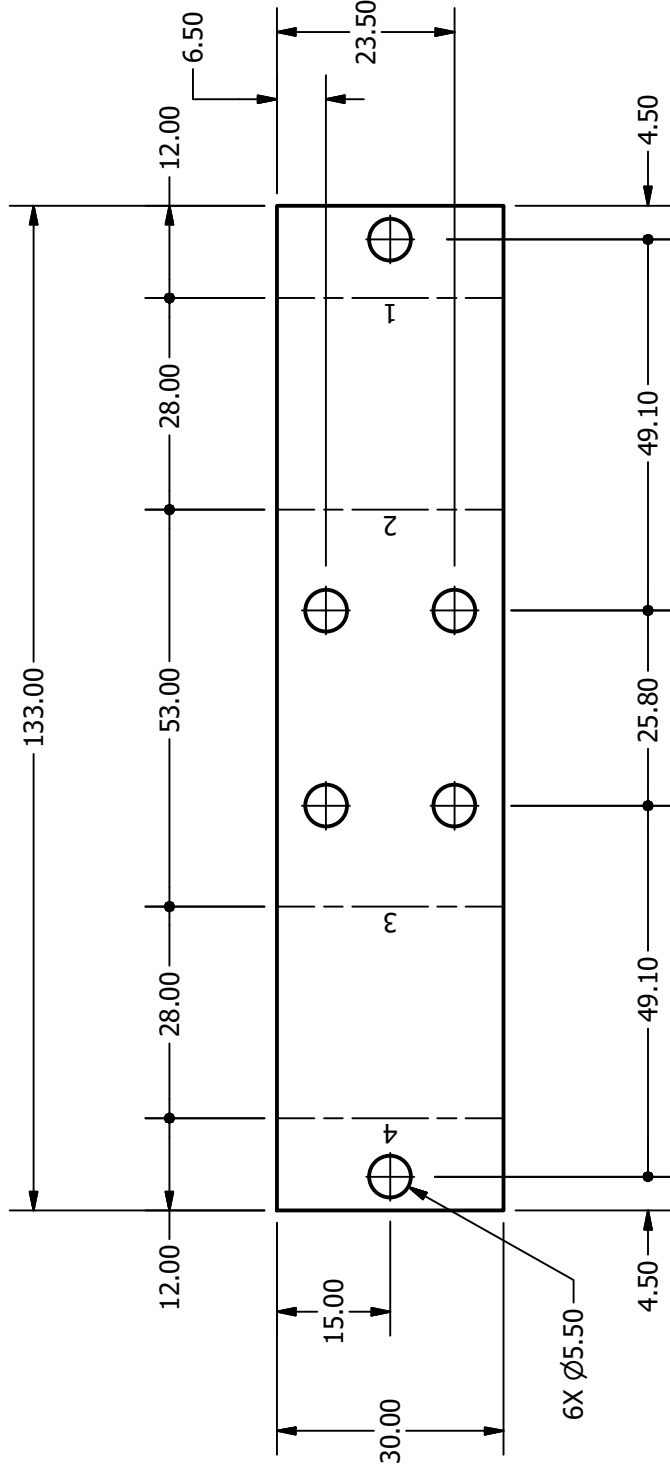
2

TABLA

ID DE PLEGADO	DIRECCIÓN DE PLEGADO	ÁNGULO DE PLEGADO	RADIO DE PLEGADO
1	ABAJO	90	3.17
2	ABAJO	90	3.17
3	ABAJO	90	3.17
4	ABAJO	90	3.17

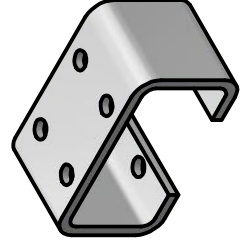
B

B



A

A



TÍTULO: **PLACA SOPORTE
DEL CLAMPING SUPPORT**

NÚMERO DE DIBUJO:

FORMATO **A** ESCALA: 1:1 UNIDADES: mm

PÁGINA 9 DE 10 REV

NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/8"

1

2

1

2

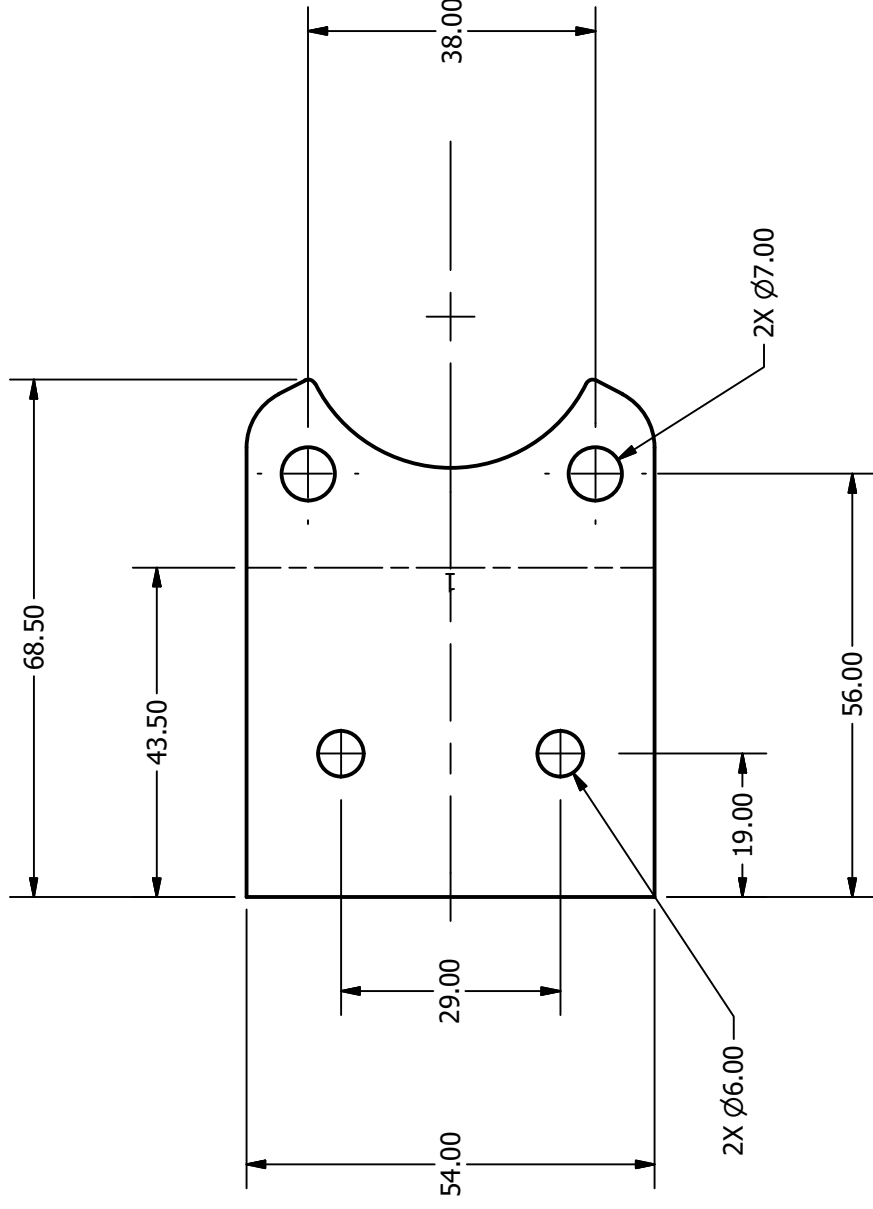
TABLA			
ID DE PLEGADO	DIRECCIÓN DE PLEGADO	ÁNGULO DE PLEGADO	RADIO DE PLEGADO
1	ABAJO	90	1.6

1

2

B

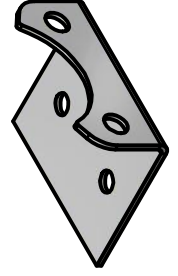
B



A

A

TÍTULO:		SOPORTE DEL RODAMIENTO LINEAL GUIA	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	REV
A	1:1	mm	
PÁGINA 10		DE 10	



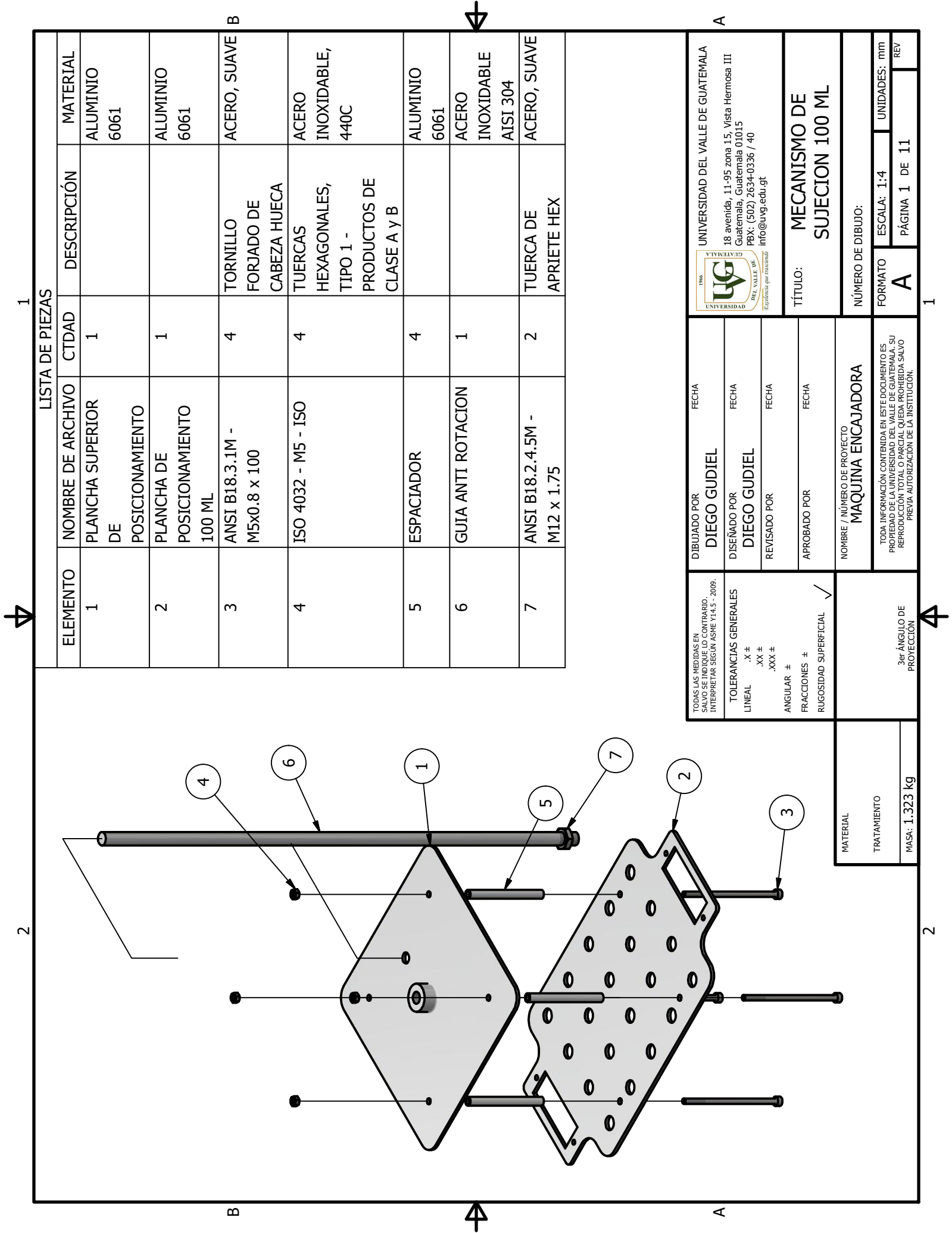
NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/16"

1

2

1

2



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	NOMBRE DE ARCHIVO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	PLANCHA SUPERIOR DE POSICIONAMIENTO	1		ALUMINIO 6061
2	PLANCHA DE POSICIONAMIENTO 100 ML	1		ALUMINIO 6061
3	ANSI B18.3.1M - M5x0.8 x 100	4	TORNILLO FORJADO DE CABEZA HUECA	ACERO, SUAVE
4	ISO 4032 - M5 - ISO	4	TUERCAS HEXAGONALES, TIPO 1 - PRODUCTOS DE CLASE A Y B	ACERO INOXIDABLE, 440C
5	ESPACTADOR	4		ALUMINIO 6061
6	GUIA ANTI ROTACION	1		ACERO INOXIDABLE AISI 304
7	ANSI B18.2.4.5M - M12 x 1.75	2	TUERCA DE APRIETE HEX	ACERO, SUAVE

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III
 Guatemala, Guatemala 01015
 PBX: (502) 2634-0336 / 40
 info@uvg.edu.gt

TÍTULO: **MECANISMO DE SUJECION 100 ML**

NÚMERO DE DIBUJO:

FORMATO **A** ESCALA: 1:4 UNIDADES: mm

PÁGINA 1 DE 11 REV

DIBUJADO POR	FECHA
DIEGO GUDIEL	
DISEÑADO POR	FECHA
DIEGO GUDIEL	
REVISADO POR	FECHA
APROBADO POR	FECHA

NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO
MAQUINA ENCAJADORA

TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.

TODAS LAS MEDIDAS EN SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5 - 2009.

TOLERANCIAS GENERALES

LINEAL .X ±
.XX ±
.XXX ±

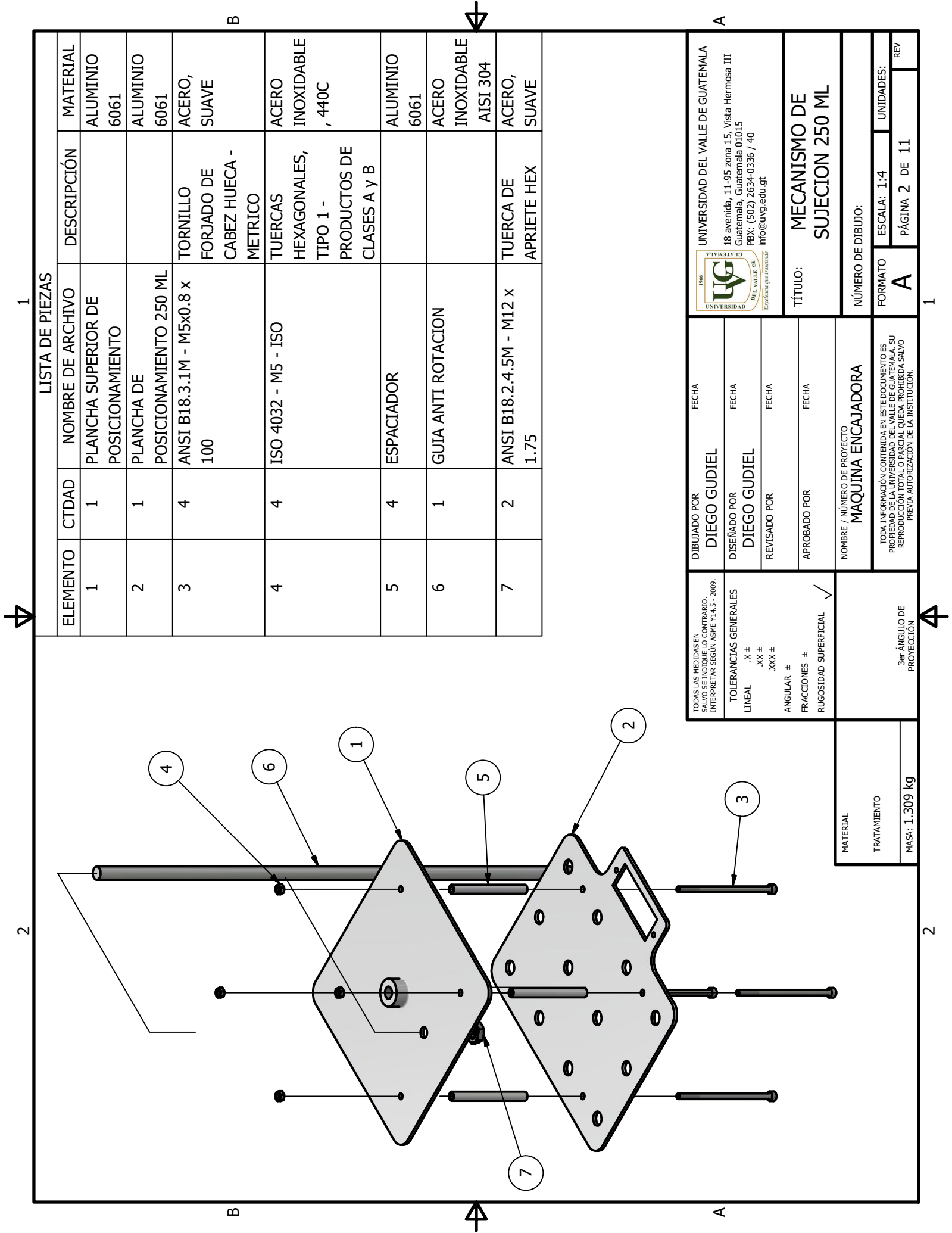
ANGULAR ±

FRACCIONES ±

RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓

3er ÁNGULO DE PROYECCIÓN

MATERIAL
TRATAMIENTO
MASA: 1.323 kg



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	NOMBRE DE ARCHIVO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	PLANCHA SUPERIOR DE POSICIONAMIENTO		ALUMINIO 6061
2	1	PLANCHA DE POSICIONAMIENTO 250 ML		ALUMINIO 6061
3	4	ANSI B18.3.1M - M5x0.8 x 100	TORNILLO FORJADO DE CABEZ HUECA - METRICO	ACERO, SUAVE
4	4	ISO 4032 - M5 - ISO	TUERCAS HEXAGONALES, TIPO 1 - PRODUCTOS DE CLASES A Y B	ACERO INOXIDABLE, 440C
5	4	ESPACIADOR		ALUMINIO 6061
6	1	GUIA ANTI ROTACION		ACERO INOXIDABLE AISI 304
7	2	ANSI B18.2.4.5M - M12 x 1.75	TUERCA DE APRIETE HEX	ACERO, SUAVE

TOME LAS MEDIDAS EN SUVO SENTIDO EL CONTRARIO INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5 - 2009.

TOLERANCIAS GENERALES
 LINEAL .X ±
 .XX ±
 .XXX ±
 ANGULAR ±
 FRACCIONES ±
 RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓

DIBUJADO POR
DIEGO GUDIEL
 FECHA

DISEÑADO POR
DIEGO GUDIEL
 FECHA

REVISADO POR
 FECHA

APROBADO POR
 FECHA

NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO
MAQUINA ENCAJADORA

TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.

3er ÁNGULO DE PROYECCIÓN

MATERIAL

TRATAMIENTO

MASA: 1.309 kg

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III
 Guatemala, Guatemala 01015
 PBX: (502) 2634-0336 / 40
 info@uvg.edu.gt

TÍTULO:
MECANISMO DE SUJECION 250 ML

NÚMERO DE DIBUJO:

FORMATO
A

ESCALA: 1:4

PÁGINA 2 DE 11

UNIDADES:

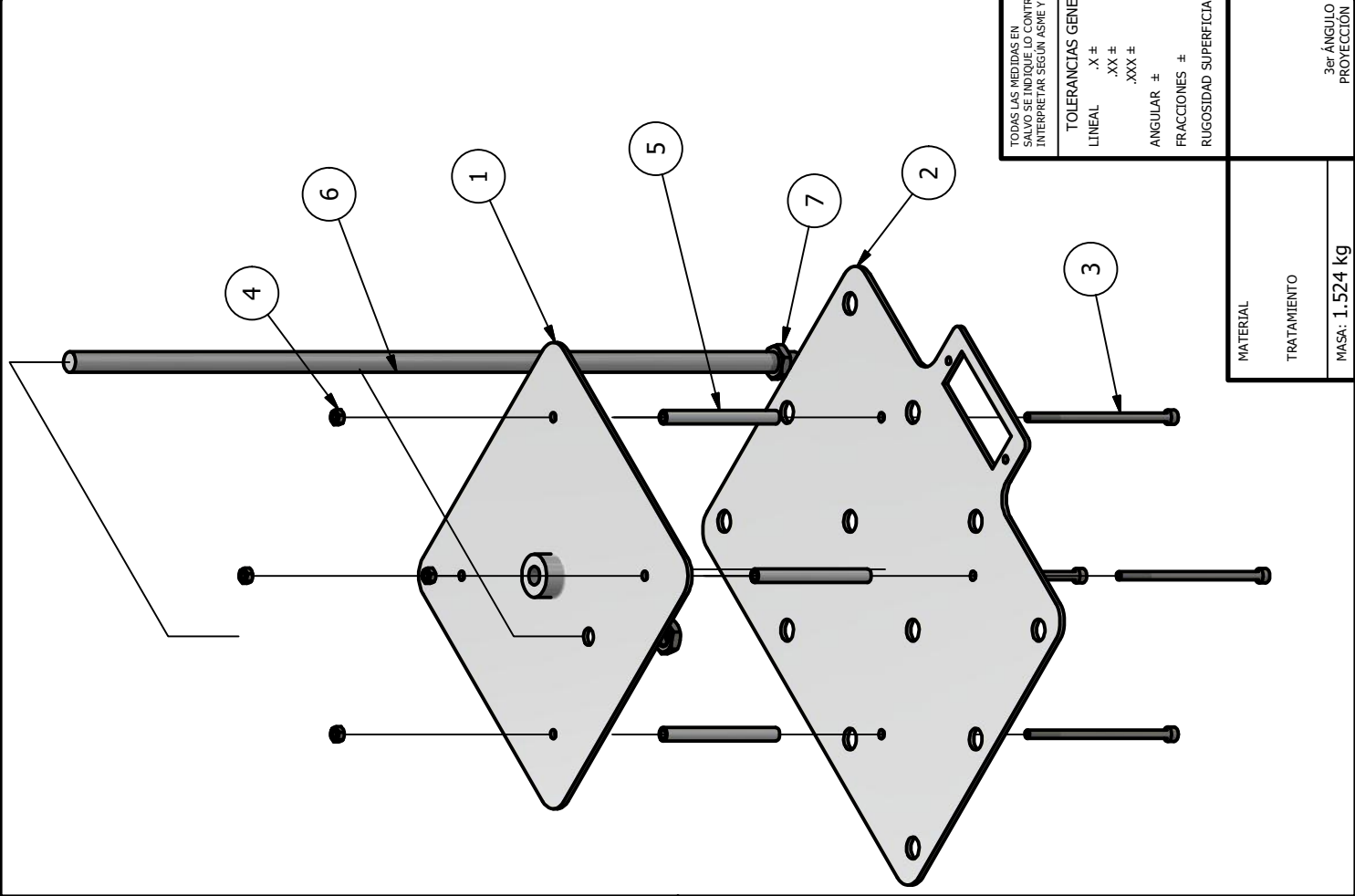
REV

1

LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	NOMBRE DE ARCHIVO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	PLANCHA SUPERIOR DE POSICIONAMIENTO		ALUMINIO 6061
2	1	PLANCHA DE POSICIONAMIENTO 1000 ML		ALUMINIO 6061
3	4	ANSI B18.3.1M - M5x0.8 x 100	TORNILLO FORJADO DE CABEZA HUECA - METRICO	ACERO, SUAVE
4	4	ISO 4032 - M5 - ISO	TUERCAS HEXAGONALES, TIPO 1 - PRODUCTOS DE CLASES A Y B	ACERO INOXIDABLE, 440C
5	4	ESPACIADOR		ALUMINIO 6061
6	1	GUIA ANTI ROTACION		ACERO INOXIDABLE AISI 304
7	2	ANSI B18.2.4.5M - M12 x 1.75	TUERCA DE APRIETE HEX	ACERO, SUAVE

B

A



2

2

B

A

TOMAR LAS MEDIDAS EN
 SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO
 INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5 - 2009.
 TOLERANCIAS GENERALES
 LINEAL .X ±
 .XX ±
 .XXX ±
 ANGULAR ±
 FRACCIONES ±
 RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓

DIBUJADO POR
DIEGO GUDIEL
 FECHA
 DISEÑADO POR
DIEGO GUDIEL
 FECHA
 REVISADO POR
 FECHA
 APROBADO POR
 FECHA

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III
 Guatemala, Guatemala 01015
 PBX: (502) 2634-0336 / 40
 info@uvg.edu.gt

NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO
MAQUINA ENCAJADORA

NÚMERO DE DIBUJO:
A

TÍTULO:
MECANISMO DE SUJECION 1000 ML

ESCALA: 1:4
 UNIDADES: mm
 PÁGINA 4 DE 11
 REV

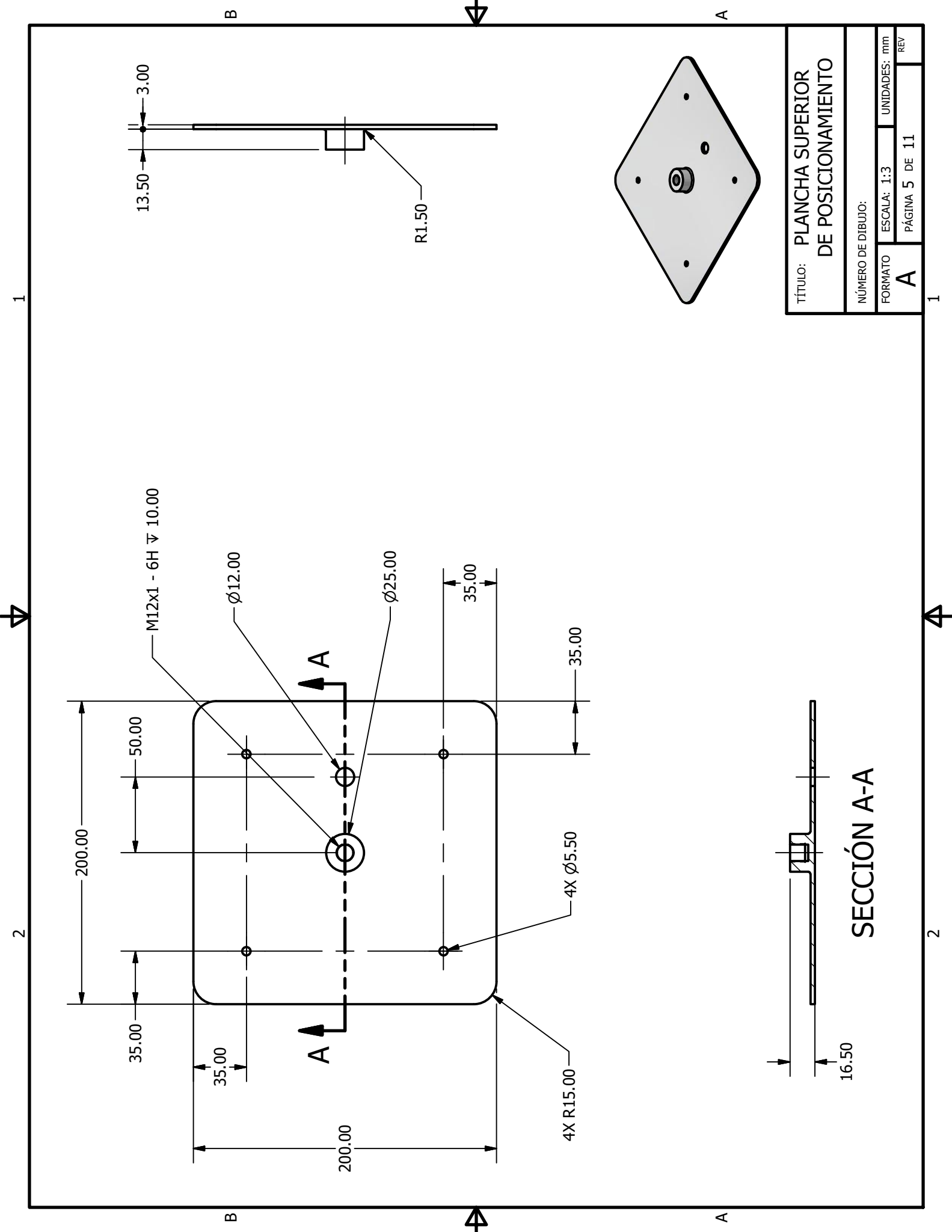
MATERIAL
 TRATAMIENTO
 MASA: 1.524 kg

TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES
 PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU
 REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO
 PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.

3er ÁNGULO DE PROYECCIÓN

1

1



TÍTULO: PLANCHA SUPERIOR DE POSICIONAMIENTO		
NÚMERO DE DIBUJO:		
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 5 DE 11	
		REV

SECCIÓN A-A

16.50



1

2

B

A

B

A

13.50
3.00

R1.50

M12x1 - 6H ∇ 10.00

Ø12.00

Ø25.00

35.00

35.00

4X Ø5.50

4X R15.00

A

A

200.00
50.00

35.00

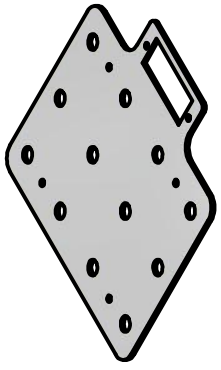
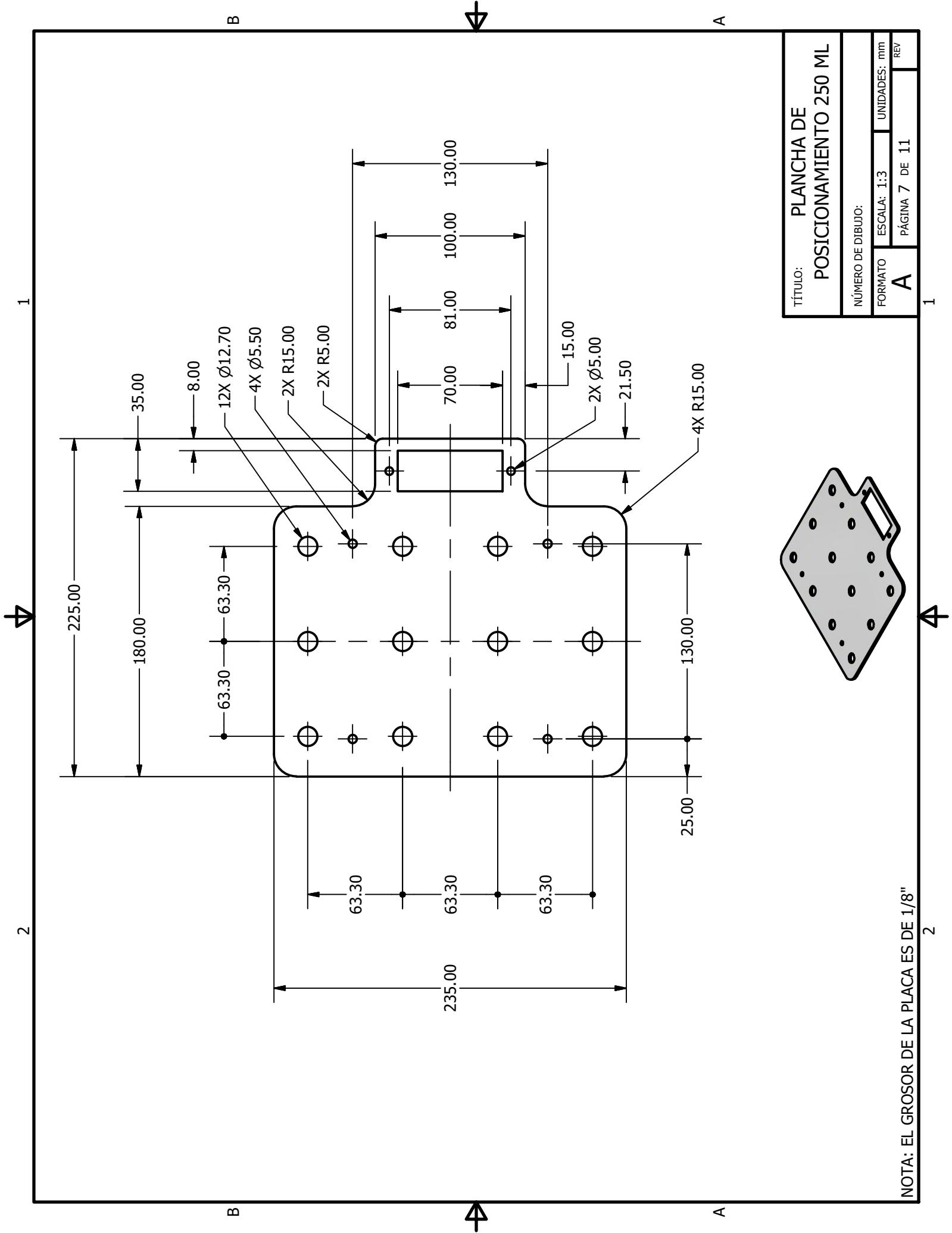
35.00

200.00

1

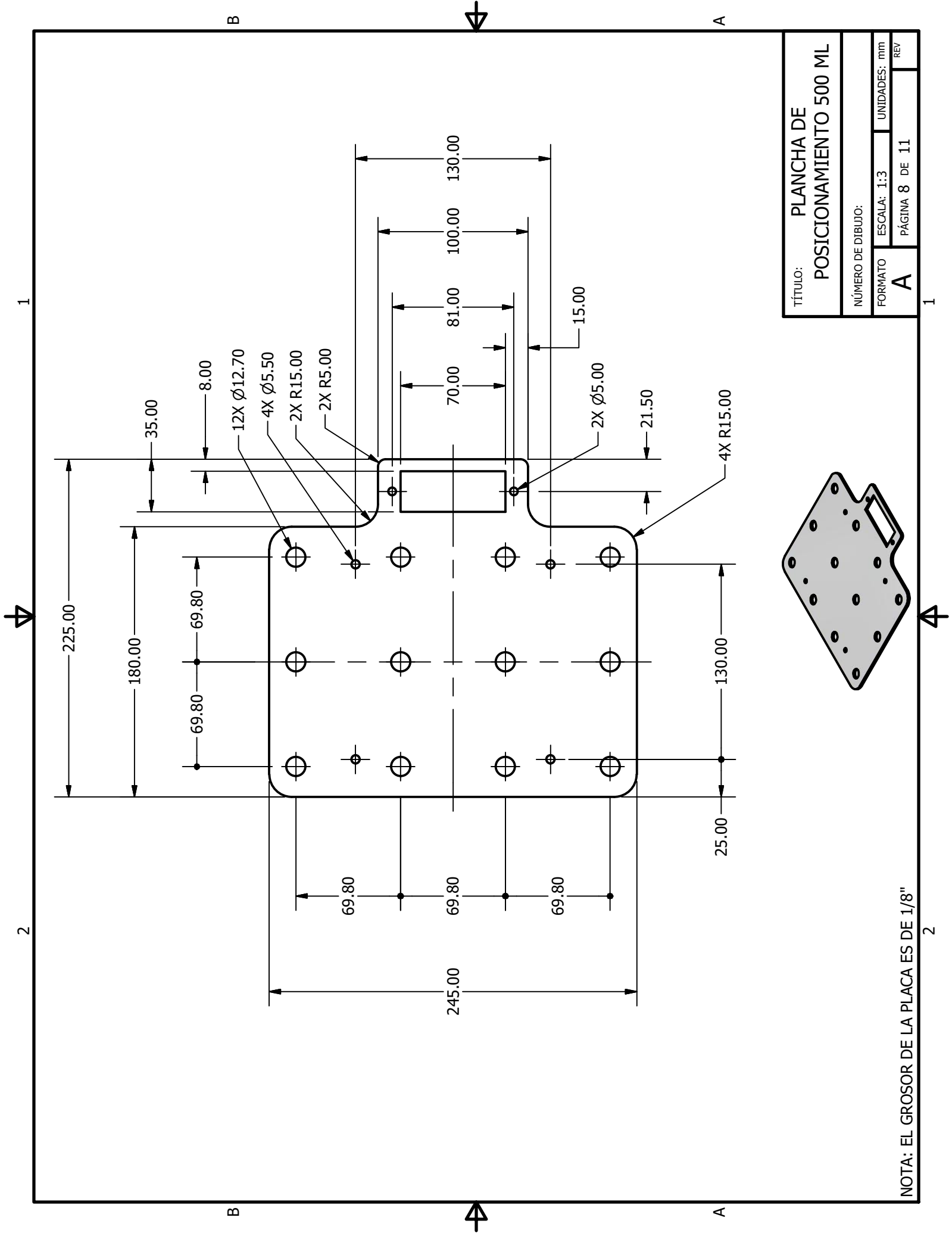
2





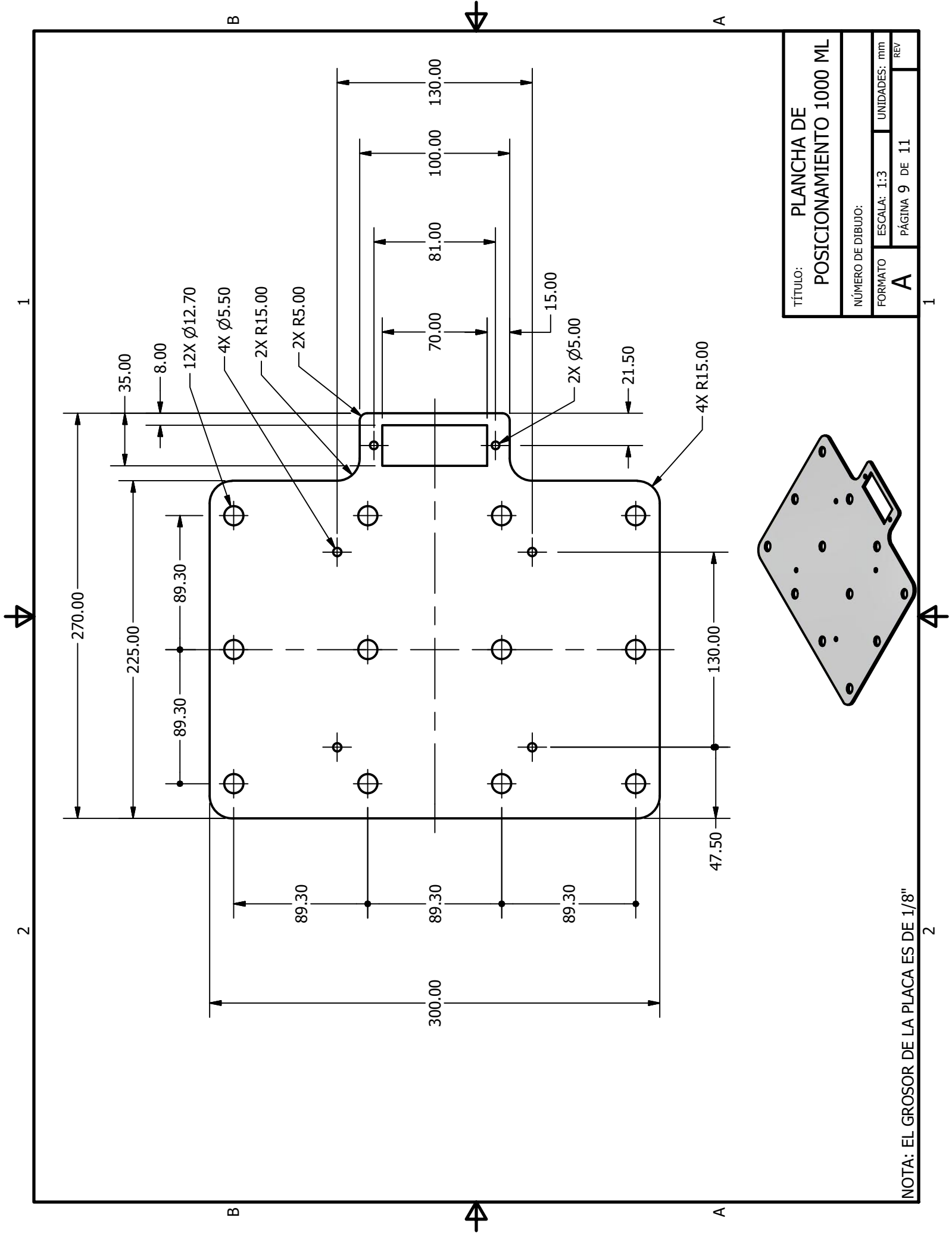
TÍTULO:		PLANCHA DE POSICIONAMIENTO 250 ML	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	REV
A	1:3	mm	
PÁGINA 7 DE 11			

NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES DE 1/8"

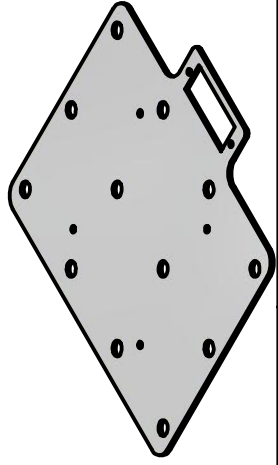


TÍTULO:		PLANCHA DE POSICIONAMIENTO 500 ML	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	REV
A	1:3	mm	
PÁGINA 8		DE 11	

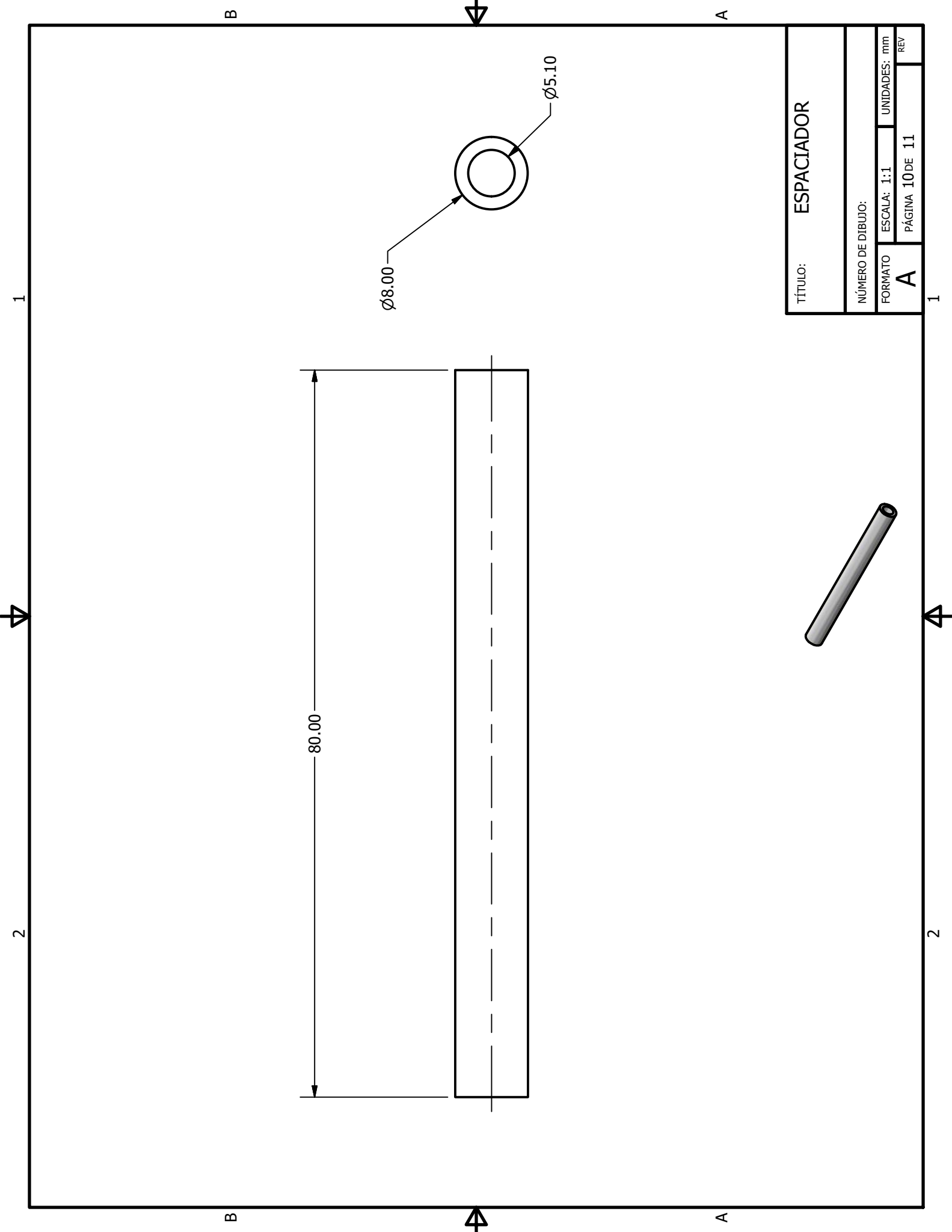
NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES DE 1/8"



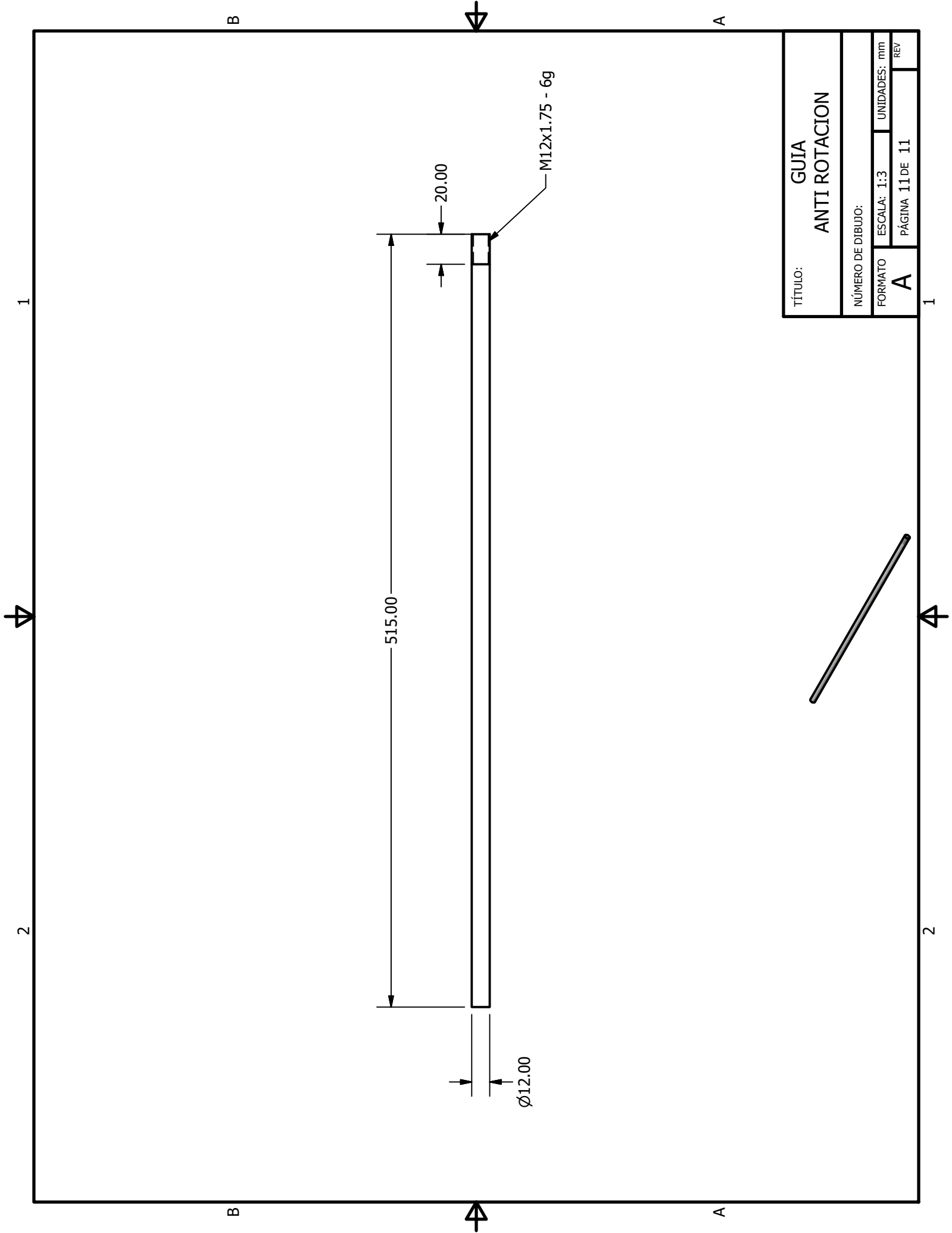
TÍTULO:		PLANCHA DE POSICIONAMIENTO 1000 ML	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	REV
A	1:3	mm	
PÁGINA 9 DE 11			



NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES DE 1/8"




TÍTULO: ESPACIADOR	
NÚMERO DE DIBUJO:	
FORMATO: A	ESCALA: 1:1
UNIDADES: mm	
PÁGINA 10 DE 11	
REV	



TÍTULO:		GUÍA ANTI ROTACION	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	mm
A	1:3	PÁGINA 11 DE 11	
REV		REV	

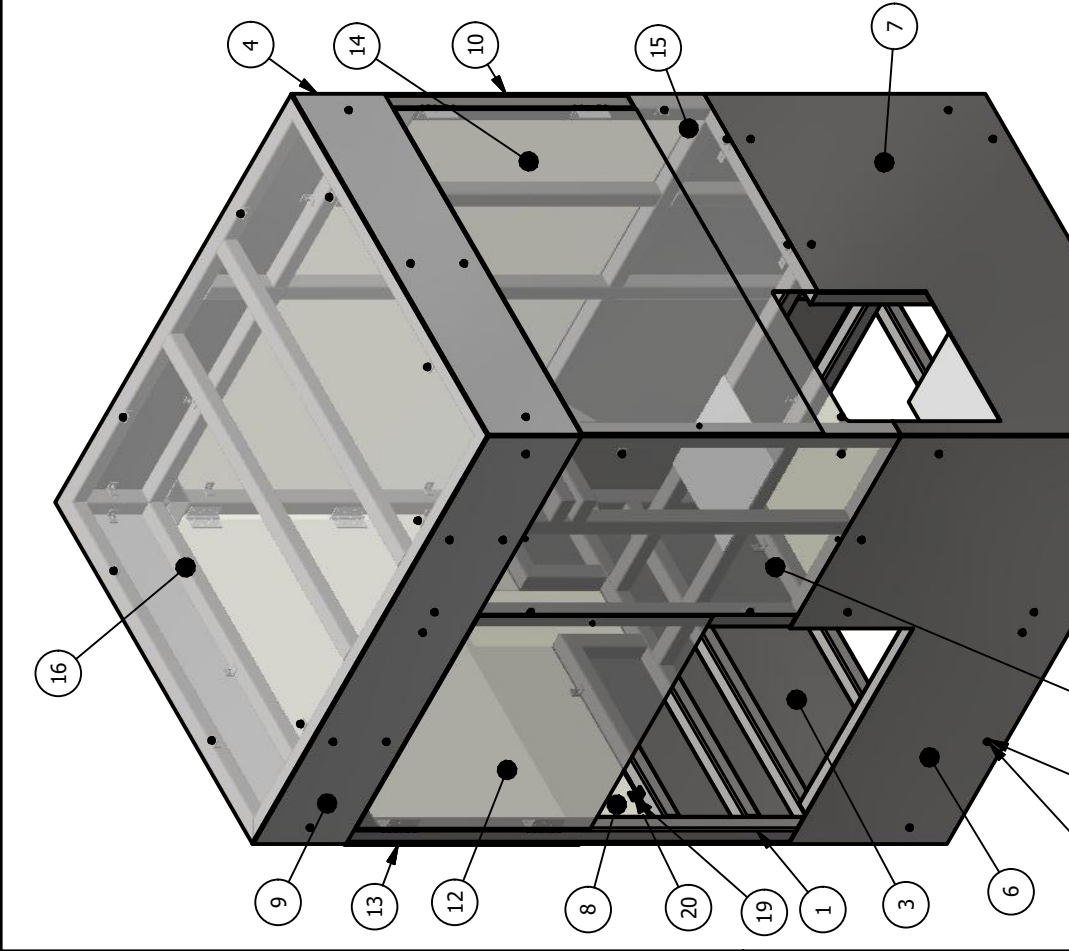
LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTIDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	ESTRUCTURA	ACERO INOXIDABLE AISI 304
2	1	PLACA SOPORTE MECANISMO DE MANIPULACION	ACERO INOXIDABLE AISI 304
3	1	PLACA FRONTAL	ACERO INOXIDABLE AISI 304
4	2	PLACA SUPERIOR FRONTAL Y POSTERIOR	ACERO INOXIDABLE AISI 304
5	1	PLACA LATERAL IZQUIERDA	ACERO INOXIDABLE AISI 304
6	1	PLACA LATERAL DERECHA	ACERO INOXIDABLE AISI 304
7	1	PLACA POSTERIOR	ACERO INOXIDABLE AISI 304
8	1	VENTANA FRONTAL	ACRILICO
9	2	PLACA SUPERIOR LATERAL DERECHA E IZQUIERDA	ACERO INOXIDABLE AISI 304
10	1	VENTANA LATERAL IZQUIERDA	ACRILICO
11	1	VENTANA LATERAL DERECHA	ACRILICO
12	1	PUERTA LATERAL DERECHA	ACRILICO
13	1	PUERTA FRONTAL	ACRILICO
14	1	PUERTA POSTERIOR	ACRILICO
15	1	VENTANA POSTERIOR	ACRILICO
16	1	TAPADERA SUPERIOR	ACRILICO
17	170	ARANDELAS METRICAS PLANAS	ACERO GALVANIZADO
18	85	TORNILLO DE CABEZA HUECA - METRICO	ACERO GALVANIZADO
19	85	ARANDELAS DE SEGURIDAD, ARANDELAS DE PRESION NORMALES	ACERO INOXIDABLE AISI 304
20	85	TUERCA HEXAGONAL	ACERO GALVANIZADO

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III
 Guatemala, Guatemala 01015
 PBX: (502) 2634-0336 / 40
 info@uvg.edu.gt

UNIVERSIDAD
 VIVIMOS EN
 EL VALLE
 DEL VALLE DE
 GUATEMALA

DIBUJADO POR DIEGO GUDIEL	FECHA
DISEÑADO POR DIEGO GUDIEL	FECHA
REVISADO POR	FECHA
APROBADO POR	FECHA
NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO MAQUINA ENCAJADORA	
TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.	



TOME LAS MEDIDAS EN
SAVO SE TIENDE EL CONTRARIO
INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5 - 2009.

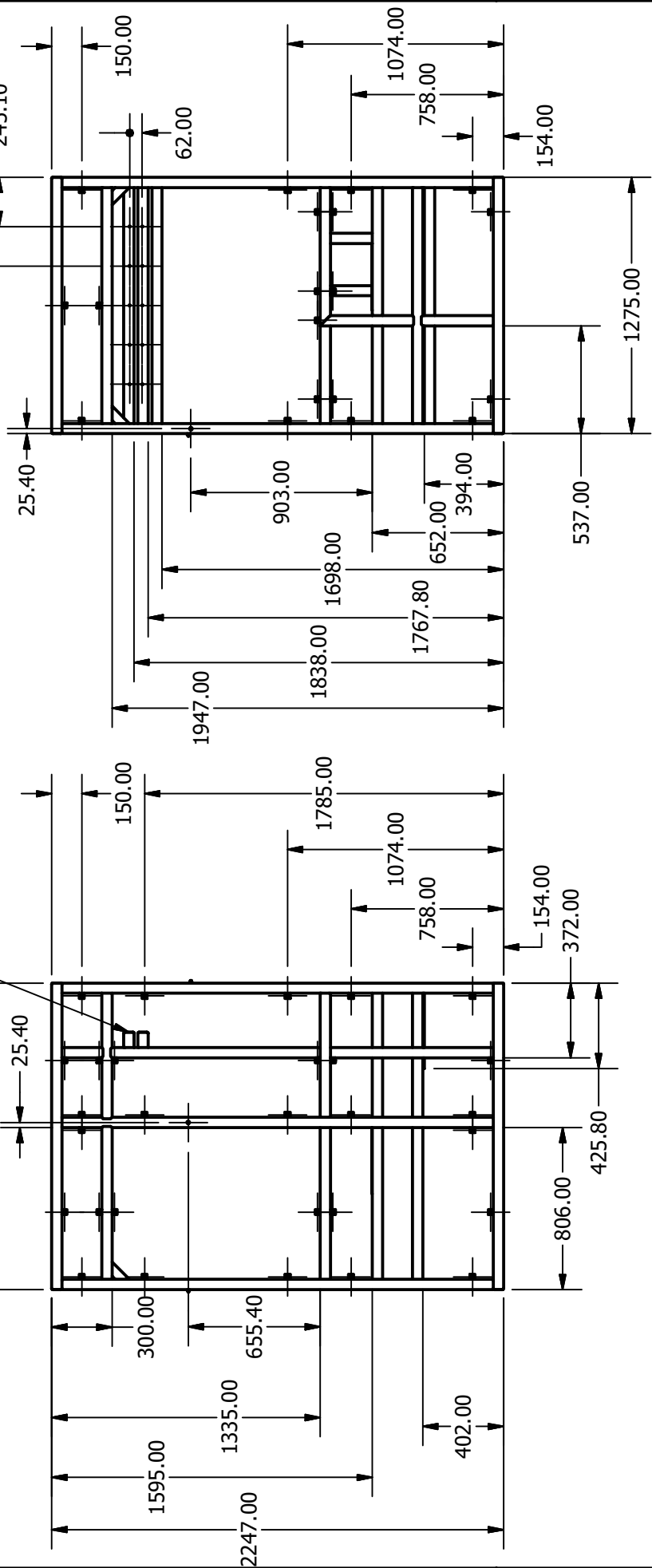
TOLERANCIAS GENERALES	<input checked="" type="checkbox"/>
LINEAL .X ± .XX ± .XXX ±	
ANGULAR ±	
FRACCIONES ±	
RUGOSIDAD SUPERFICIAL	
3ER ÁNGULO DE PROYECCIÓN	

MATERIAL	
TRATAMIENTO	
MASA: N/D	

1

2

VIGAS EN LAS QUE DEBE SOLDARSE SIMETRICAMENTE LA PLACA SUJETADORA DEL ACTUADOR FESTO



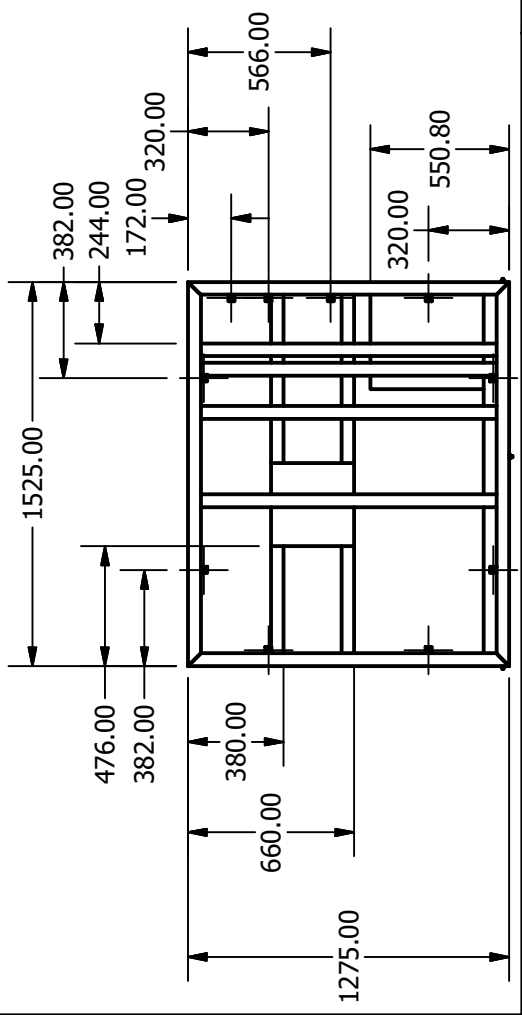
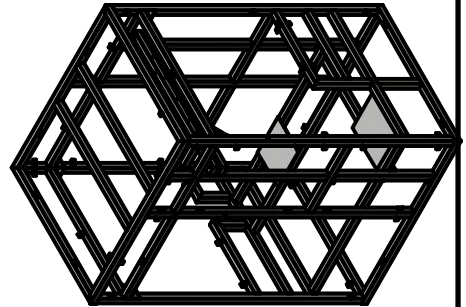
B

A

TÍTULO: LATERAL DERECHA POSTERIOR Y SUPERIOR	
NÚMERO DE DIBUJO:	
FORMATO	ESCALA: 1:30 UNIDADES: mm
A	PÁGINA 2 DE 20
REV	

1

2



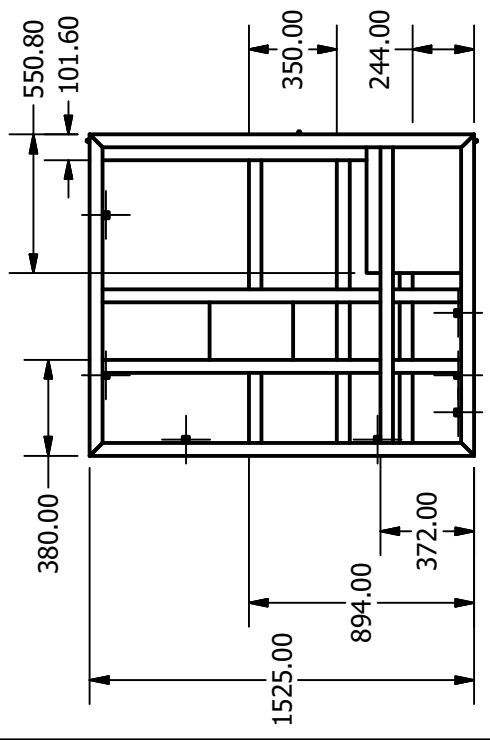
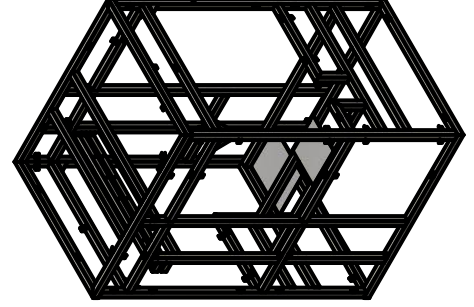
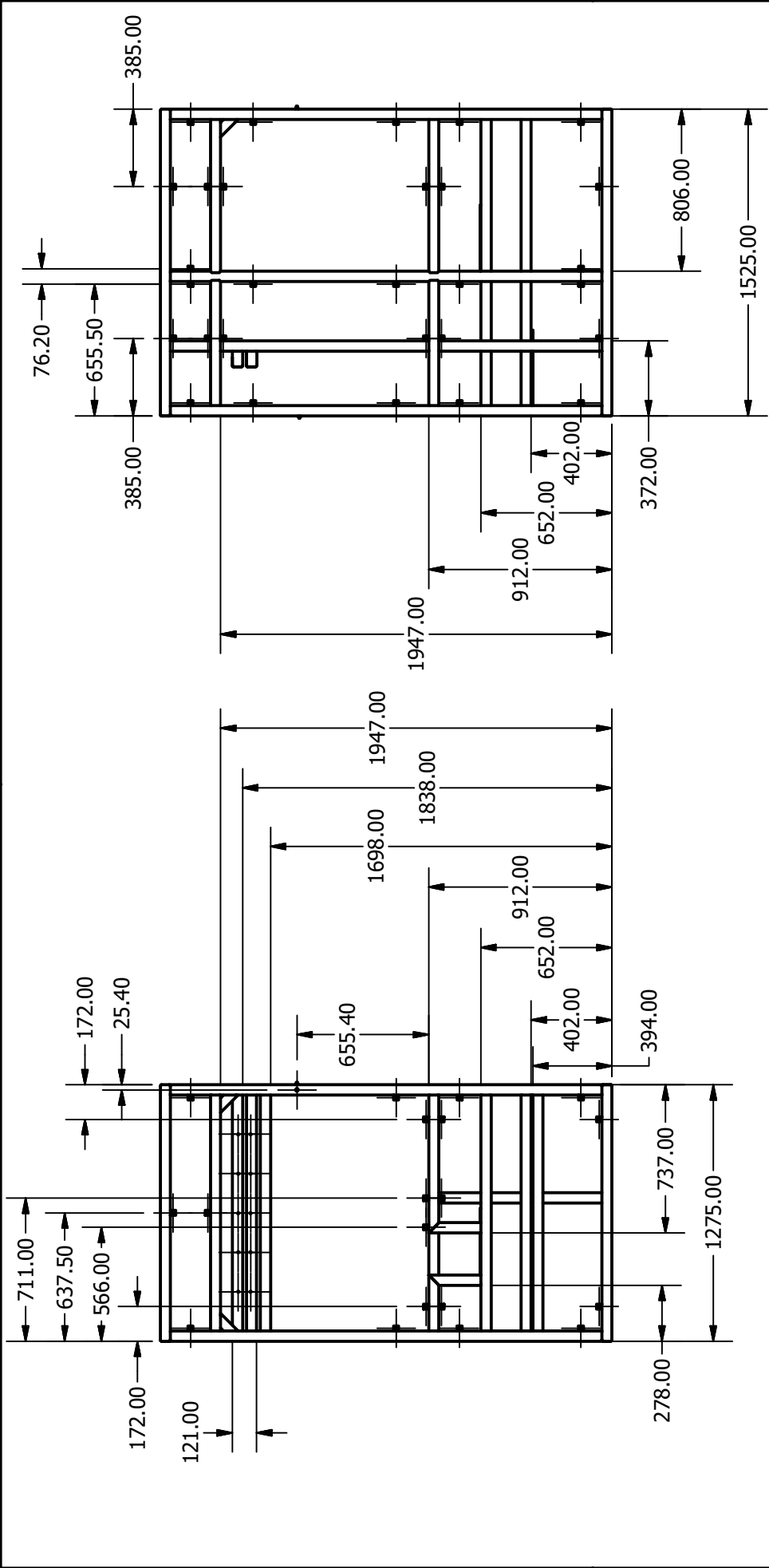
A

1

2

B

A

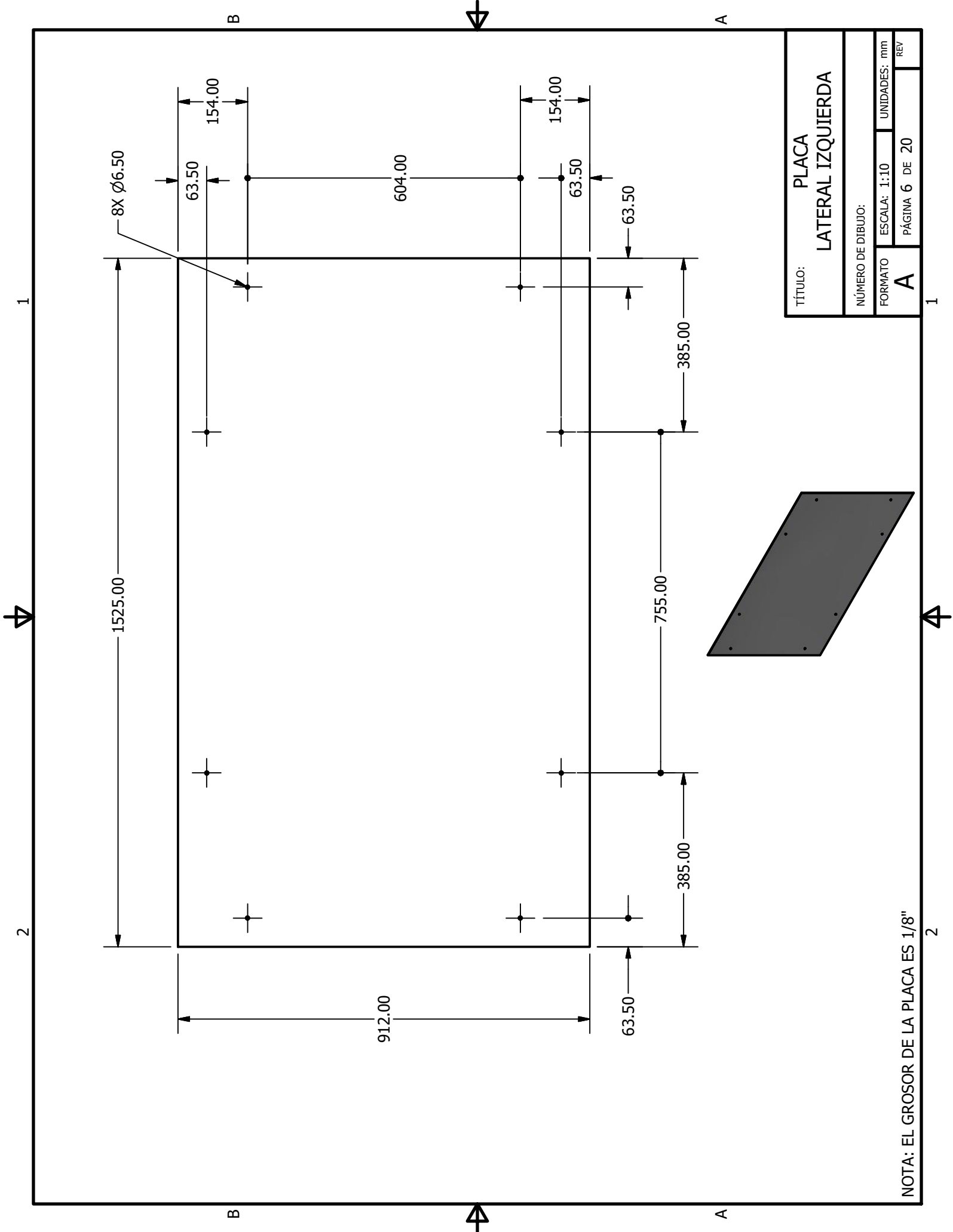


A

2

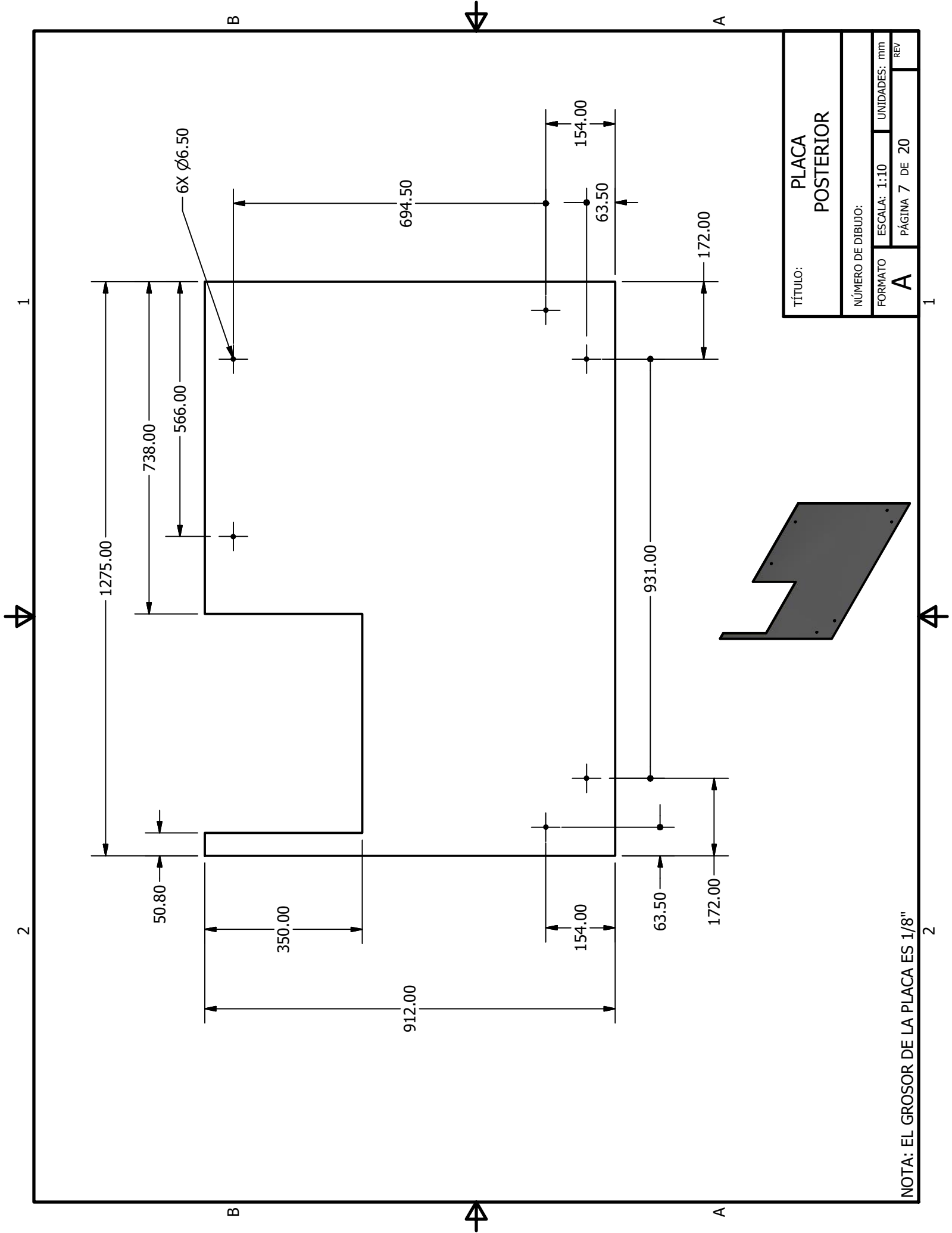
TÍTULO: LATERAL IZQUIERDA FRONTAL E INFERIOR		
NÚMERO DE DIBUJO:		
FORMATO	ESCALA: 1:30	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 3 DE 20	
		REV

1



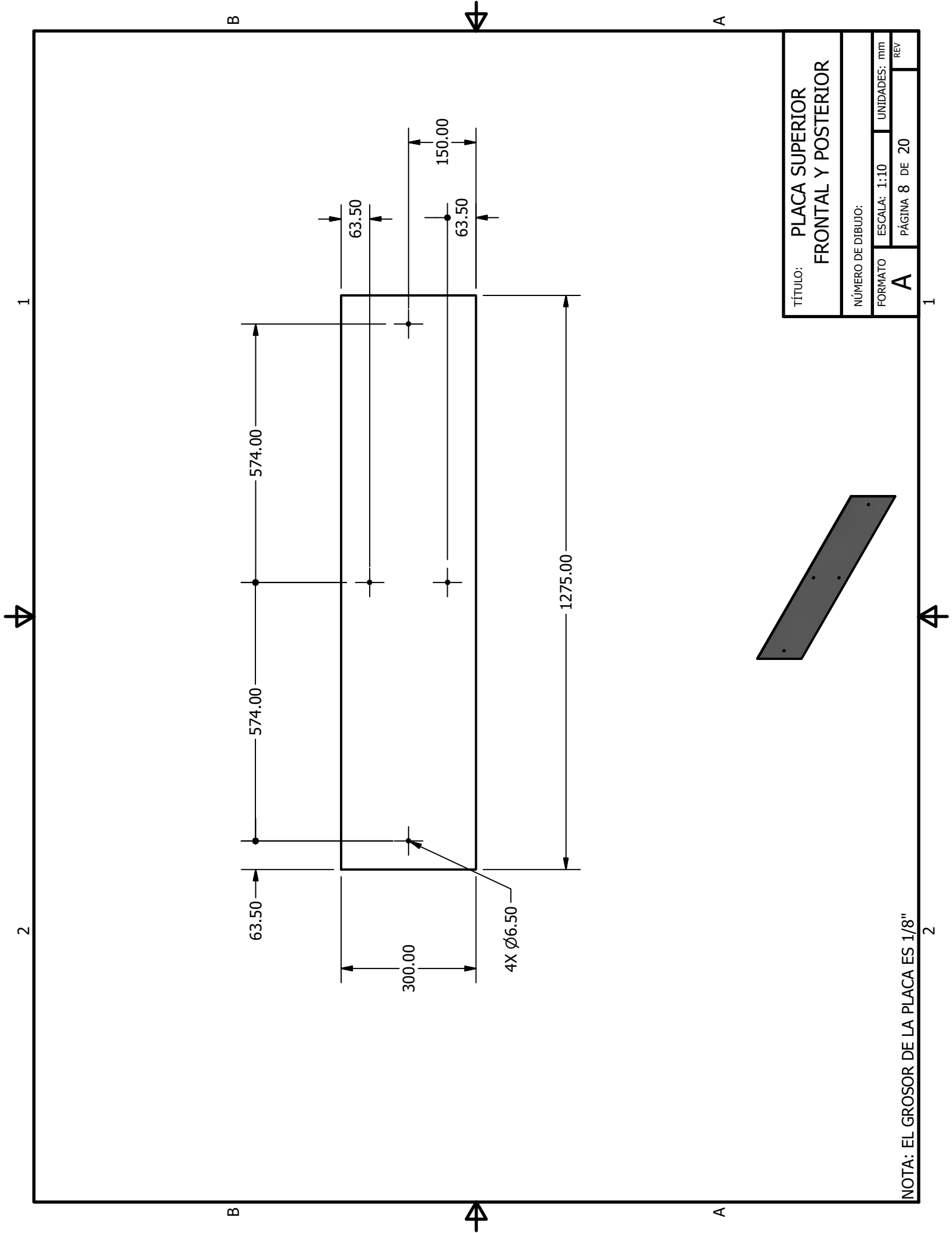
TÍTULO:		PLACA LATERAL IZQUIERDA	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	REV
A	1:10	mm	
PÁGINA 6		DE 20	

NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/8"



TÍTULO:		PLACA POSTERIOR	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	mm
A	1:10	PÁGINA 7 DE 20	REV

NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/8"



B

A

B

A

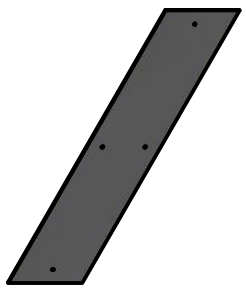
1

2

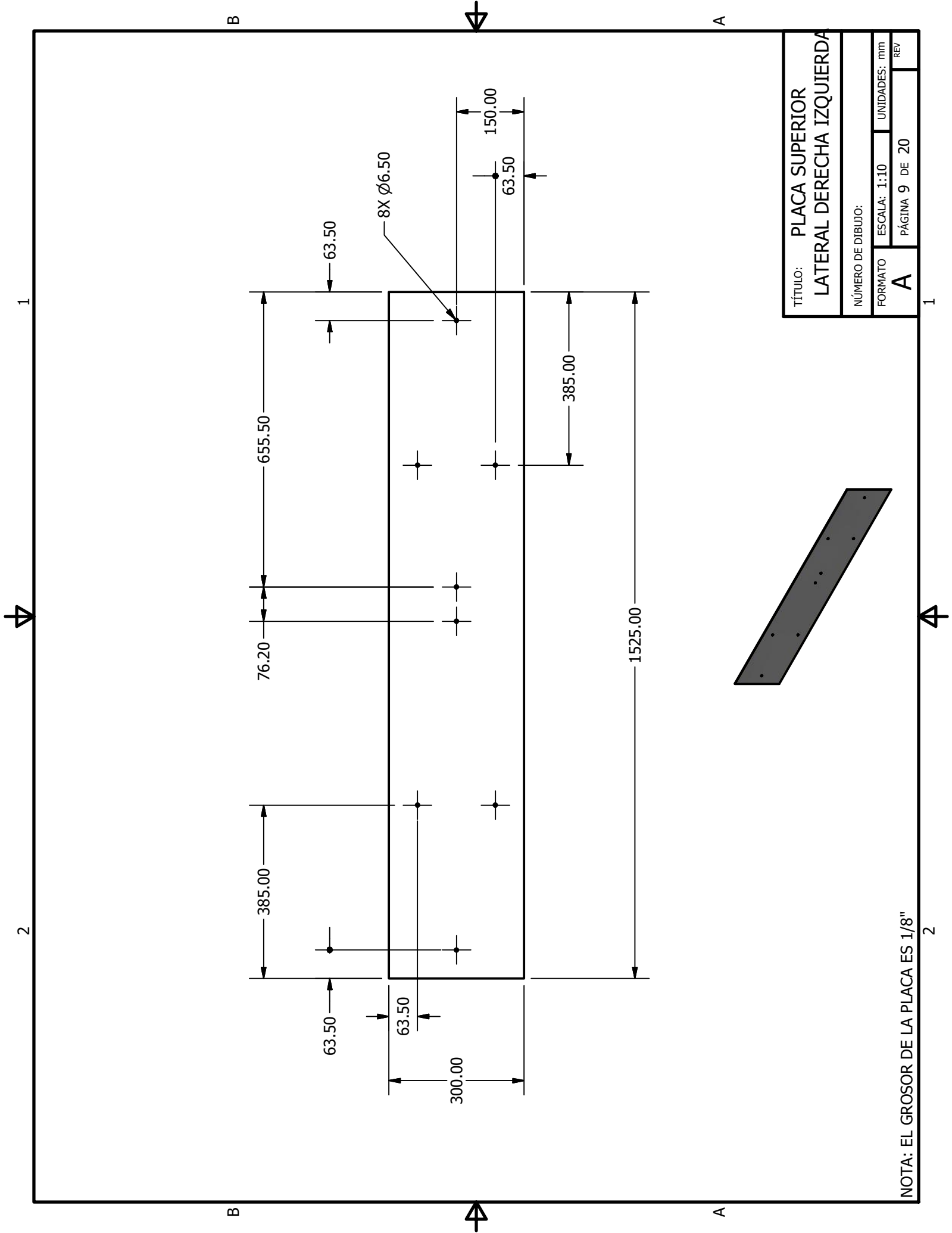
1

2

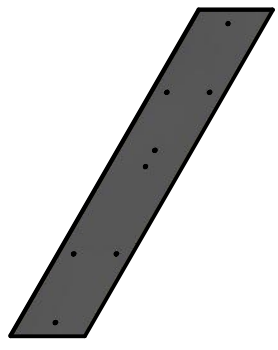
TÍTULO: PLACA SUPERIOR FRONTAL Y POSTERIOR		
NÚMERO DE DIBUJO:		
FORMATO	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 8 DE 20	REV



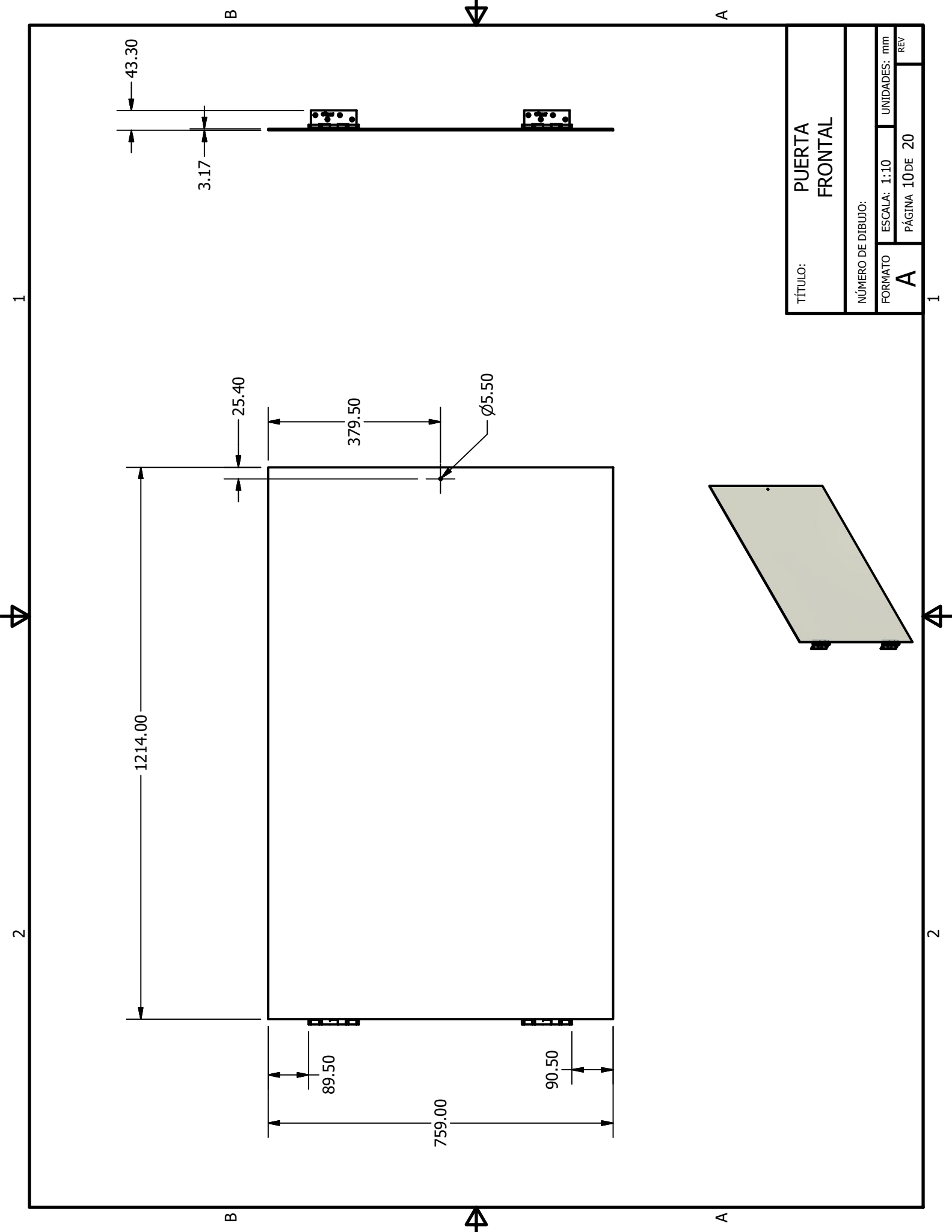
NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/8"

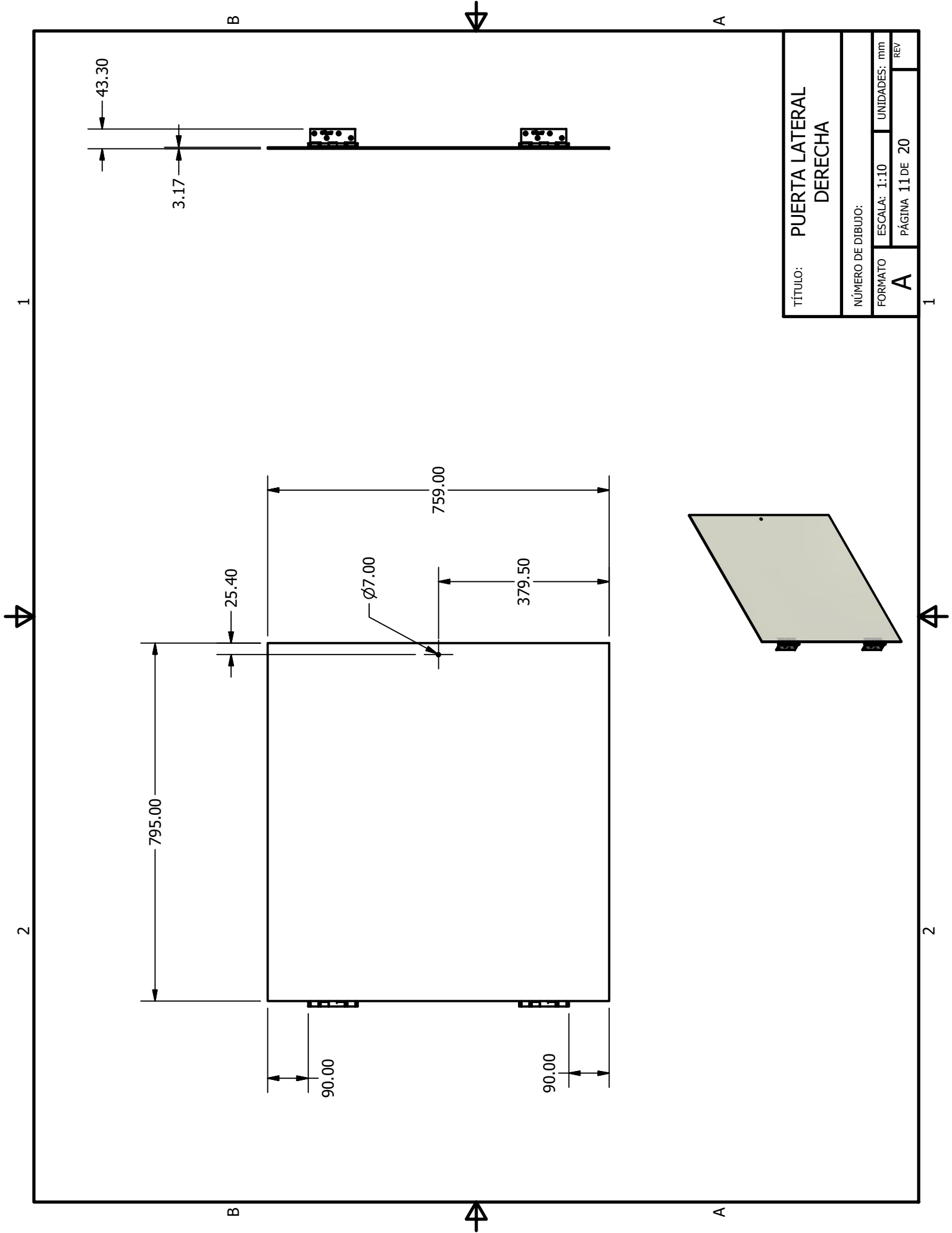


TÍTULO: PLACA SUPERIOR	
LATERAL DERECHA IZQUIERDA	
NÚMERO DE DIBUJO:	
FORMATO	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 9 DE 20
ESCALA: 1:10	REV



NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/8"





TÍTULO: PUERTA LATERAL DERECHA	
NÚMERO DE DIBUJO:	
FORMATO	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 11 DE 20
ESCALA: 1:10	REV

1

2

B

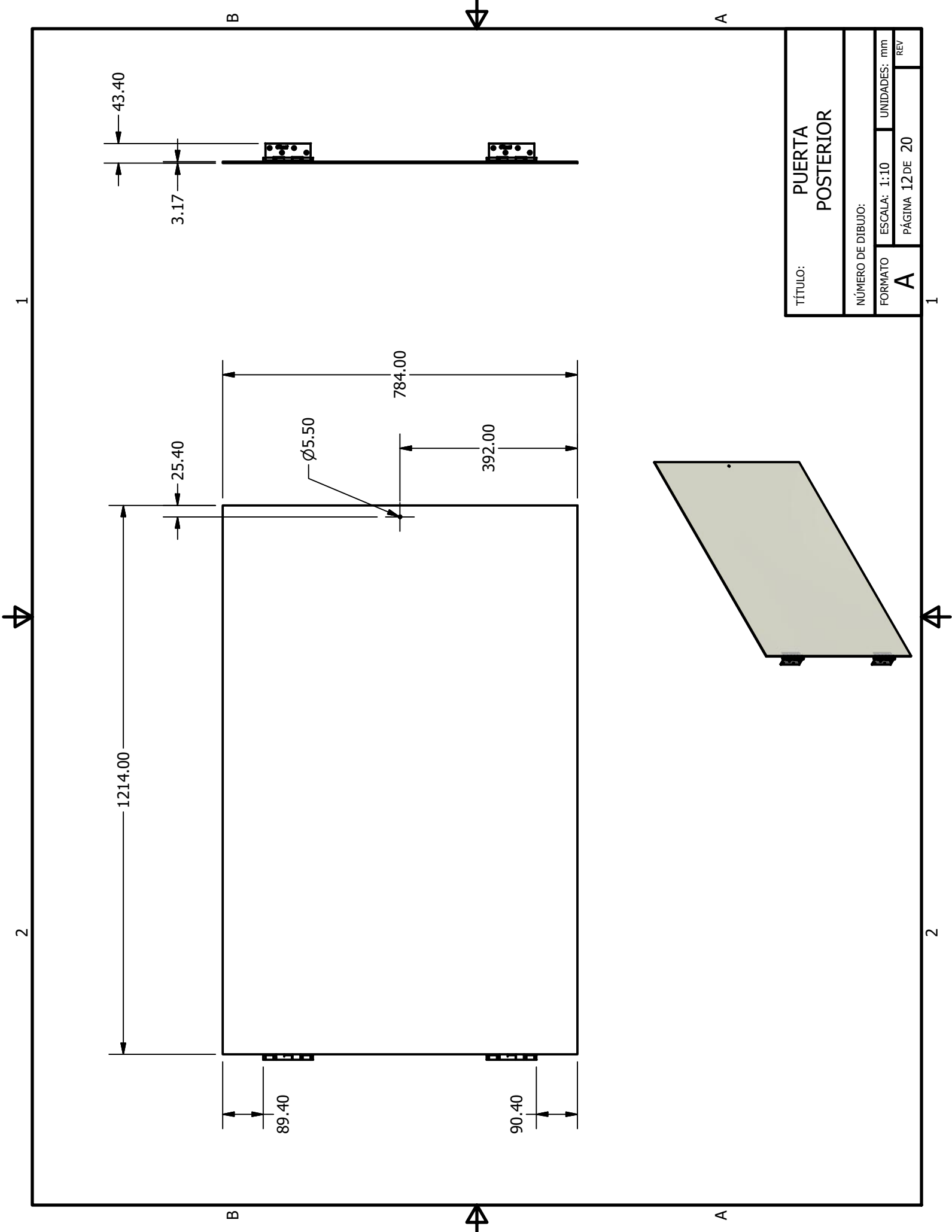
A

B

A

1

2



TÍTULO:		PUERTA POSTERIOR	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	mm
A	1:10	PÁGINA 12 DE 20	REV

B

A

B

A

1

1

2

2

43.40

3.17

25.40

1214.00

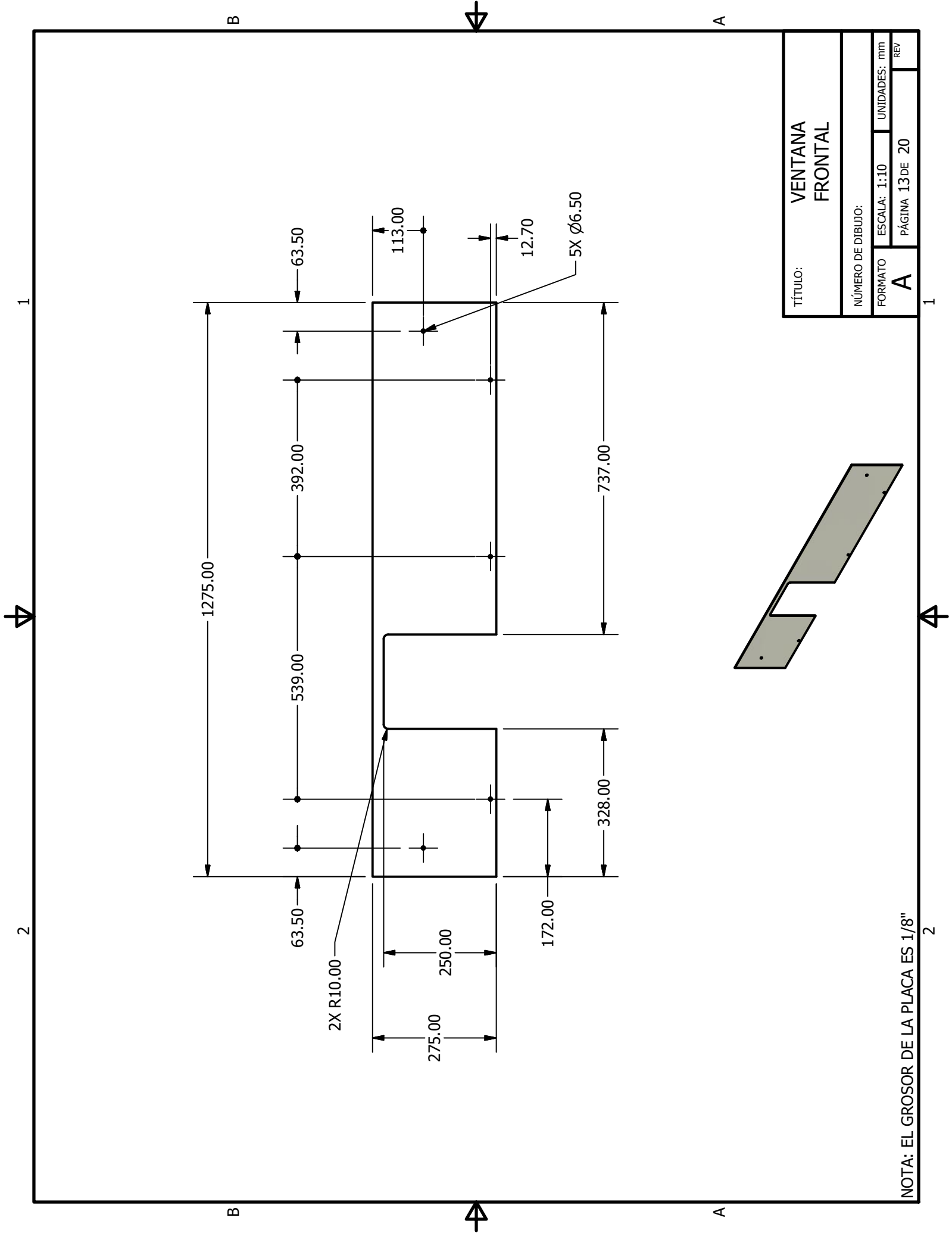
89.40

90.40

Ø5.50

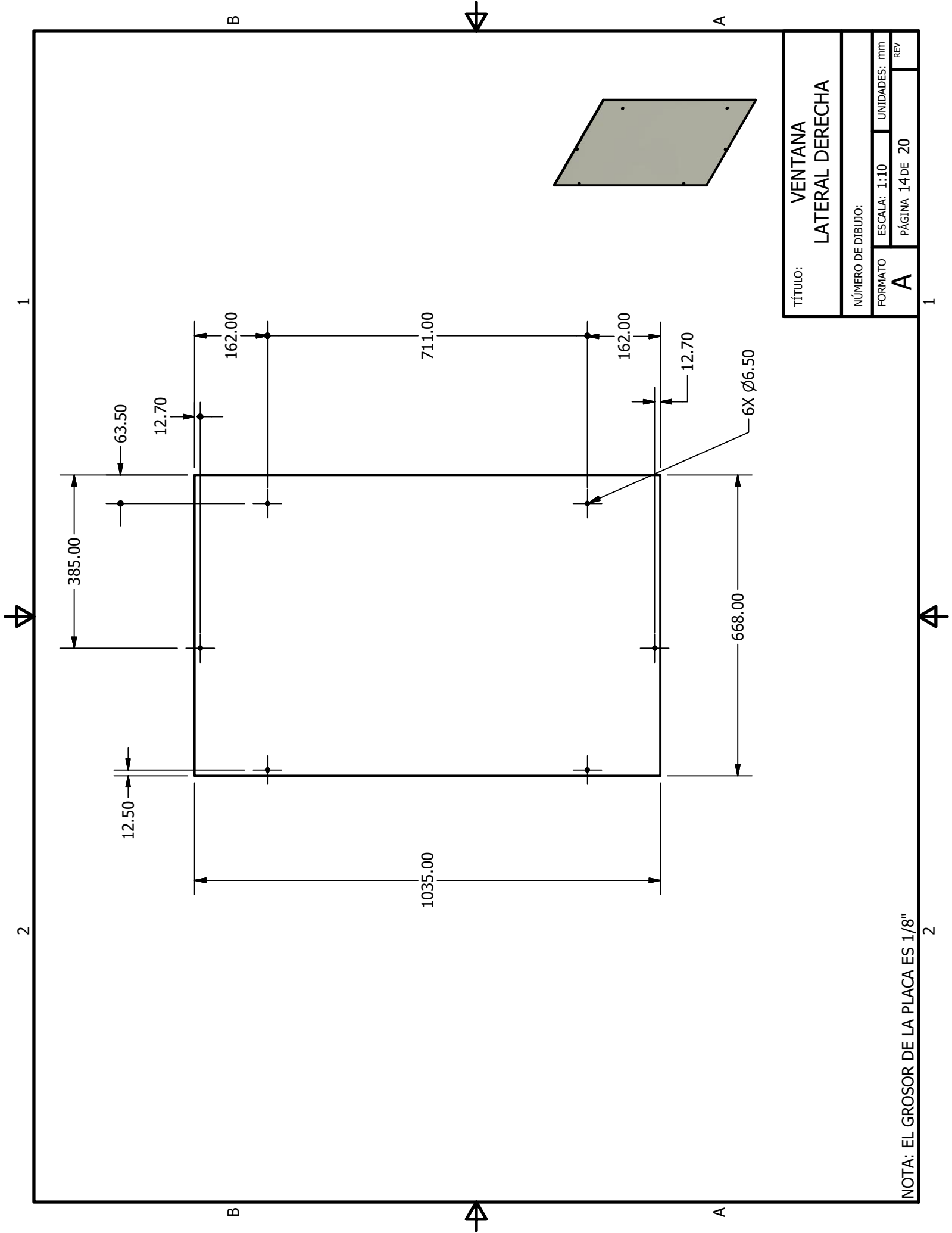
784.00

392.00



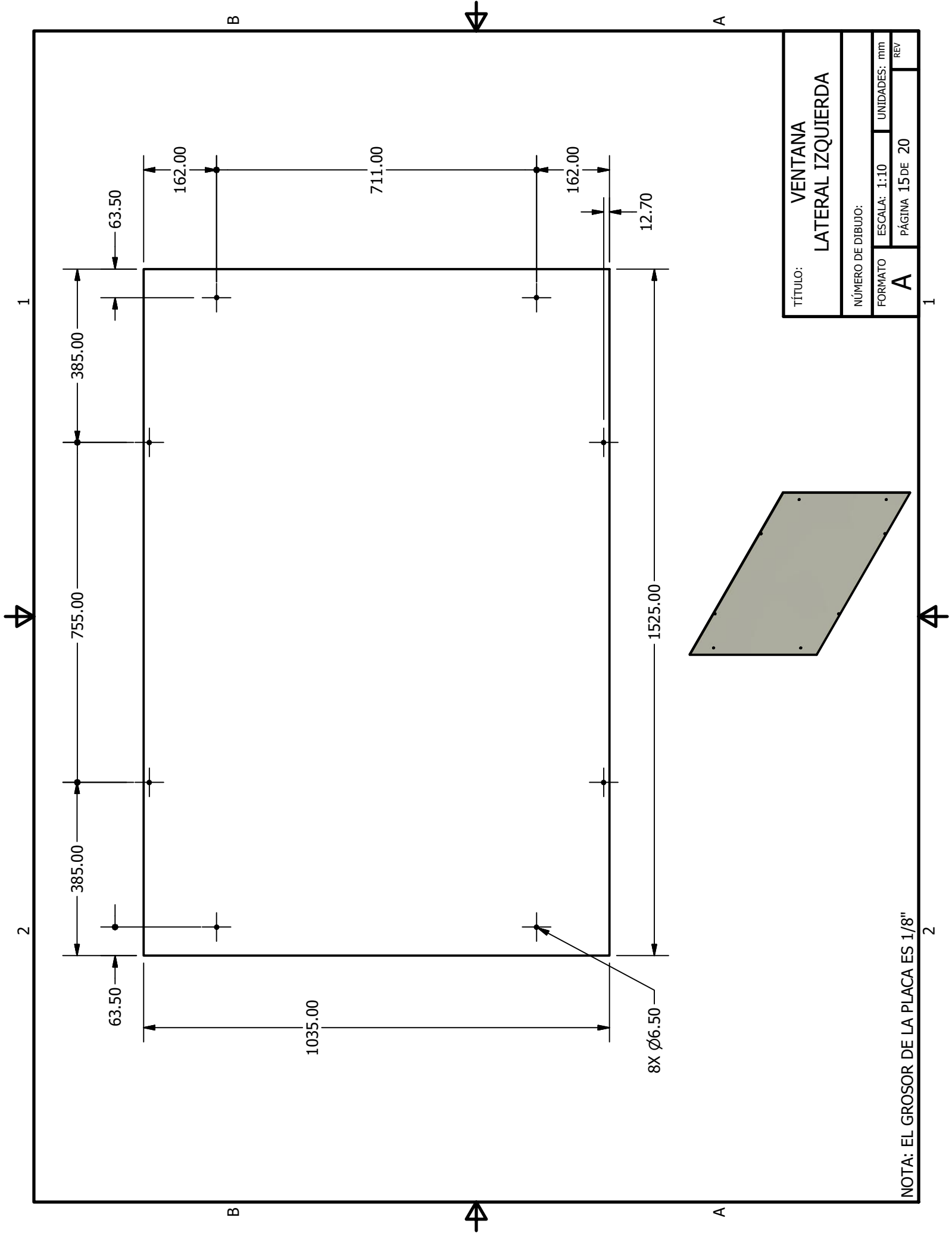
TÍTULO:		VENTANA FRONTAL	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	mm
A	1:10	PÁGINA	13 DE 20
REV			

NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/8"



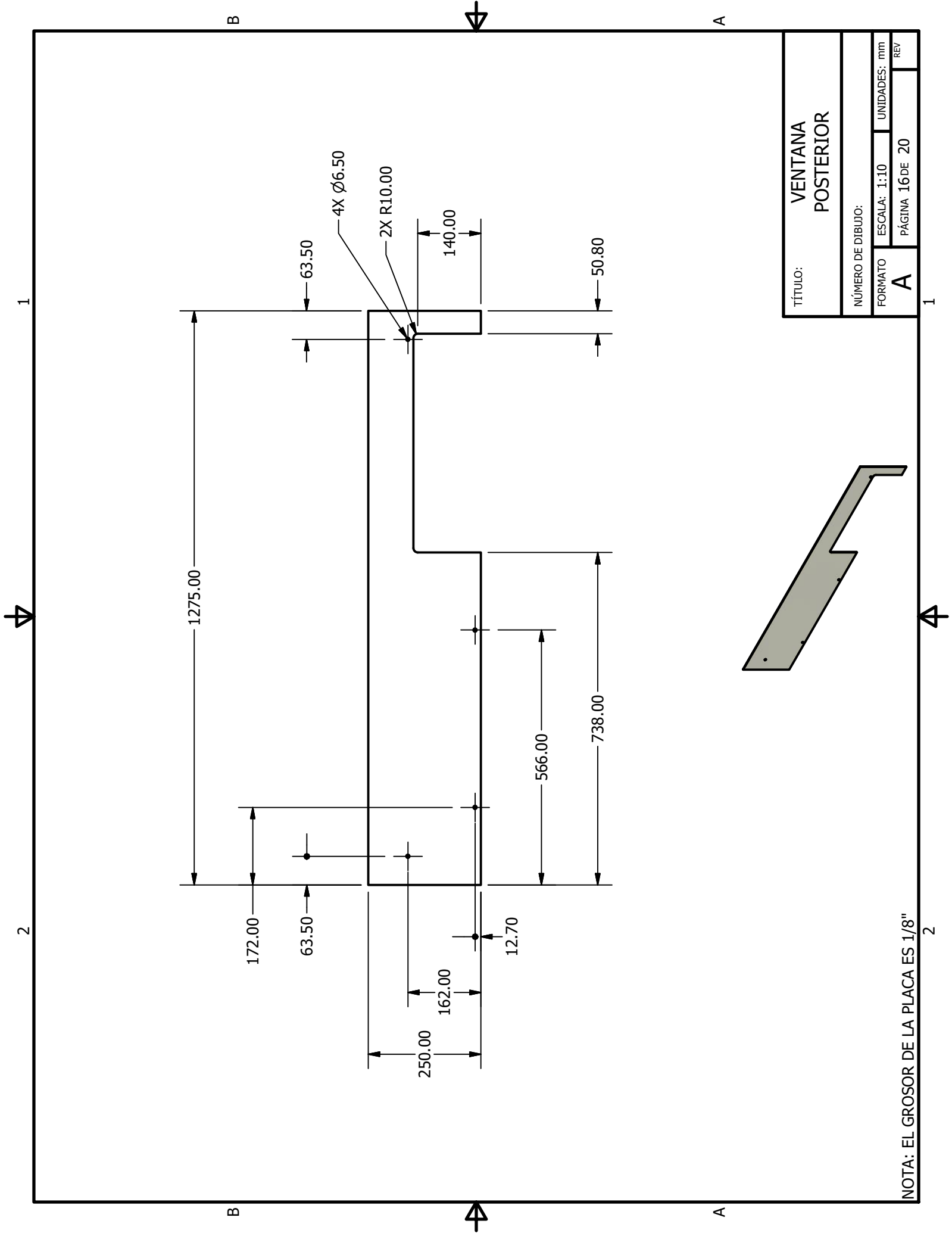
TÍTULO:		VENTANA LATERAL DERECHA	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	mm
A	1:10	PÁGINA	14 DE 20
REV			

NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/8"

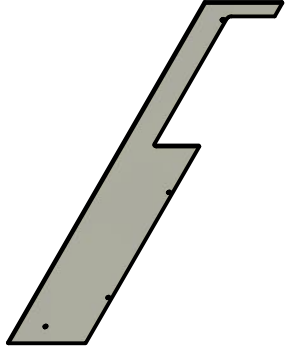


TÍTULO: VENTANA LATERAL IZQUIERDA		
NÚMERO DE DIBUJO:		
FORMATO A	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm
PÁGINA 15 DE 20		REV

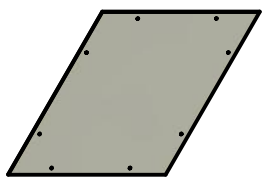
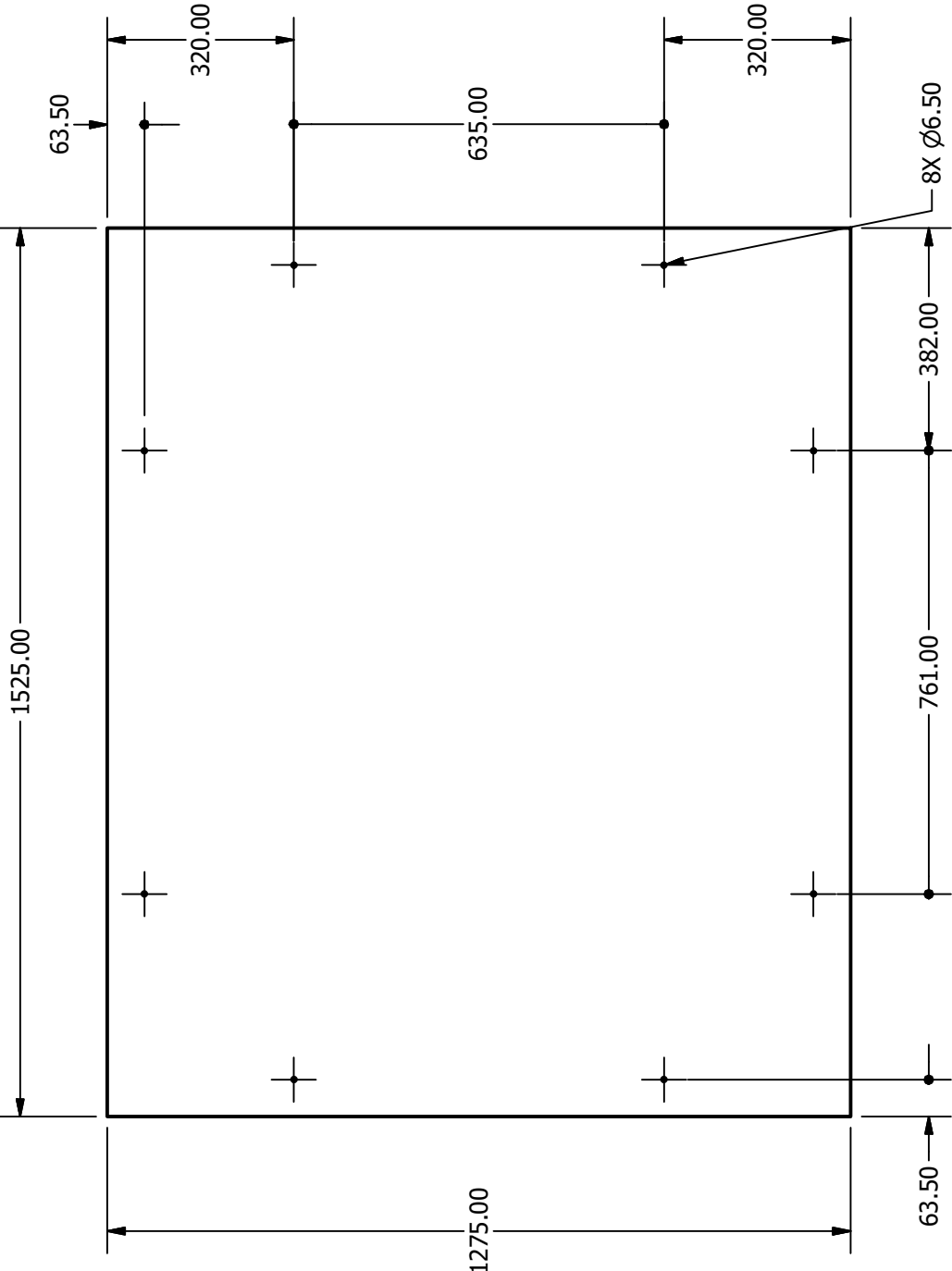
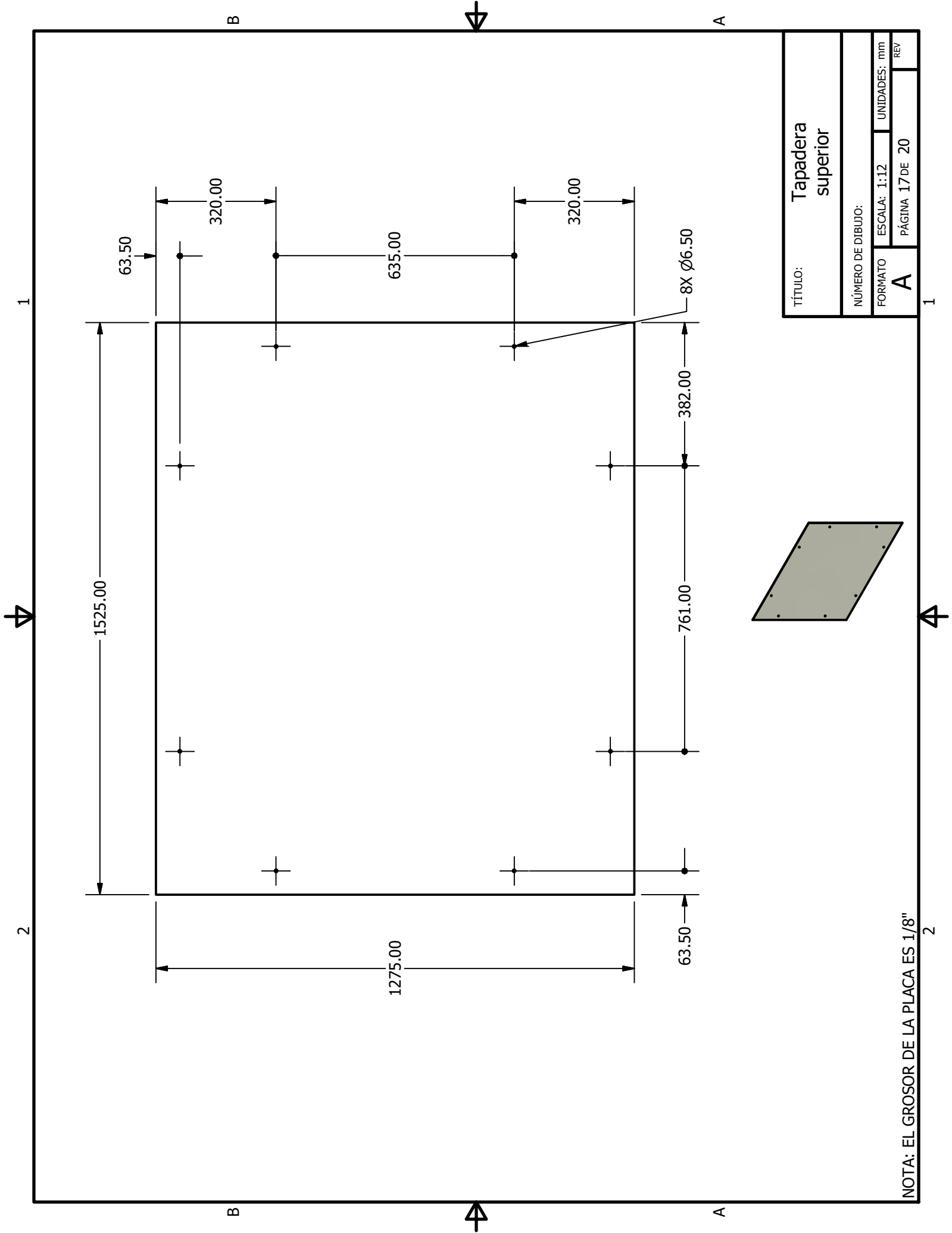
NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/8"



TÍTULO:		VENTANA POSTERIOR	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA:	UNIDADES:	mm
A	1:10	PÁGINA	16 DE 20
REV			



NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/8"



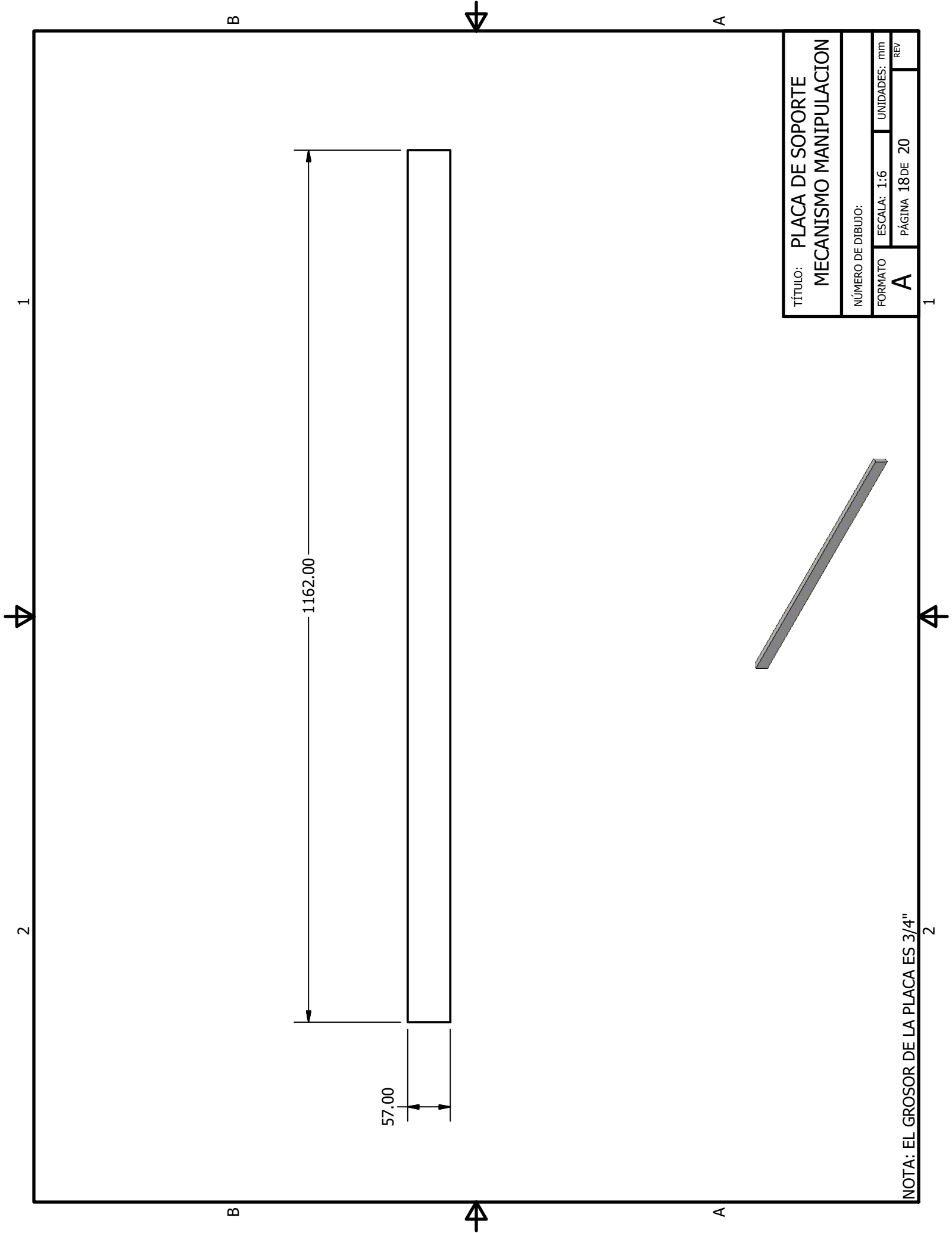
TÍTULO: Tapadera superior

NÚMERO DE DIBUJO:

FORMATO ESCALA: 1:12 UNIDADES: mm

A PÁGINA 17 DE 20 REV

NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/8"



B

A

B

A

1

2

1

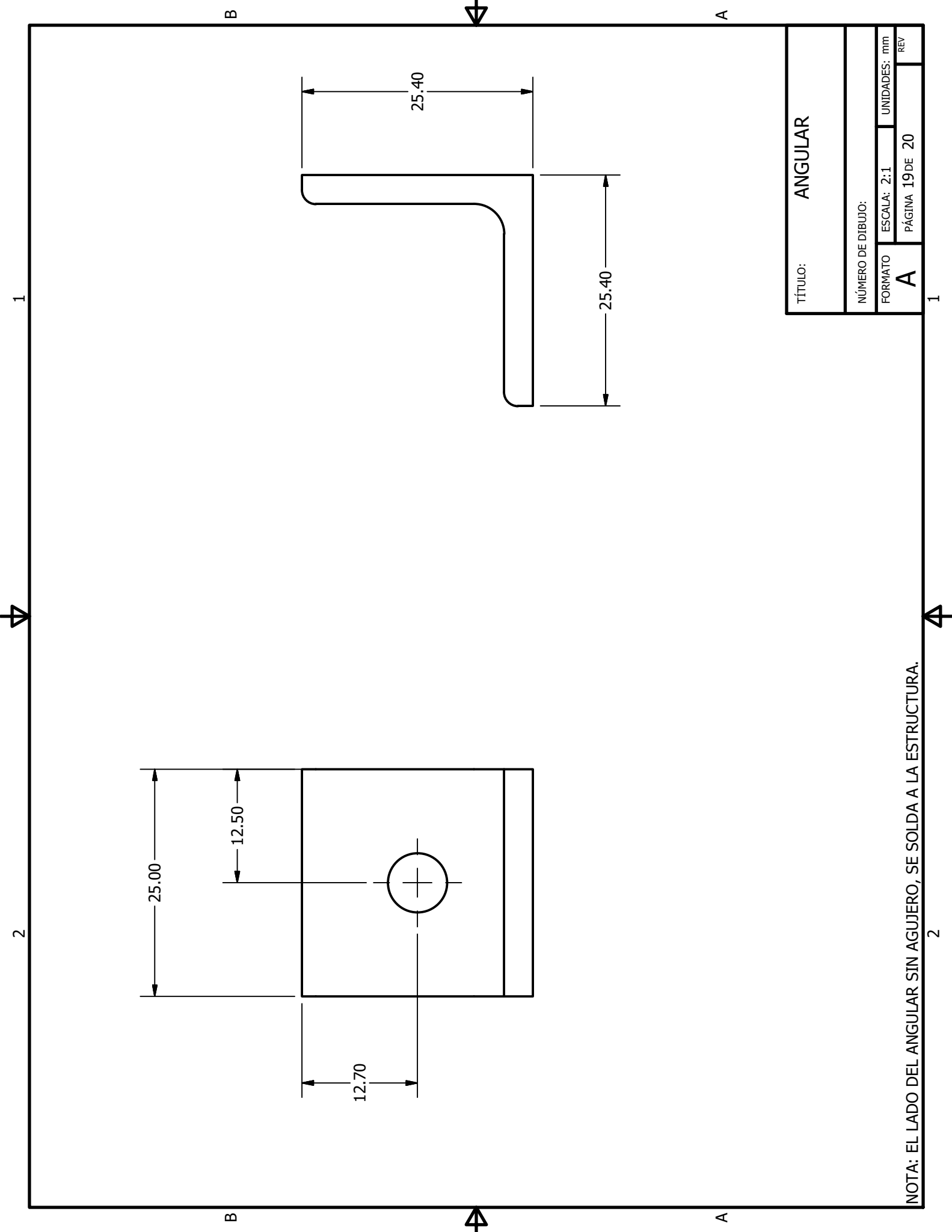
2

1162.00

57.00

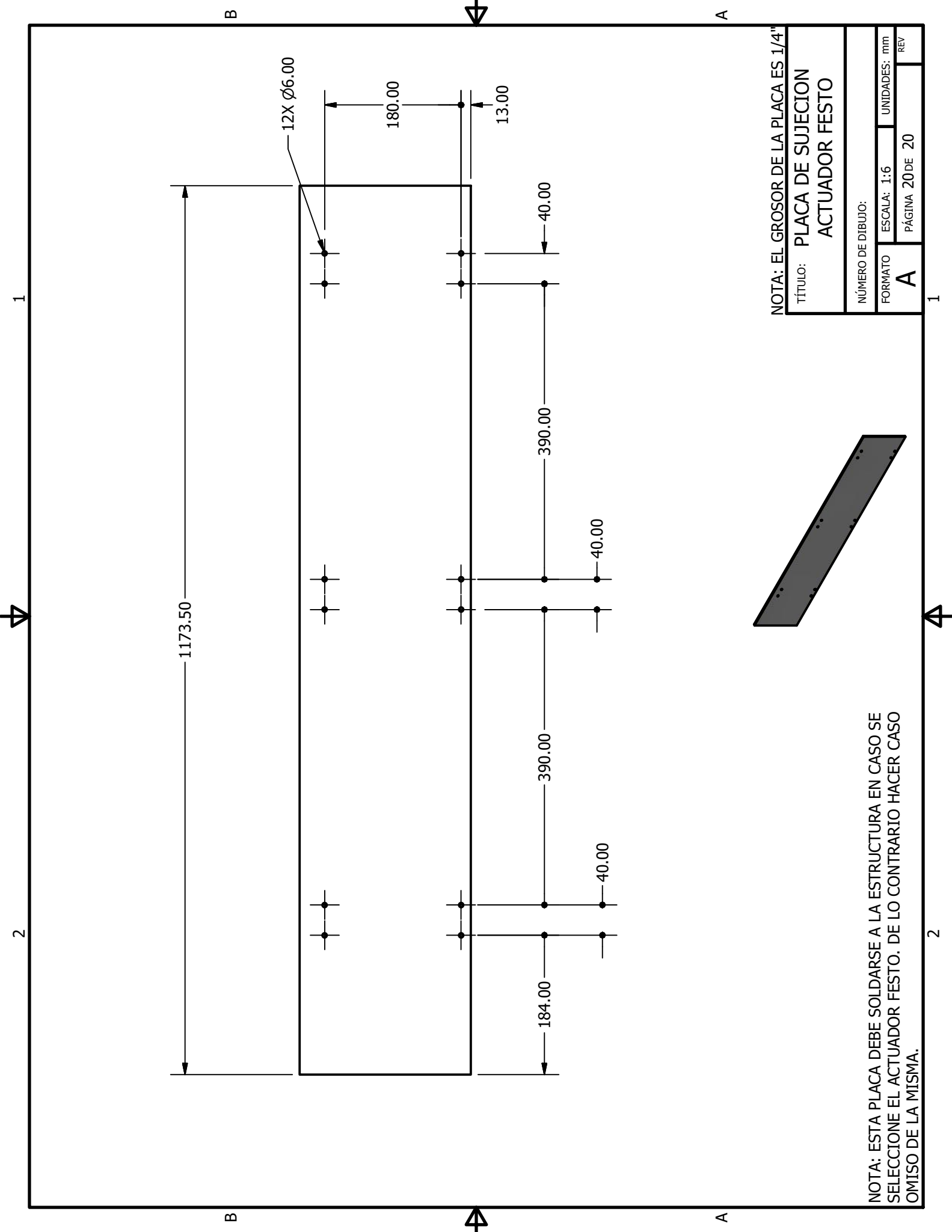
TÍTULO: PLACA DE SOPORTE MECANISMO MANIPULACION			
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO A	ESCALA: 1:6	UNIDADES: mm	REV
PÁGINA 18 DE 20			

NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 3/4"



TÍTULO: ANGULAR	
NÚMERO DE DIBUJO:	
FORMATO	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 19 DE 20
1	REV

NOTA: EL LADO DEL ANGULAR SIN AGUJERO, SE SOLDA A LA ESTRUCTURA.



12X Ø6.00

1173.50

180.00

13.00

40.00

390.00

390.00

184.00

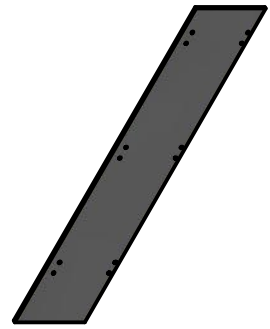
40.00

40.00

NOTA: EL GROSOR DE LA PLACA ES 1/4"

TÍTULO: PLACA DE SUJECION ACTUADOR FESTO

NÚMERO DE DIBUJO:	
FORMATO	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 20 DE 20



NOTA: ESTA PLACA DEBE SOLDARSE A LA ESTRUCTURA EN CASO SE SELECCIONE EL ACTUADOR FESTO. DE LO CONTRARIO HACER CASO OMISO DE LA MISMA.

B

A

B

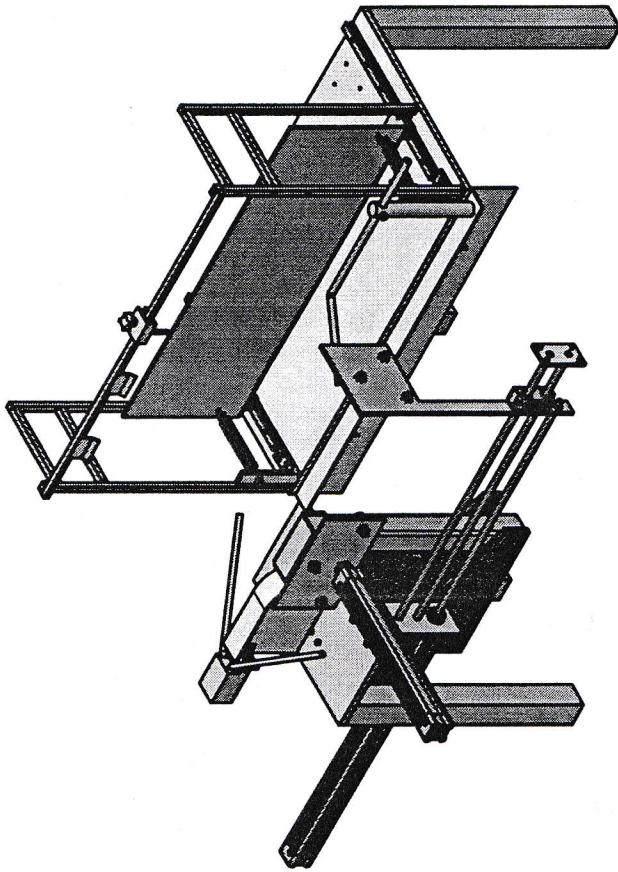
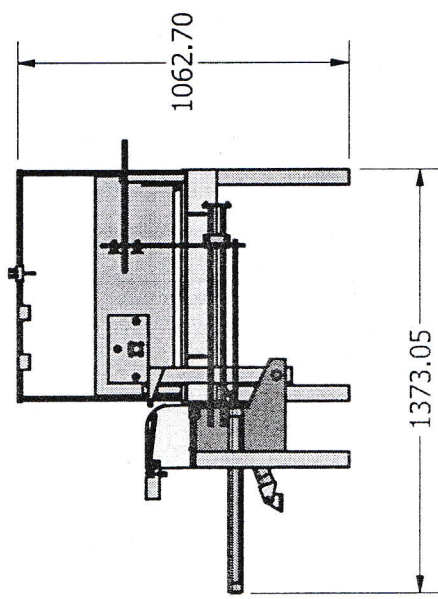
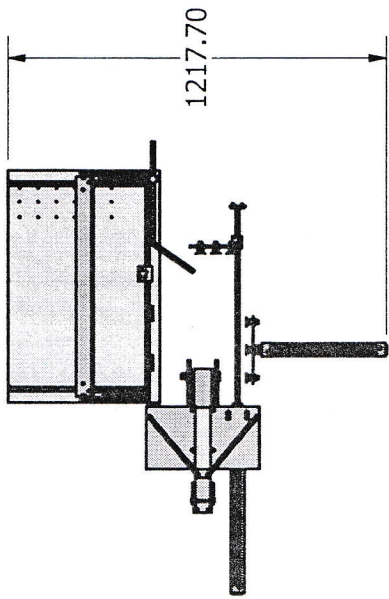
A

1

2

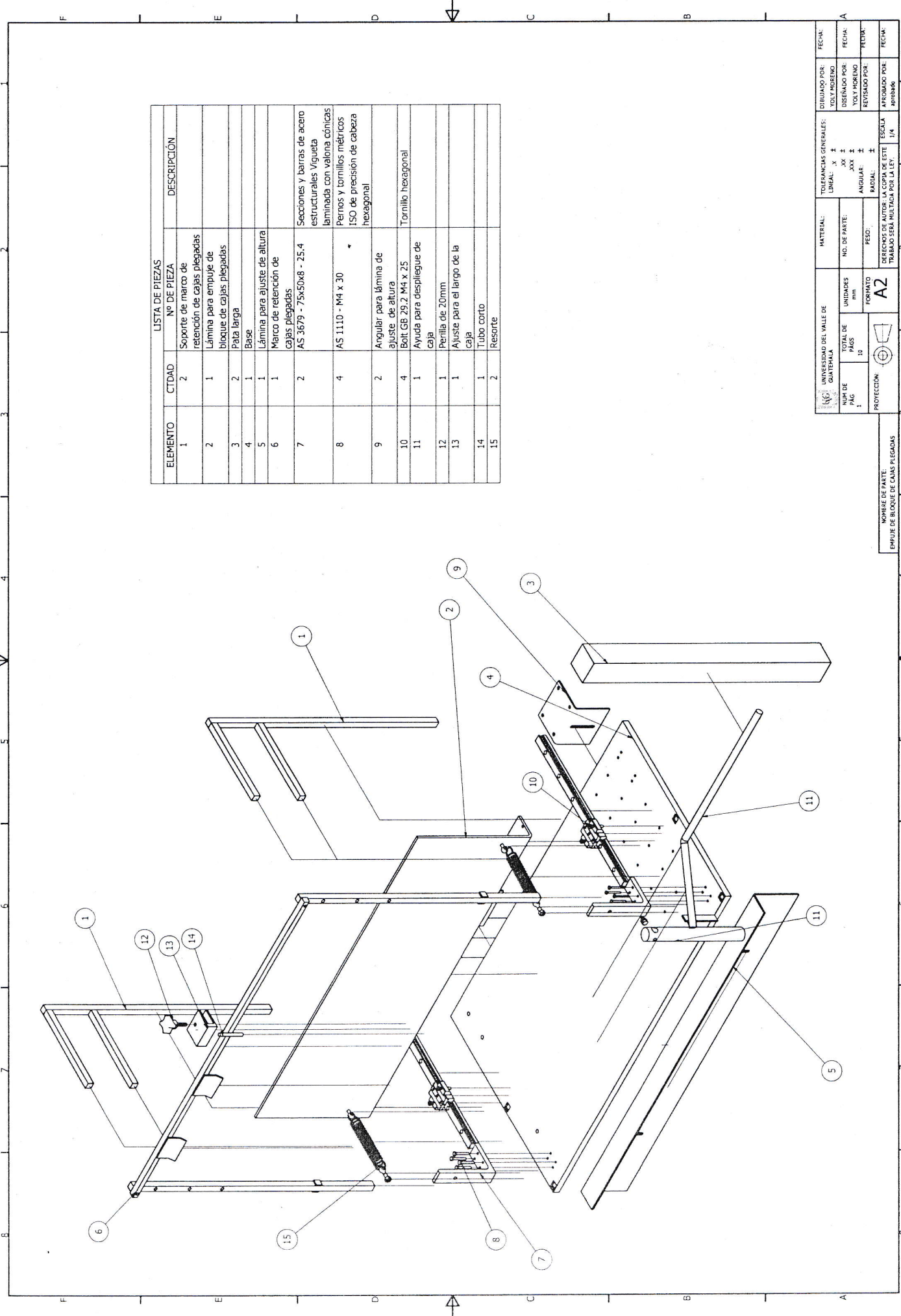
1

2



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA		MATERIAL:		TOLERANCIAS GENERALES:		DIBUJADO POR:		FECHA:	
NUM DE PAG	TOTAL DE PAGES	UNIDADES mm	NO. DE PARTE:	LINEAL:	.X ±	YOLY MORENO	10/2016	DISEÑADO POR:	FECHA:
1	1	FORMATO	PESO:	.XX ±	.XXX ±	YOLY MORENO	10/2016	REVISADO POR:	FECHA:
PROYECCIÓN:		A4		ANGULAR:	±	ESCALA		APROBADO POR:	
		DERECHOS DE AUTOR: LA COPIA DE ESTE TRABAJO SERÁ MULTADA POR LA LEY.		RADIAL:	±	ESCALA		FECHA:	

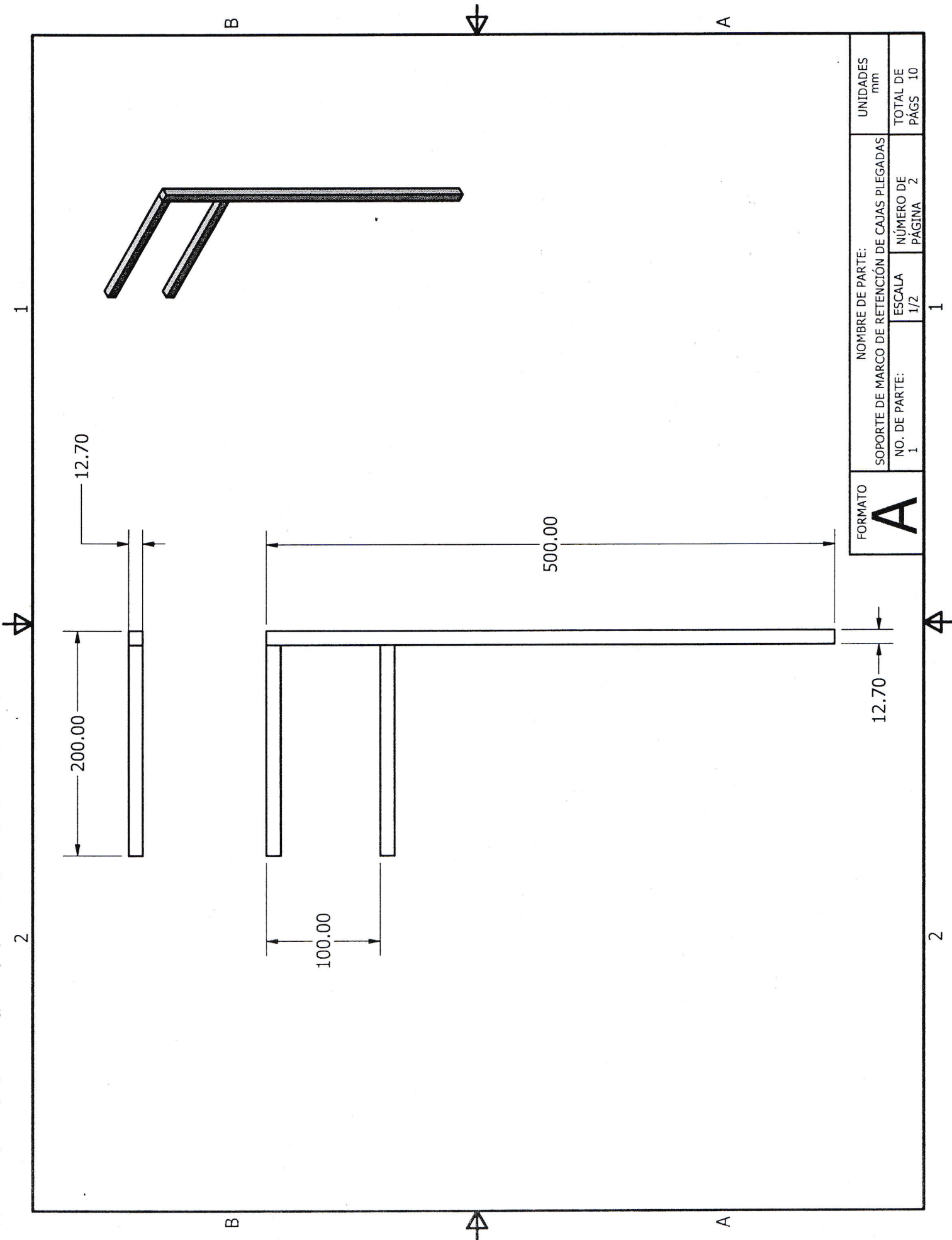
NOMBRE DE PARTE:
MÁQUINA DE CAJAS



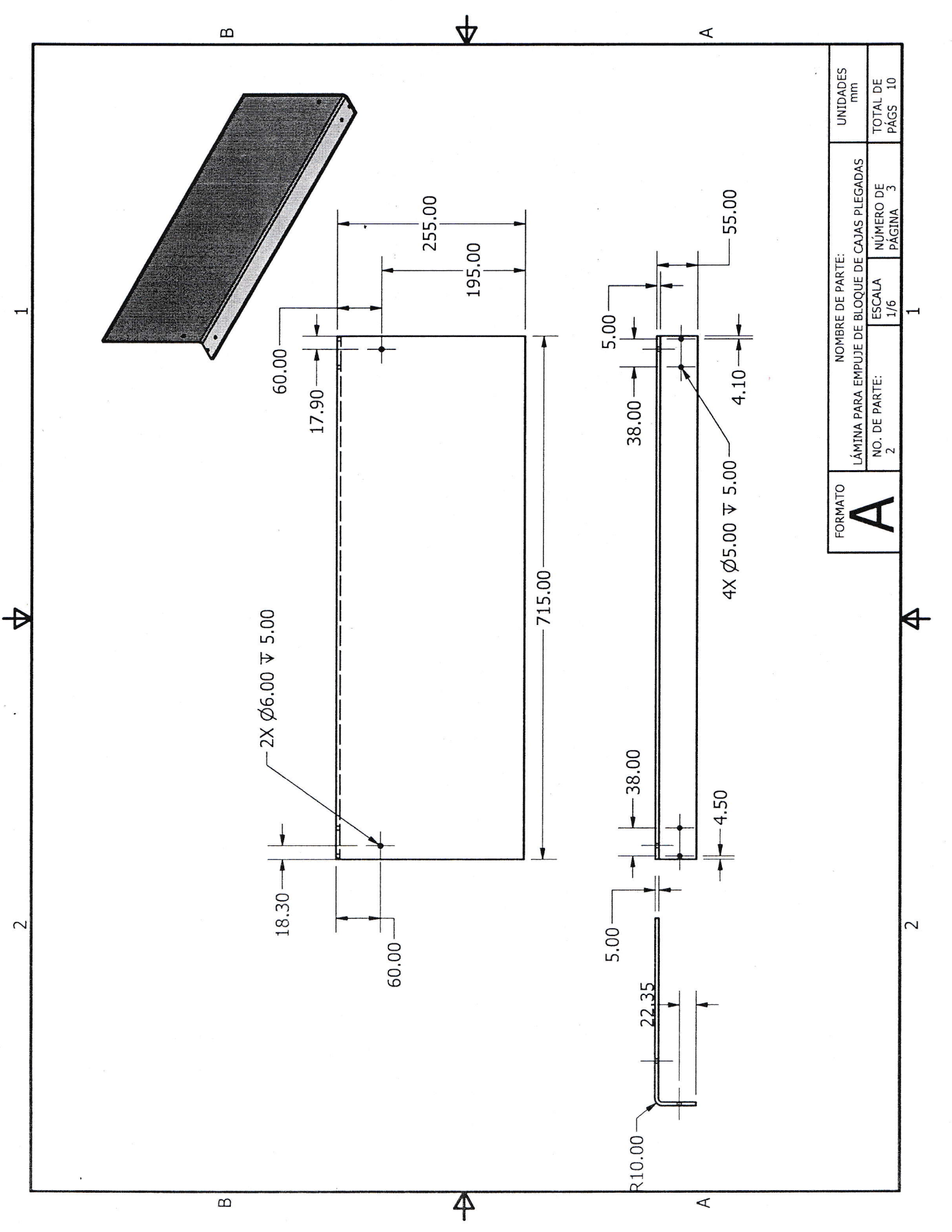
LISTA DE PIEZAS			DESCRIPCIÓN
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	
1	2	Soporte de marco de retención de cajas plegadas	
2	1	Lámina para empuje de bloque de cajas plegadas	
3	2	Pata larga	
4	1	Base	
5	1	Lámina para ajuste de altura	
6	1	Marco de retención de cajas plegadas	
7	2	AS 3679 - 75x50x8 - 25,4	Secciones y barras de acero estructurales Vigueta laminada con valonas cónicas
8	4	AS 1110 - M4 x 30	Pernos y tornillos métricos ISO de precisión de cabeza hexagonal
9	2	Angular para lámina de ajuste de altura	
10	4	Boit GB 29.2 M4 x 25	Tornillo hexagonal
11	1	Ayuda para despliegue de caja	
12	1	Perilla de 20mm	
13	1	Ajuste para el largo de la caja	
14	1	Tubo corto	
15	2	Resorte	

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA		MATERIAL:		TOLERANCIAS GENERALES:		DIBUJADO POR:		FECHA:	
NÚM DE FIG	1	TOTAL DE UNIDADES	10	NO. DE PARTE:		LINEAL: X	YOLY MORENO	FECHA:	
PROYECCIÓN:	1	mm		FORMA:		ANGULAR: XX	YOLY MORENO	FECHA:	
				PESO:		ANGULAR: XX	YOLY MORENO	FECHA:	
						RADIAL: X	YOLY MORENO	FECHA:	
		A2		DEFINICIÓN DE AUTOMÁTICA: LA COPIA DE ESTE DISEÑO SERÁ ENTREGADA POR LA U.V.		ESCALA		1:1	
						APROBADO POR:		FECHA:	

NOMBRE DE PARTE:
EMPUJE DE BLOQUE DE CAJAS PLEGADAS



FORMATO A	NOMBRE DE PARTE: SOPORTE DE MARCO DE RETENCIÓN DE CAJAS PLEGADAS		UNIDADES mm
	NO. DE PARTE: 1	ESCALA 1/2	TOTAL DE PÁGS 10
		NÚMERO DE PÁGINA 2	



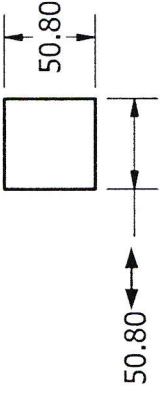
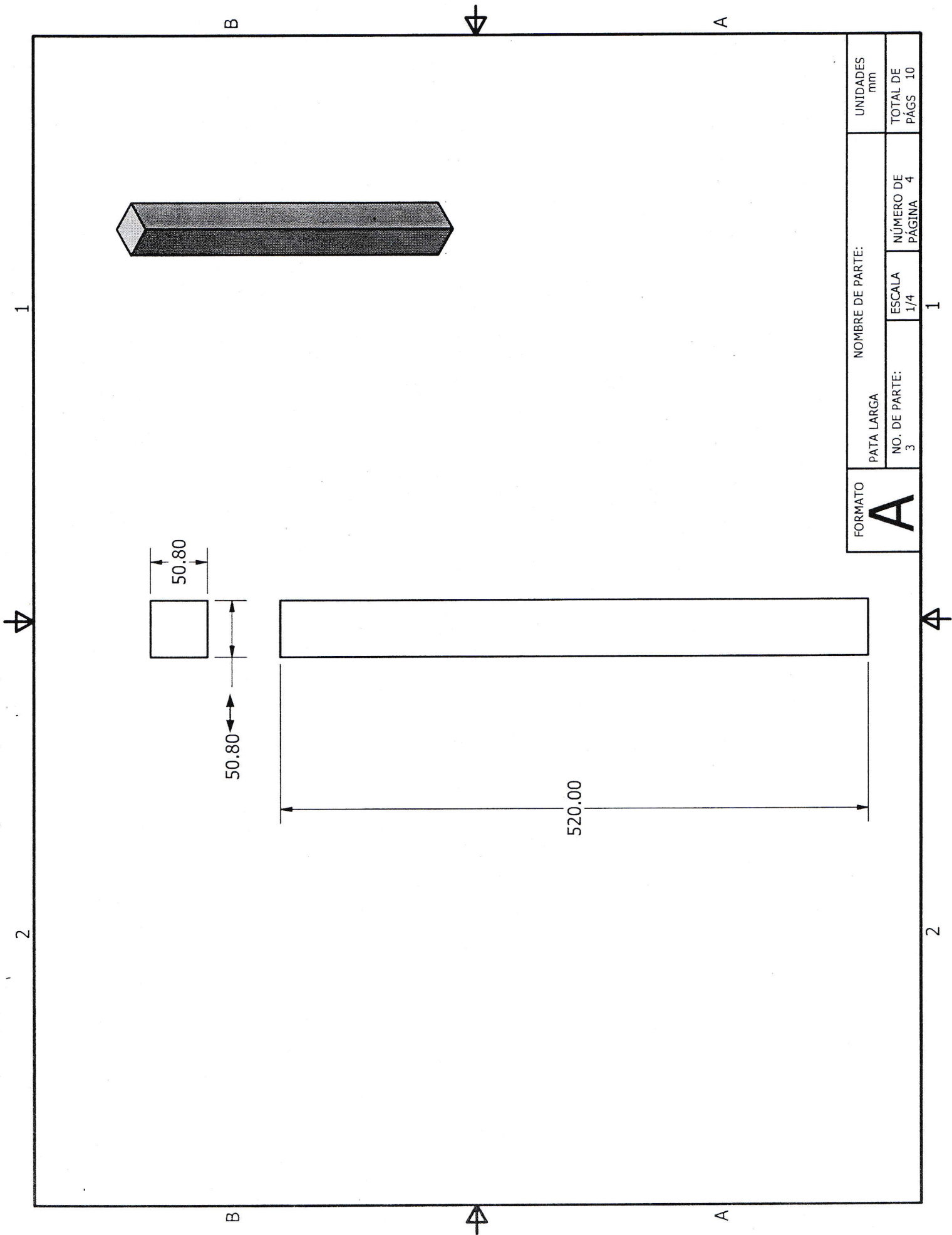
FORMATO A	NOMBRE DE PARTE: LÁMINA PARA EMPUJE DE BLOQUE DE CAJAS PLEGADAS		UNIDADES mm
	NO. DE PARTE: 2	ESCALA 1/6	TOTAL DE PÁGS 10
		NÚMERO DE PÁGINA 3	

1

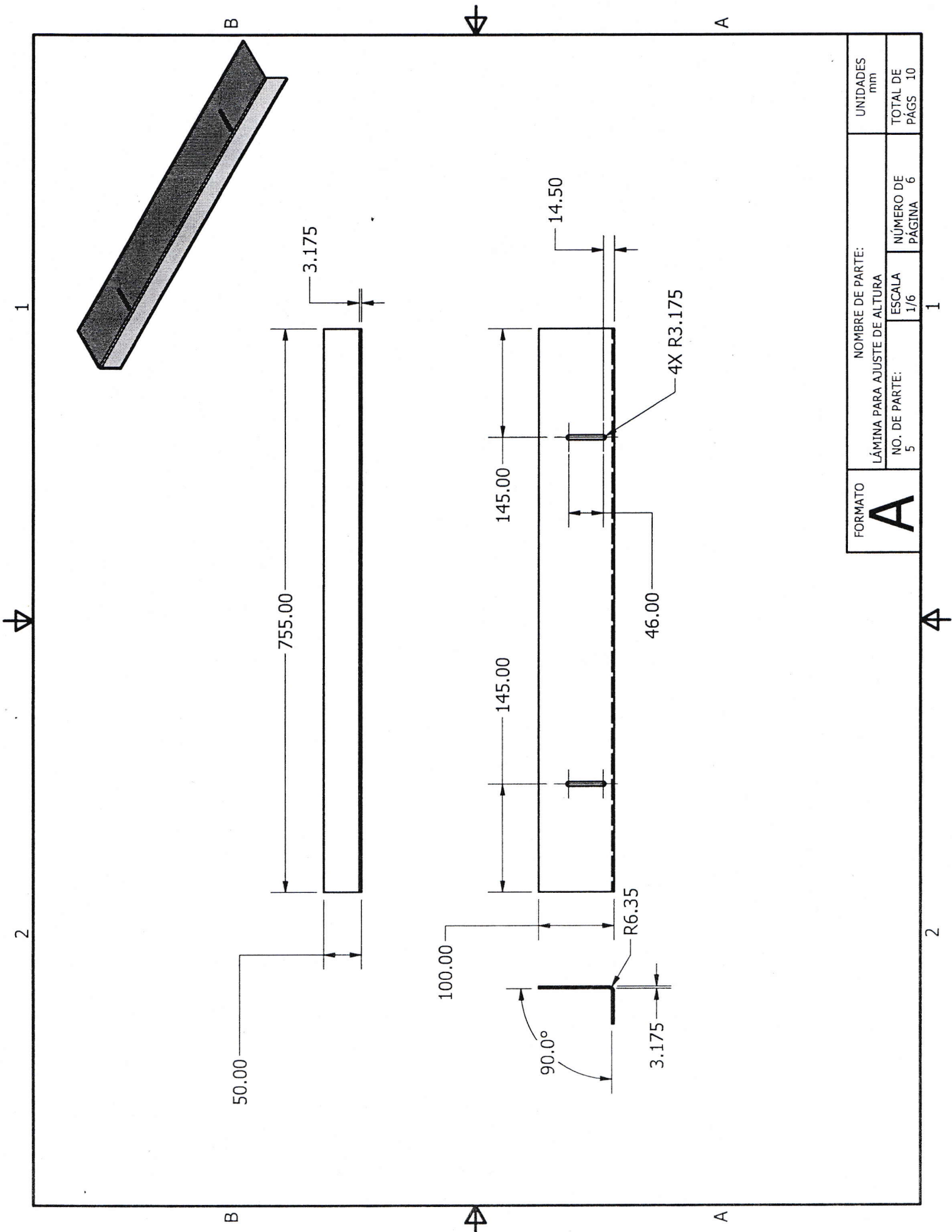
2

1

2

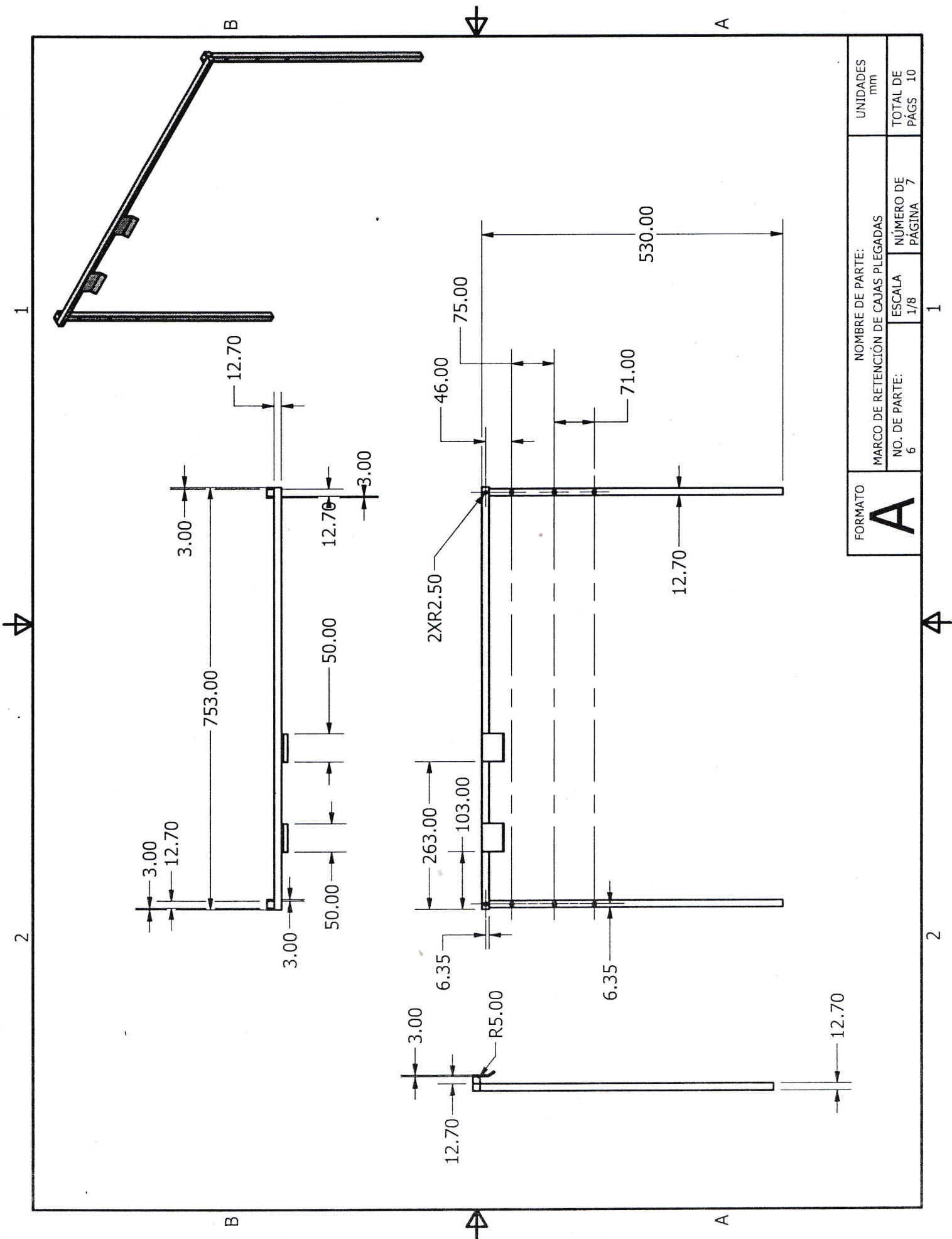


FORMATO A	PATA LARGA		NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
	NO. DE PARTE: 3	ESCALA 1/4	NÚMERO DE PÁGINA 4	TOTAL DE PÁGS 10	mm



FORMATO A	LÁMINA PARA AJUSTE DE ALTURA		NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
	NO. DE PARTE:	ESCALA	NÚMERO DE PÁGINA	TOTAL DE PÁGS	mm
	5	1/6	6	10	

2 1



FORMATO A	NOMBRE DE PARTE: MARCO DE RETENCIÓN DE CAJAS PLEGADAS		UNIDADES mm
	NO. DE PARTE: 6	ESCALA 1/8	NÚMERO DE PÁGINA 7
			TOTAL DE PÁGS 10

1

2

1

1

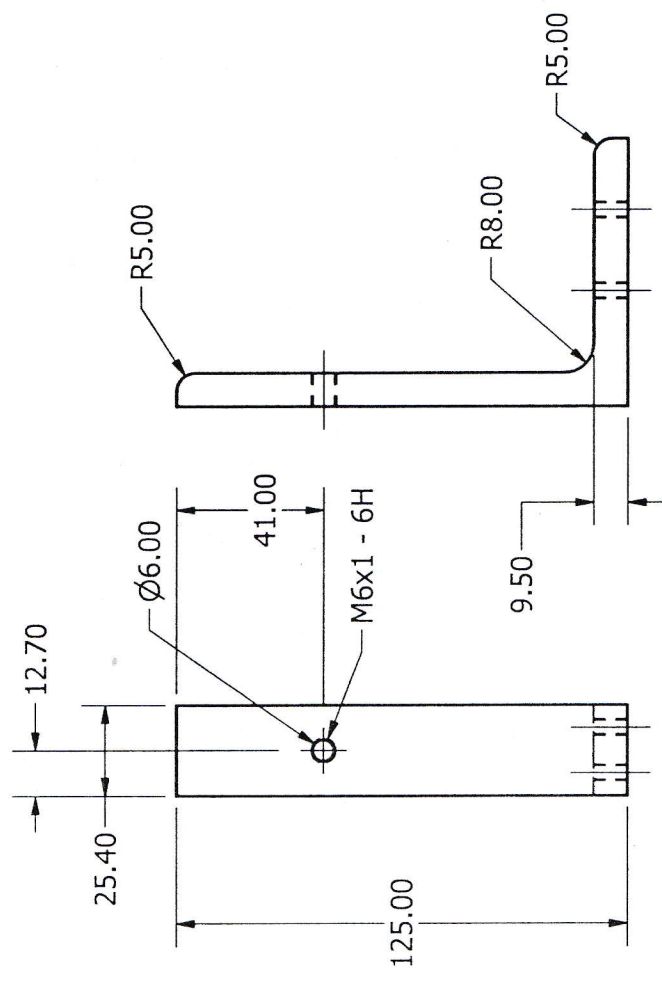
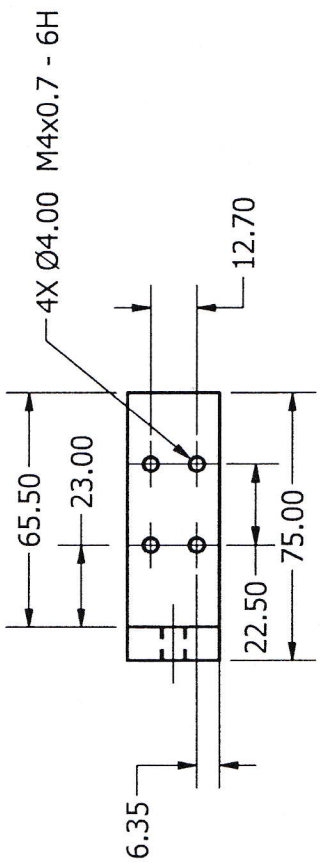
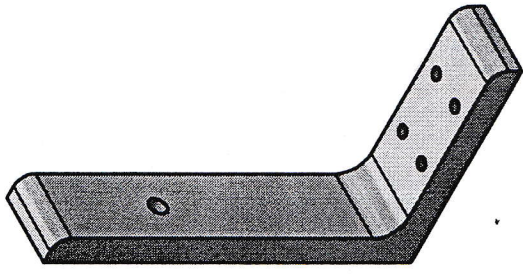
2

B

1

A

FORMATO	NOMBRE DE PARTE:		NO. DE PARTE:
	ANGULAR		9
	ESCALA	NUM DE	UNIDADES
A	1/2	PÁG 8	TOTAL DE
			PÁGS 9



B

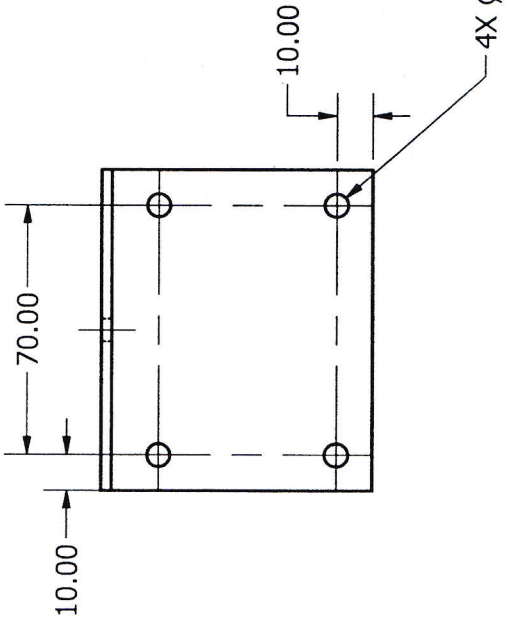
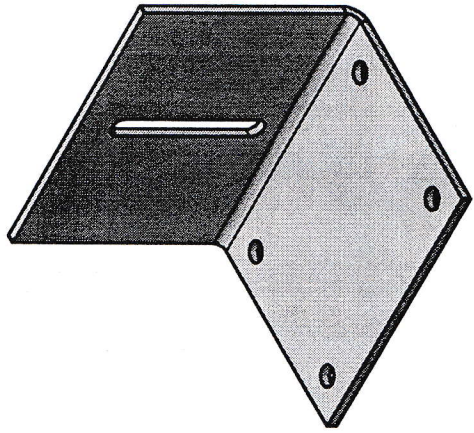
1

A

2

1

2 1



B

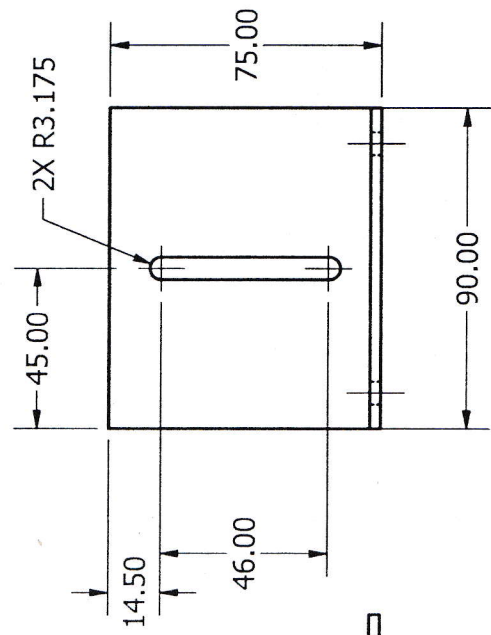
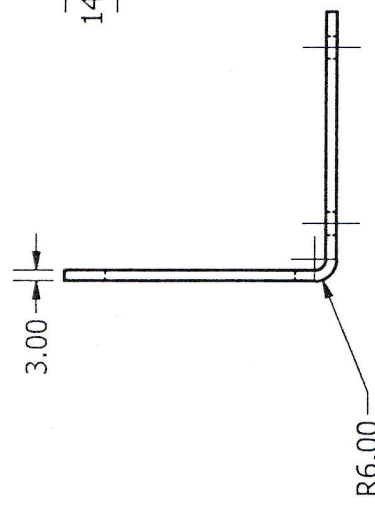
A

B

B

A

A

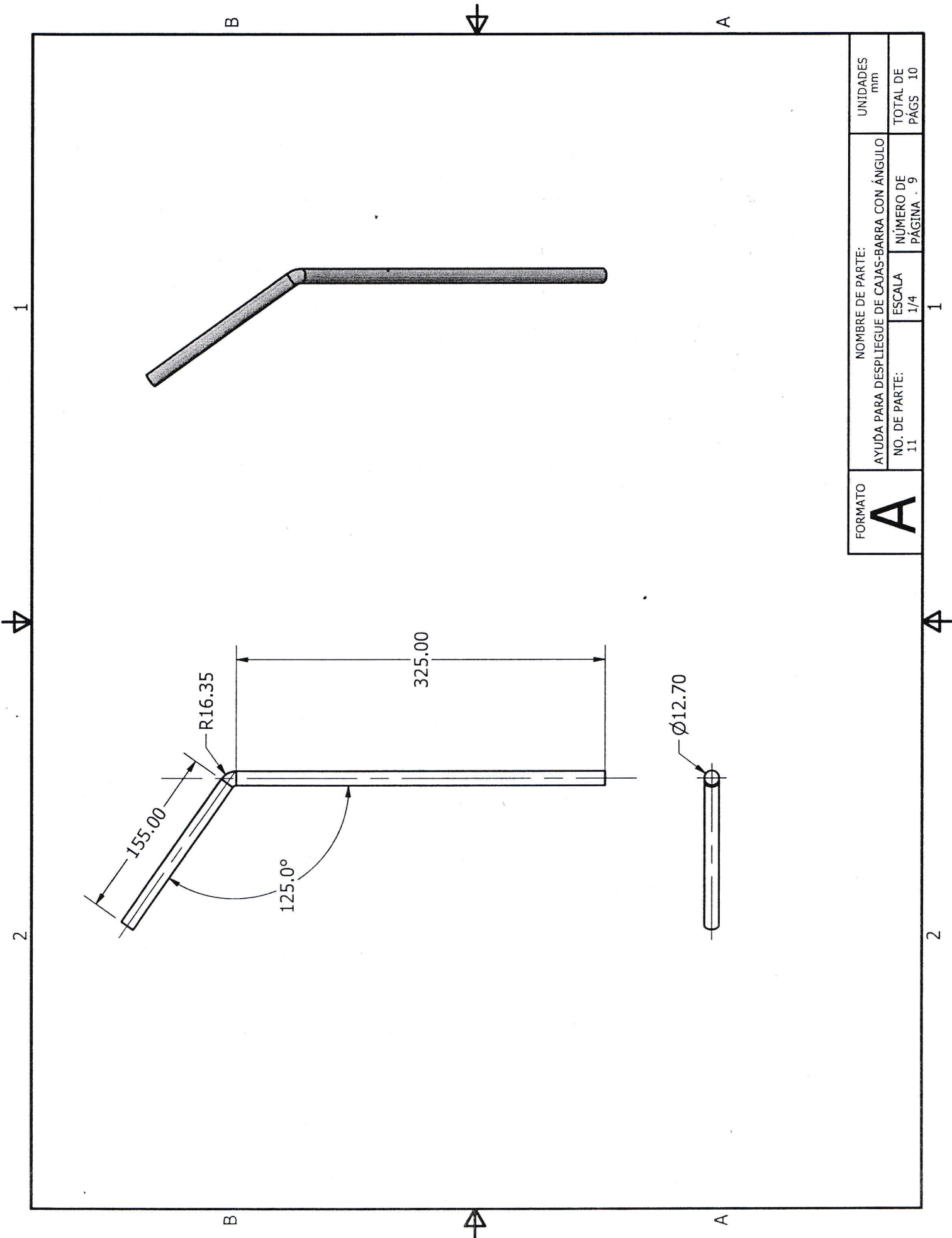


FORMATO A	NOMBRE DE PARTE: ANGULAR PARA LÁMINA DE AJUSTE DE ALTURA		UNIDADES mm
	NO. DE PARTE: 9	ESCALA 1/2	TOTAL DE PÁGS 10
		NÚMERO DE PÁGINA 8	

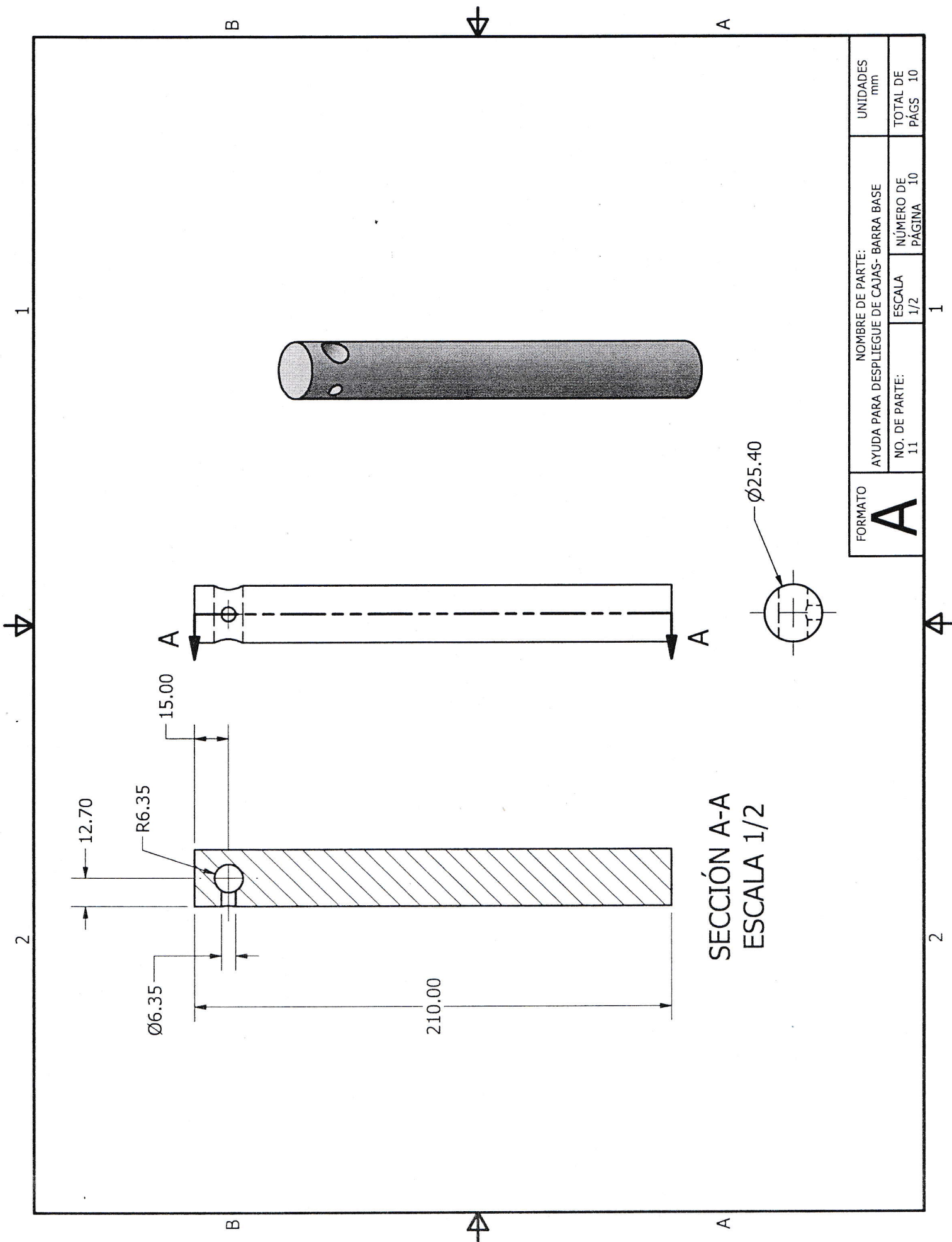
1

2

A



FORMATO A	NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
	AYUDA PARA DESPLIEGUE DE CAJAS-BARRA CON ÁNGULO		mm
	NO. DE PARTE:	ESCALA	NÚMERO DE PÁGINA
11	1/4	9	TOTAL DE PÁGS 10

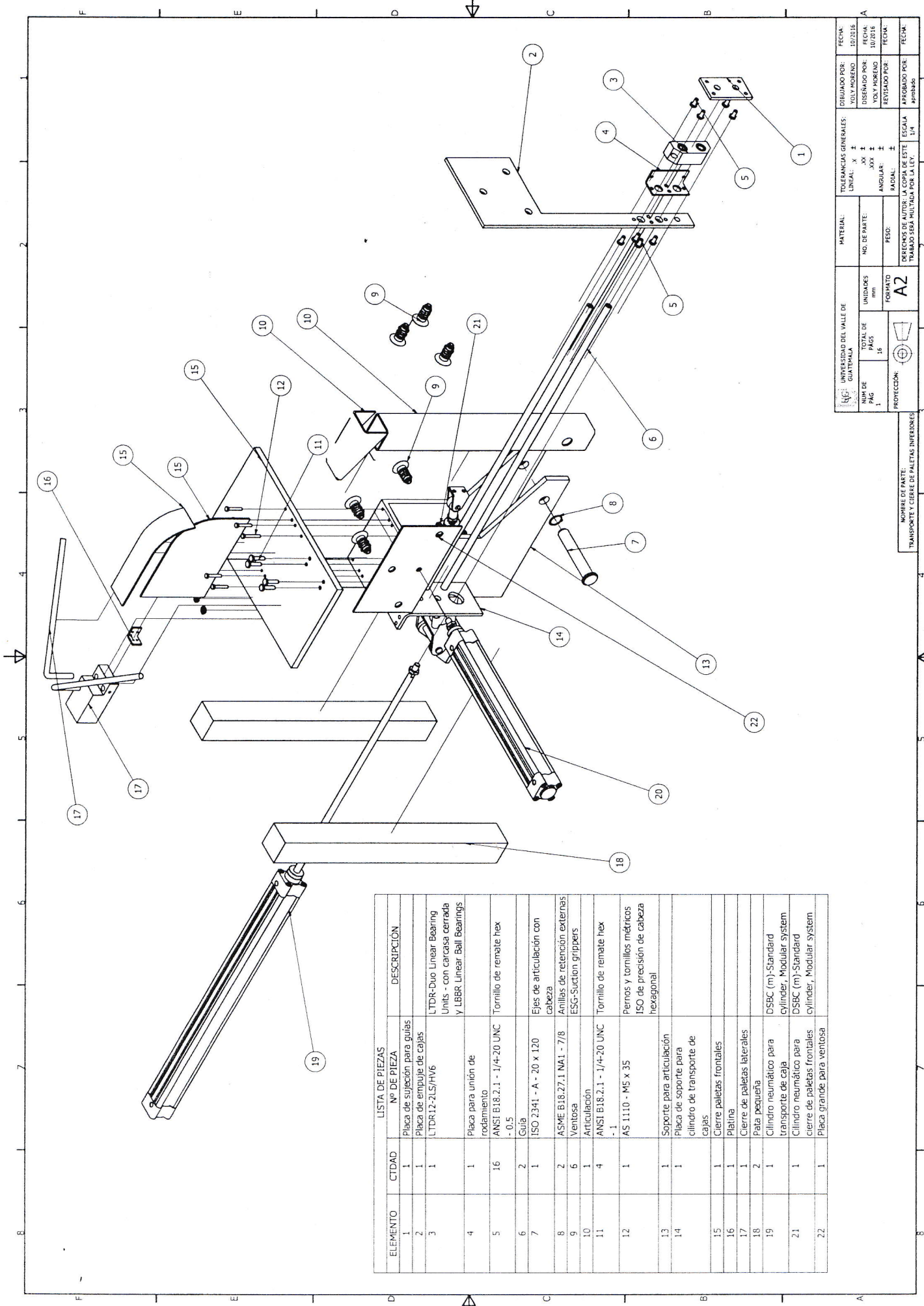


SECCIÓN A-A
ESCALA 1/2

FORMATO A	NOMBRE DE PARTE: AYUDA PARA DESPLIEGUE DE CAJAS- BARRA BASE		UNIDADES mm
	NO. DE PARTE: 11	ESCALA 1/2	TOTAL DE PÁGS 10
		NÚMERO DE PÁGINA 10	TOTAL DE PÁGS 10

1

2



ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1		Placa de sujeción para guías
2	1		Placa de empuje de cajas
3	1		LTDK-12-2LS/HV6
4	1		Placa para unión de rodamiento
5	16		ANSI B18.2.1 - 1/4-20 UNC Tornillo de remate hex - 0.5
6	2		Guía
7	1		ISO 2341 - A - 20 x 120
8	2		ASME B18.27.1 NA1 - 7/8
9	6		Ventosa
10	1		Articulación
11	4		ANSI B18.2.1 - 1/4-20 UNC - 1
12	1		AS 1110 - M5 x 35
13	1		Soporte para articulación
14	1		Placa de soporte para cilindro de transporte de cajas
15	1		Cierre paletas frontales
16	1		Platina
17	1		Cierre de paletas laterales
18	2		Plata pequeña
19	1		DSBC (m)-Standard transporte de caja
20	1		Cilindro neumático para cierre de paletas frontales
21	1		DSBC (m)-Standard transporte de paletas frontales
22	1		Placa grande para ventosa

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA		MATERIAL:		TOLERANCIAS GENERALES:		FECHA:	
NUM DE PAG	UNIDADES	NO. DE PARTE:	LINEAL:	X	±	YOLY MORENO	10/2016
1	mm		ANGULAR:	.XXX	±	YOLY MORENO	10/2016
	FORMATO	REPO:	RADIAL:		±	YOLY MORENO	10/2016
	A2					YOLY MORENO	10/2016
PROYECCION:		DERECHOS DE AUTOR: LA COPIA DE ESTE TRABAJO SERA MULTADA POR LA LEY.		ESCALA		FECHA:	
1:1				1/4		Aprobado	

NOMBRE DE PARTE:
TRANSPORTE Y CIERRE DE PALETAS INFERIORES

1

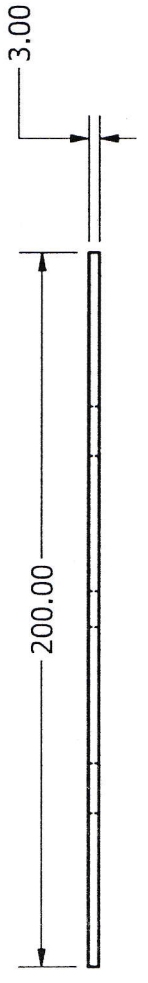
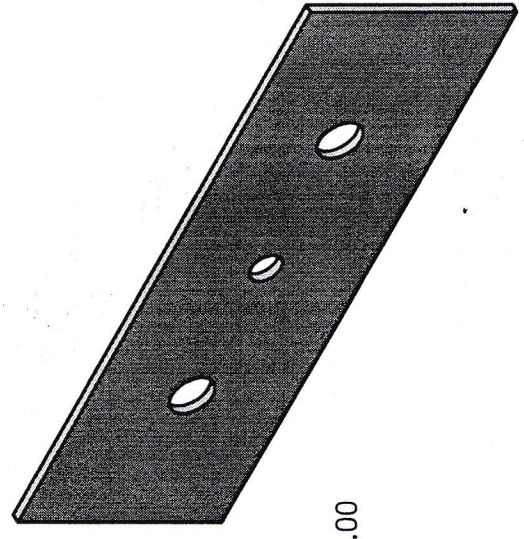
2

2

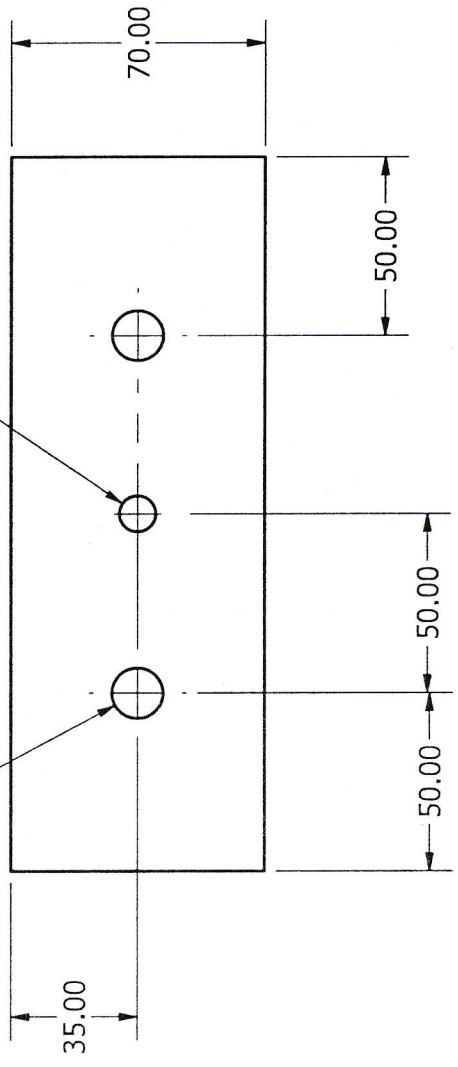
B

2

A



2X $\varnothing 14.00 \nabla 3.00$



B

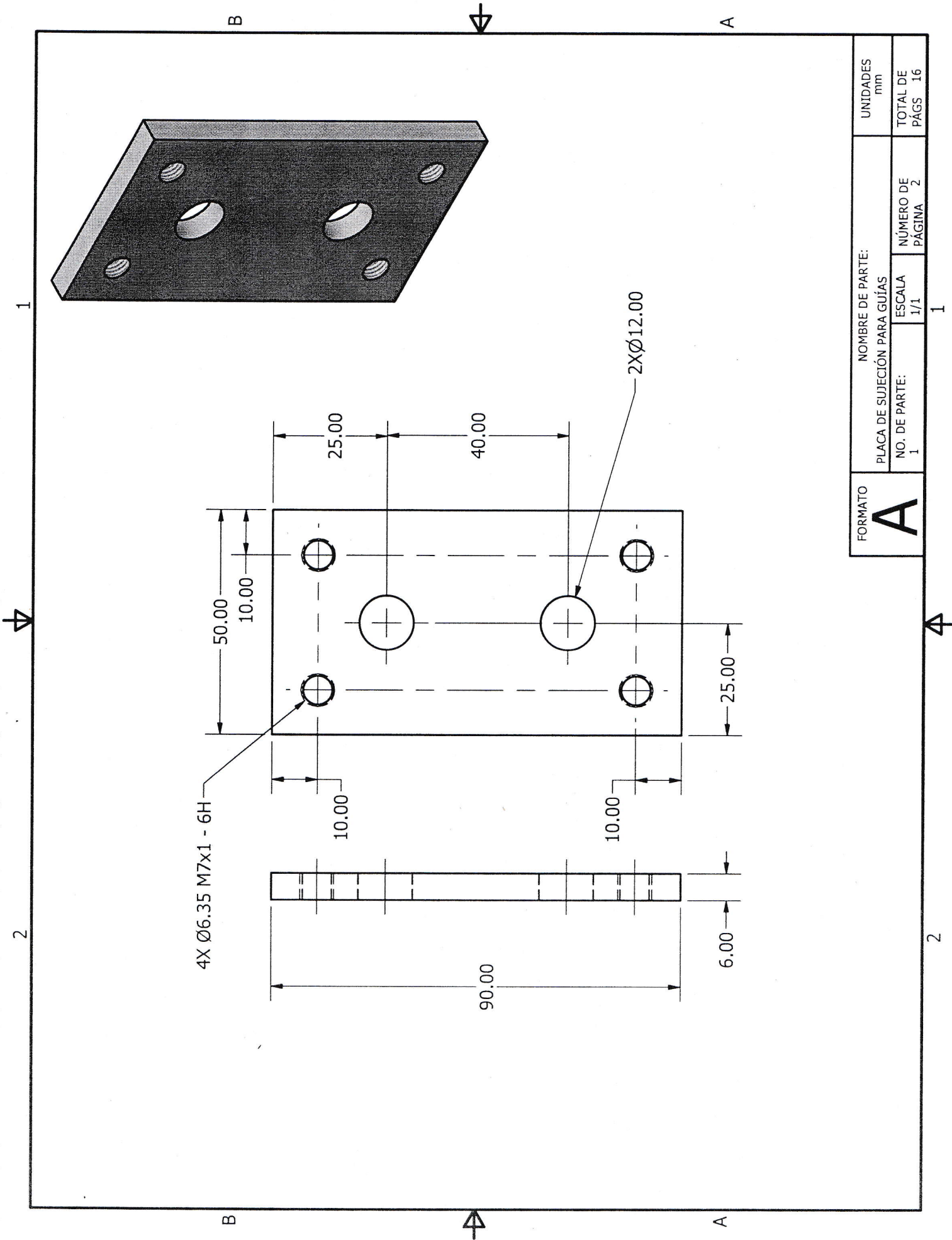
2

A

FORMATO A	NOMBRE DE PARTE: PLACA PEQUEÑA PARA VENTOSA		UNIDADES mm
	NO. DE PARTE: 22	ESCALA 1/2	NÚMERO DE PÁGINA 1
	TOTAL DE PÁGS 1		

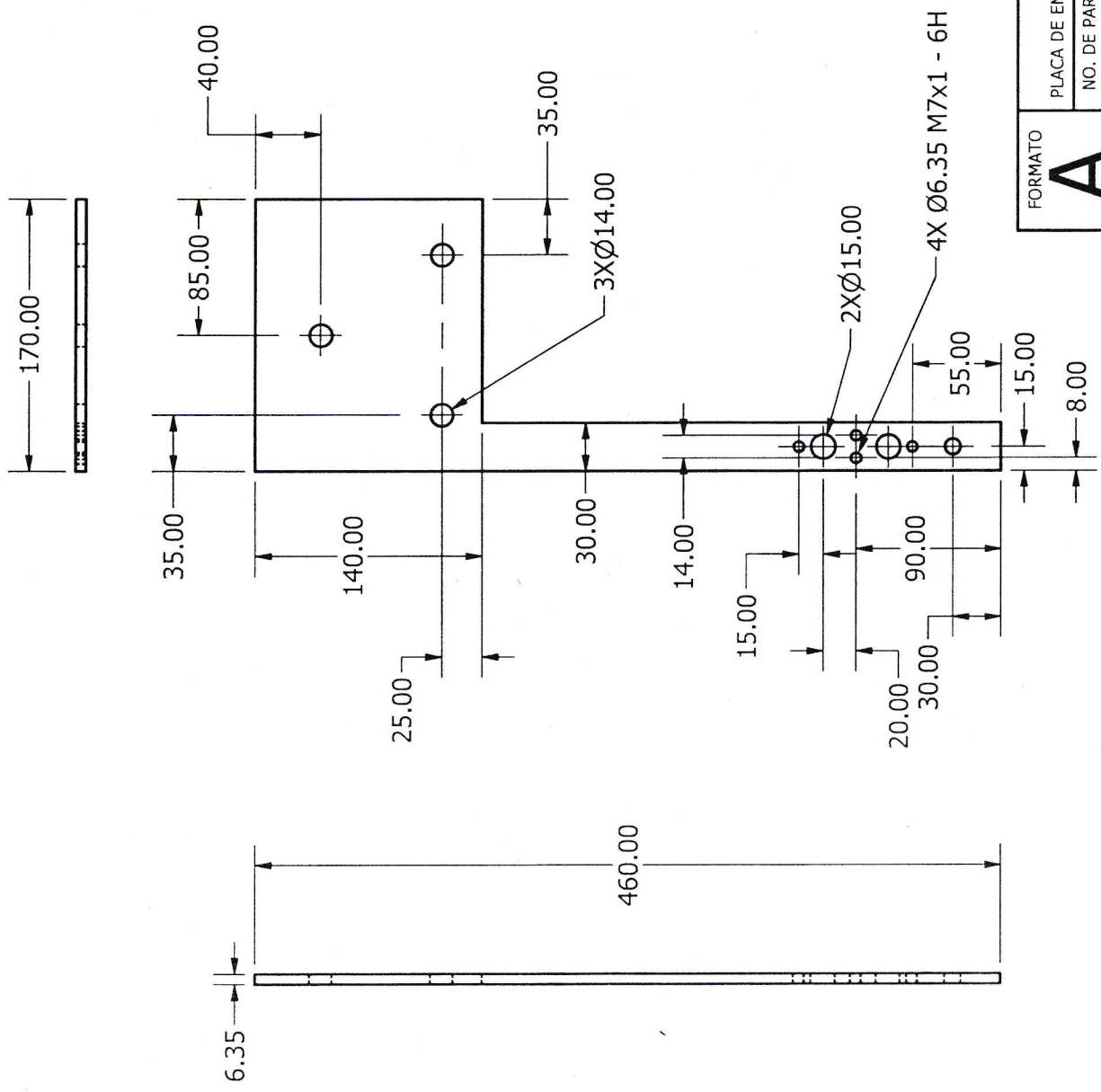
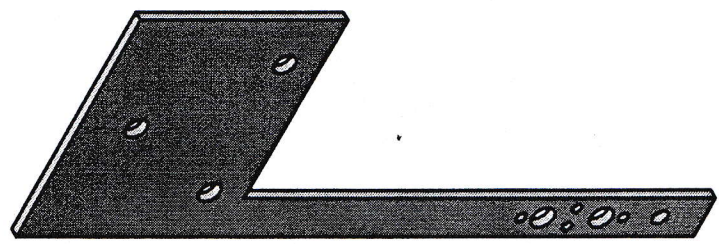
2

1



FORMATO A	NOMBRE DE PARTE: PLACA DE SUJECIÓN PARA GUÍAS		UNIDADES mm
	NO. DE PARTE: 1	ESCALA 1/1	NÚMERO DE PÁGINA 2
	TOTAL DE PÁGS 16		

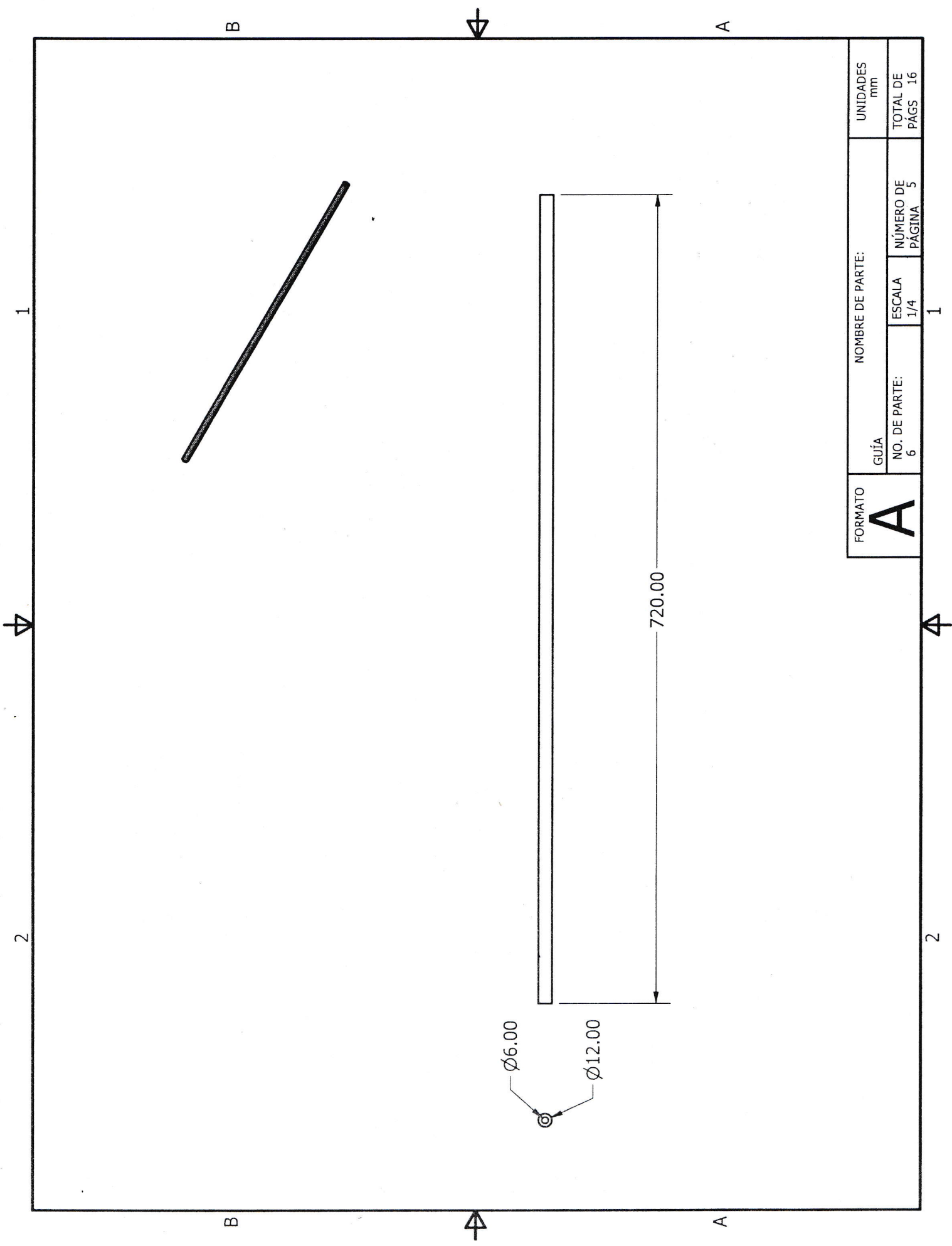
2 1



FORMATO	NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
A	PLACA DE EMPUJE DE CAJAS		mm
NO. DE PARTE:	ESCALA	NÚMERO DE PÁGINA	TOTAL DE PÁGS
2	1/4	3	16

B A B A

2 1



FORMATO A	GUÍA NO. DE PARTE: 6	NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES mm
		ESCALA 1/4	NÚMERO DE PÁGINA 5	TOTAL DE PÁGS 16

1

2

1

2

B

A

B

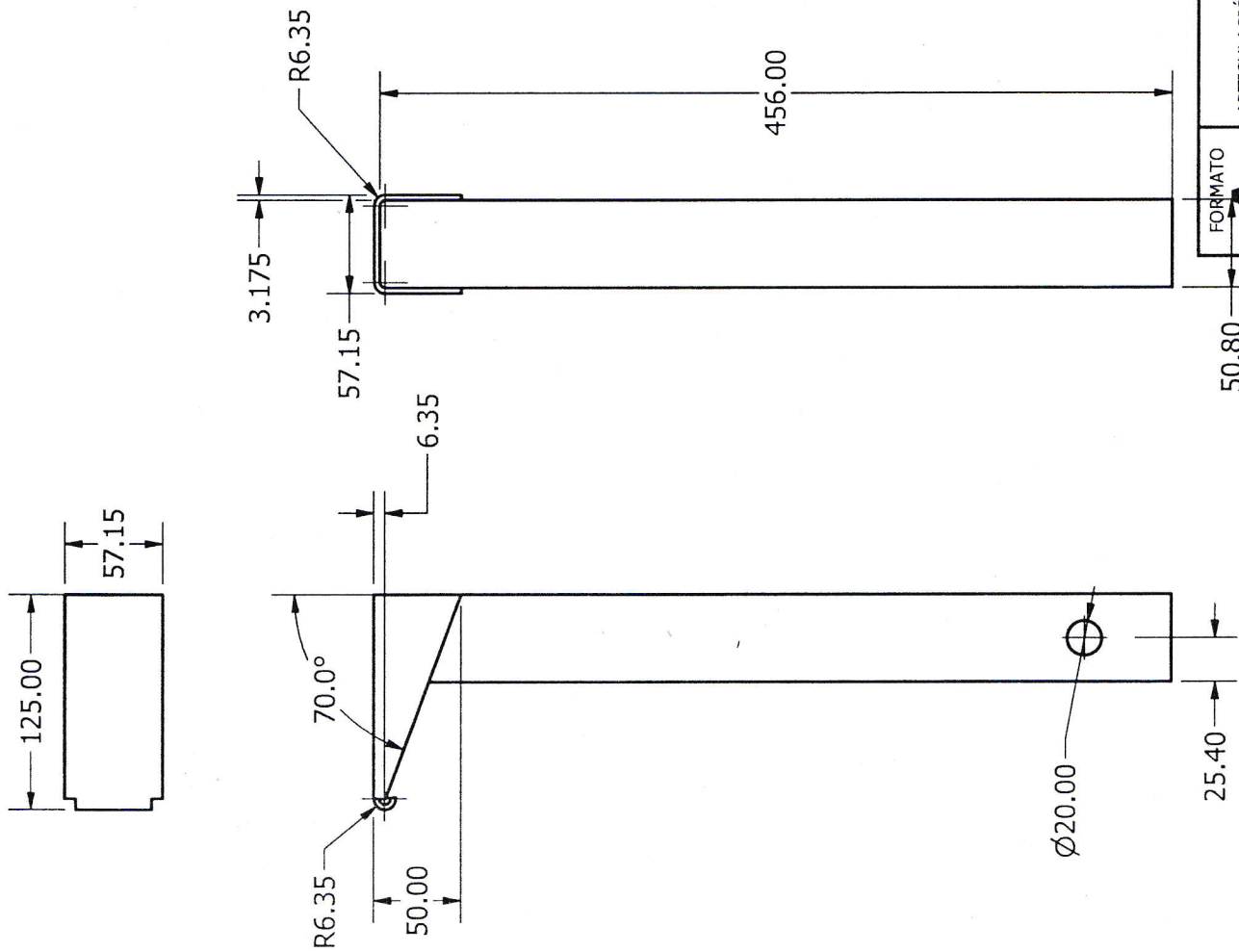
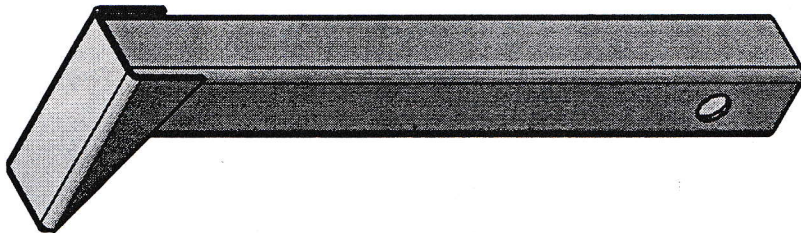
A

1

2

2

1



FORMATO	NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
A	ARTICULACIÓN		mm
	NO. DE PARTE:	ESCALA	TOTAL DE
	10	1/4	PÁGS 16
		NÚMERO DE	
		PÁGINA	
		6	

1

2

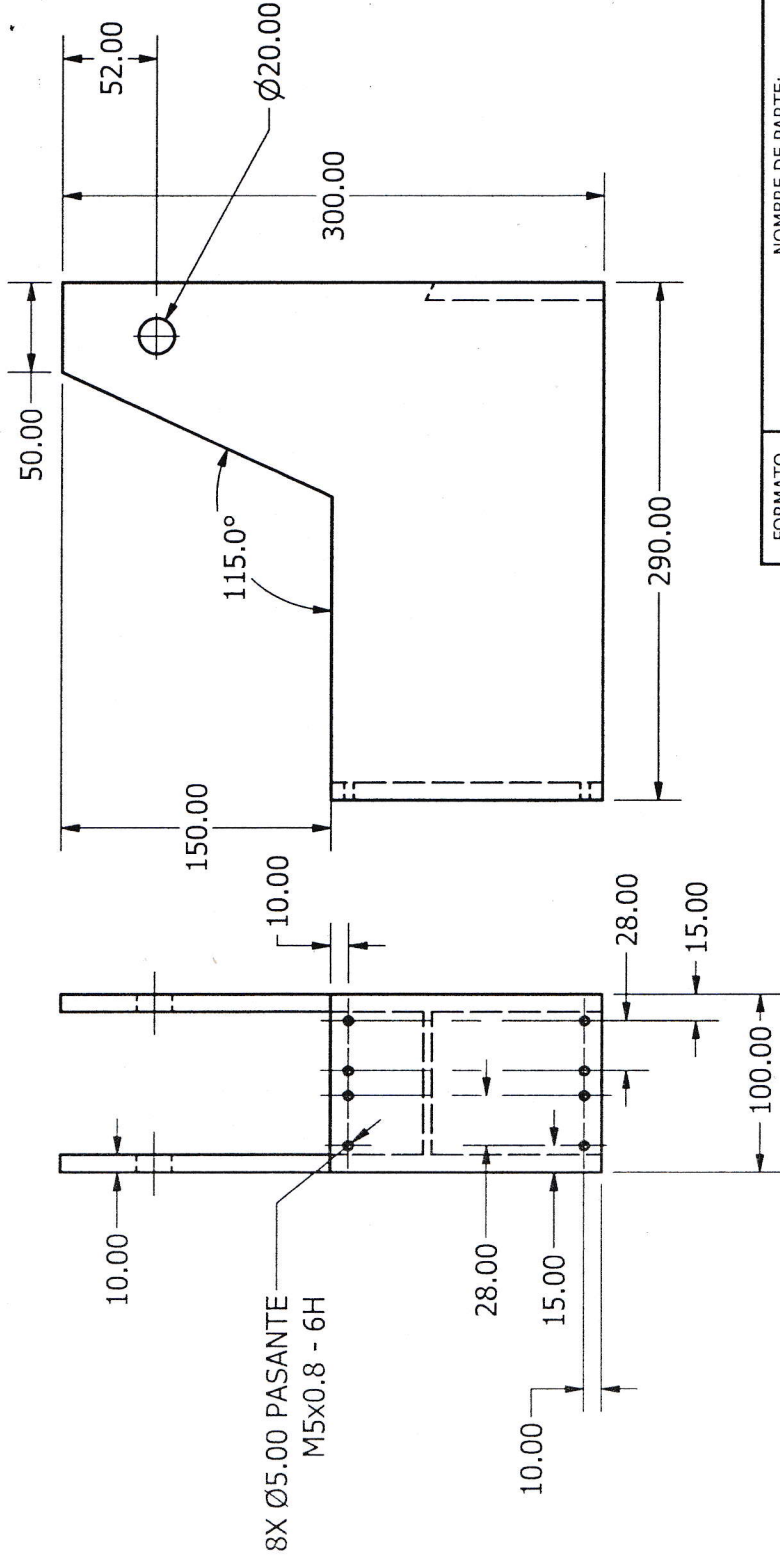
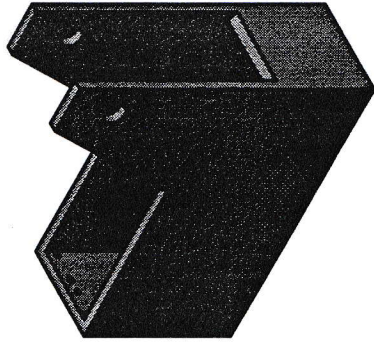
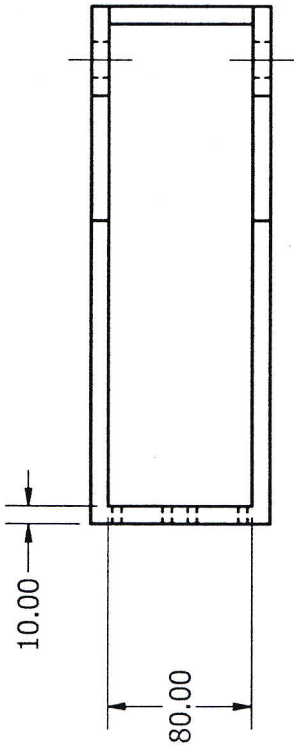
1

1

2

2

1



FORMATO A	SOPORTE PARA ARTICULACIÓN		NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
	NO. DE PARTE: 13	ESCALA 1/4	NÚMERO DE PÁGINA 7	TOTAL DE PÁGS 16	mm

1

2

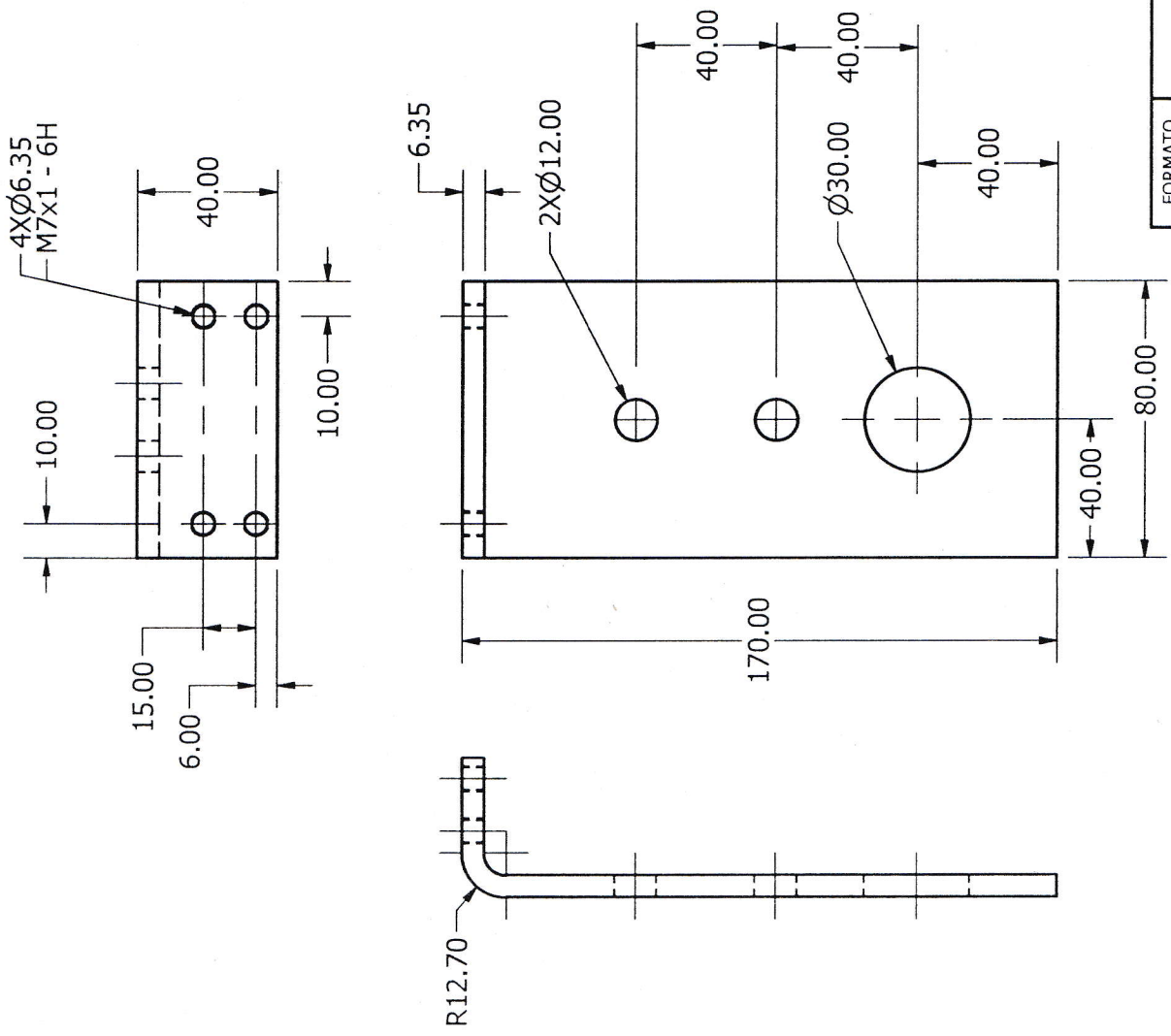
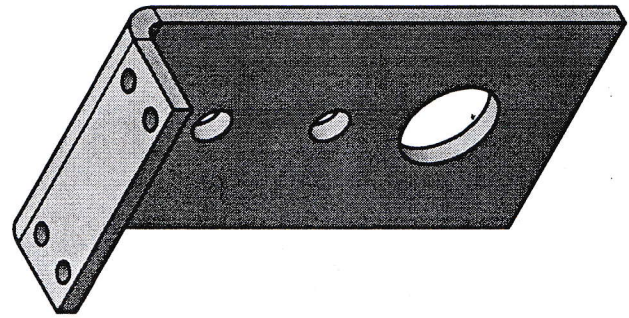
2

1

1

2

2



B

1

A

B

2

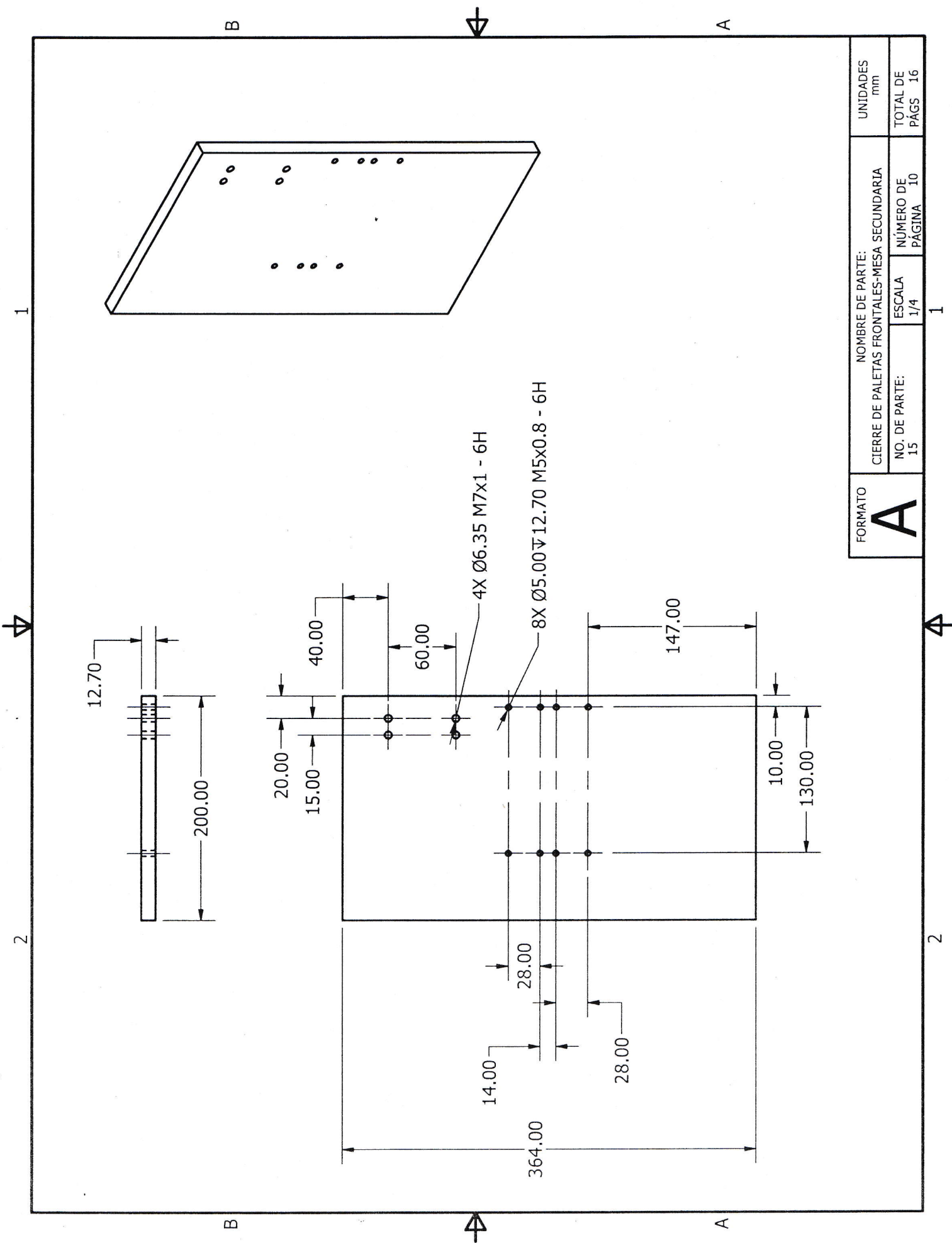
A

FORMATO A	NOMBRE DE PARTE: PLACA DE SOPORTE PARA CILINDRO DE TRANSPORTE		UNIDADES MM
	NO. DE PARTE: 14	ESCALA 1/2	NÚMERO DE PÁGINA 8
			TOTAL DE PÁGS. 16

1

2

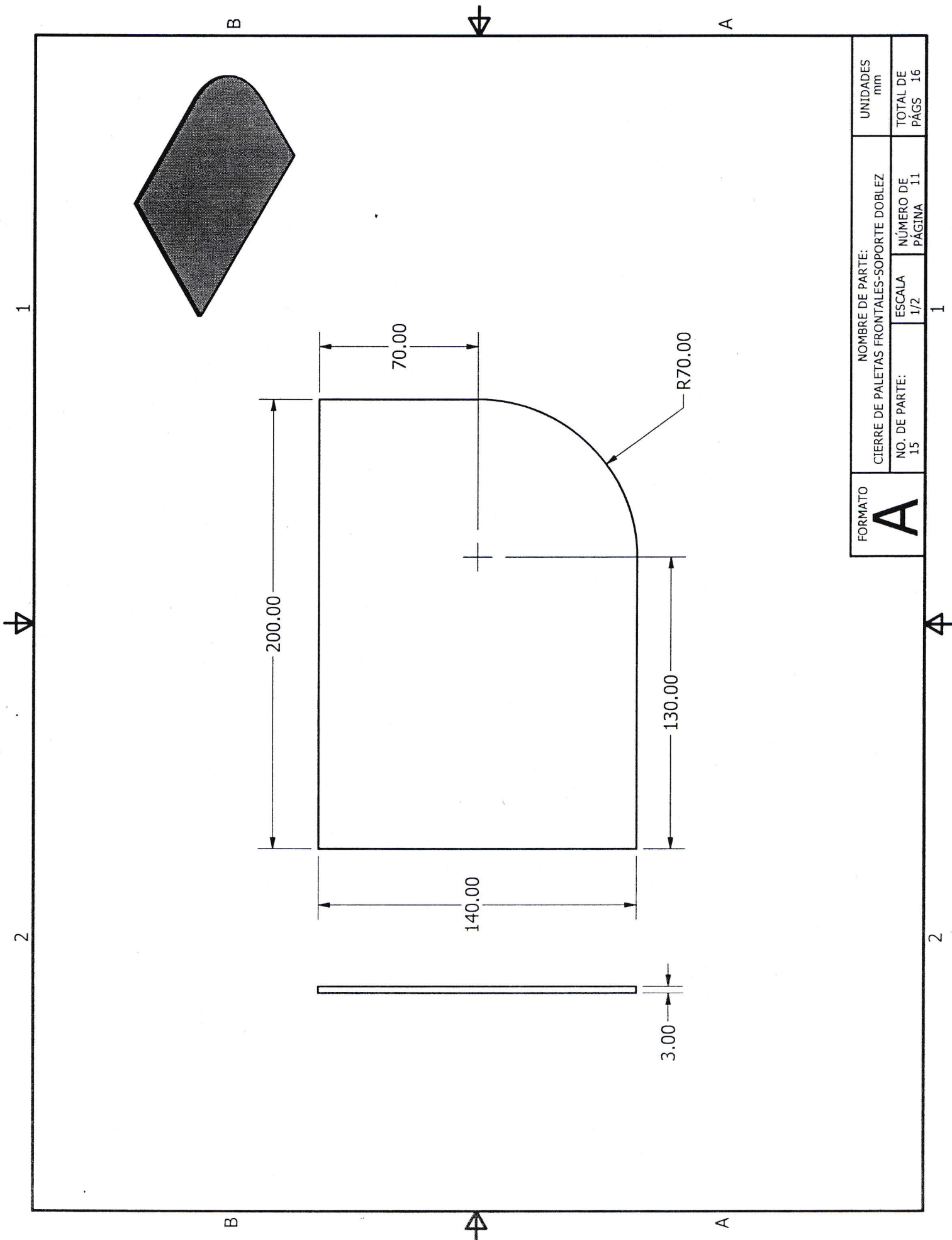
2



A	FORMATO		NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES	
	CIERRE DE PALETAS FRONTALES-MESA SECUNDARIA		ESCALA		mm	
	NO. DE PARTE:	15	1/4	NÚMERO DE PÁGINA	10	
					TOTAL DE PÁGS	16

1

2



FORMATO A	NOMBRE DE PARTE: CIERRE DE PALETAS FRONTALES-SOPORTE DOBLEZ		UNIDADES mm
	NO. DE PARTE: 15	ESCALA 1/2	NÚMERO DE PÁGINA 11
	TOTAL DE PÁGS 16		

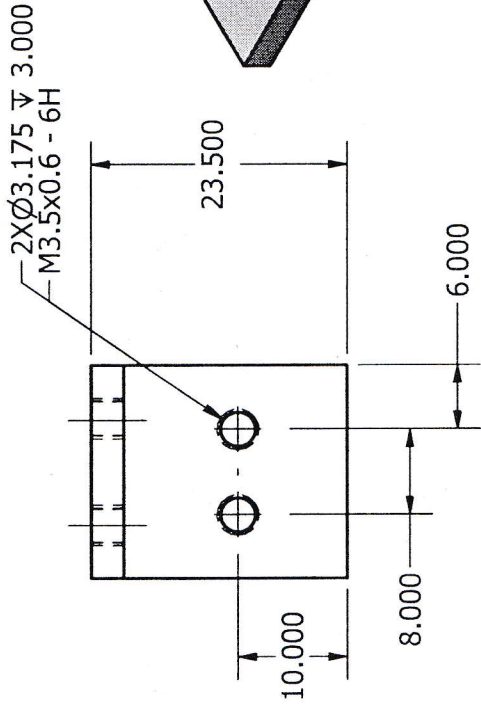
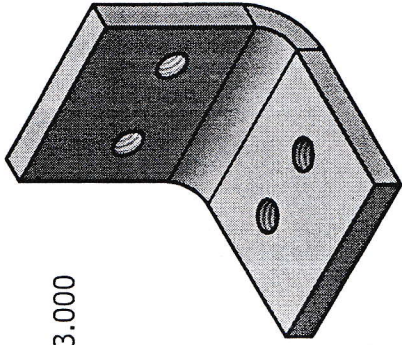
1

2

I

↕

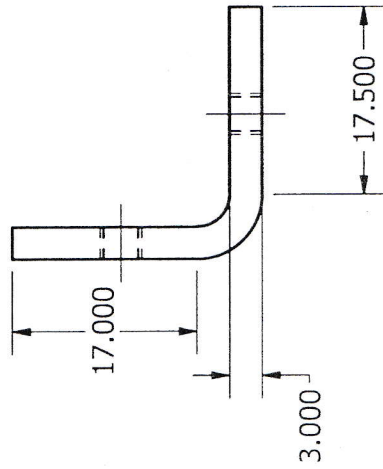
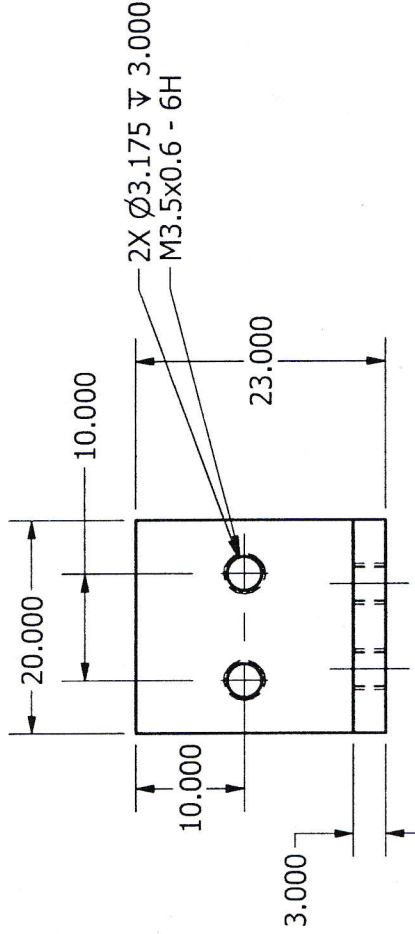
2



B

↕

A



B

↕

A

I

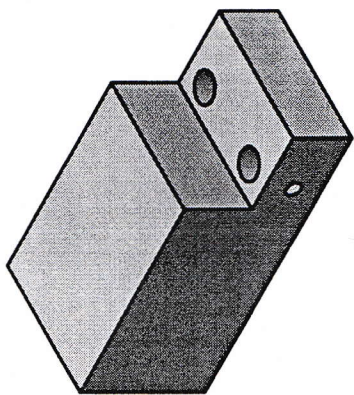
↕

2

FORMATO	NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
A	PLATINA		mm
	NO. DE PARTE:	ESCALA	TOTAL DE
	16	3/2	PÁGS 16
		NÚMERO DE	
		PÁGINA	
		12	

1

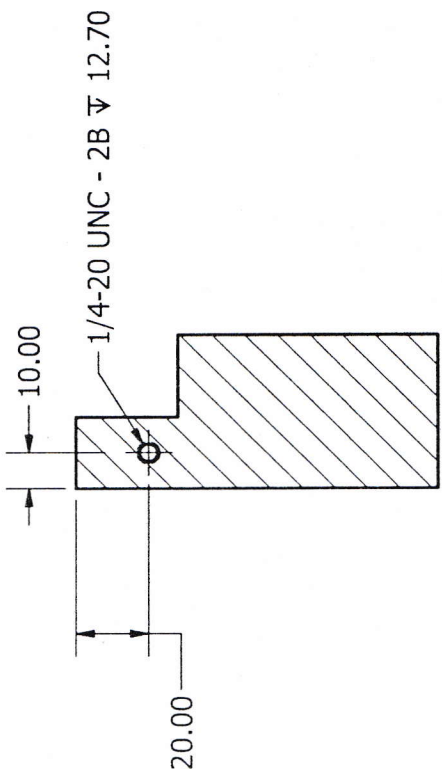
2



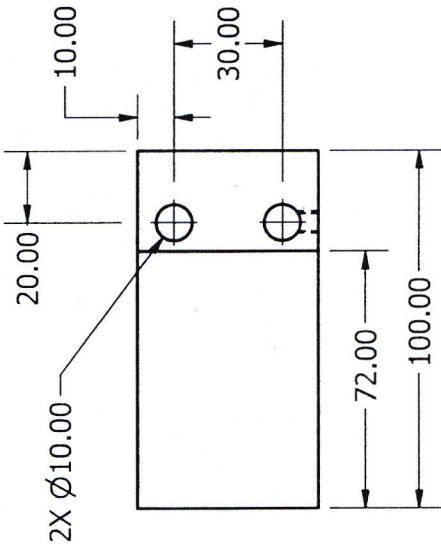
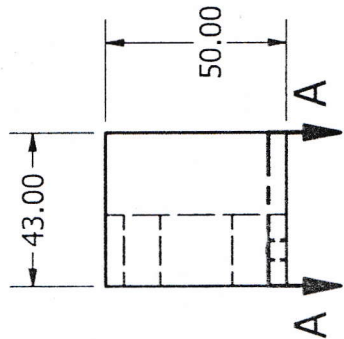
B



A



SECCIÓN A-A
ESCALA 1/2



FORMATO A	CIERRE DE PALETAS LATERALES-BASE		NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
	NO. DE PARTE:	ESCALA	NÚMERO DE	PÁGINA	mm
	17	1/2	13	16	TOTAL DE PÁGS

1

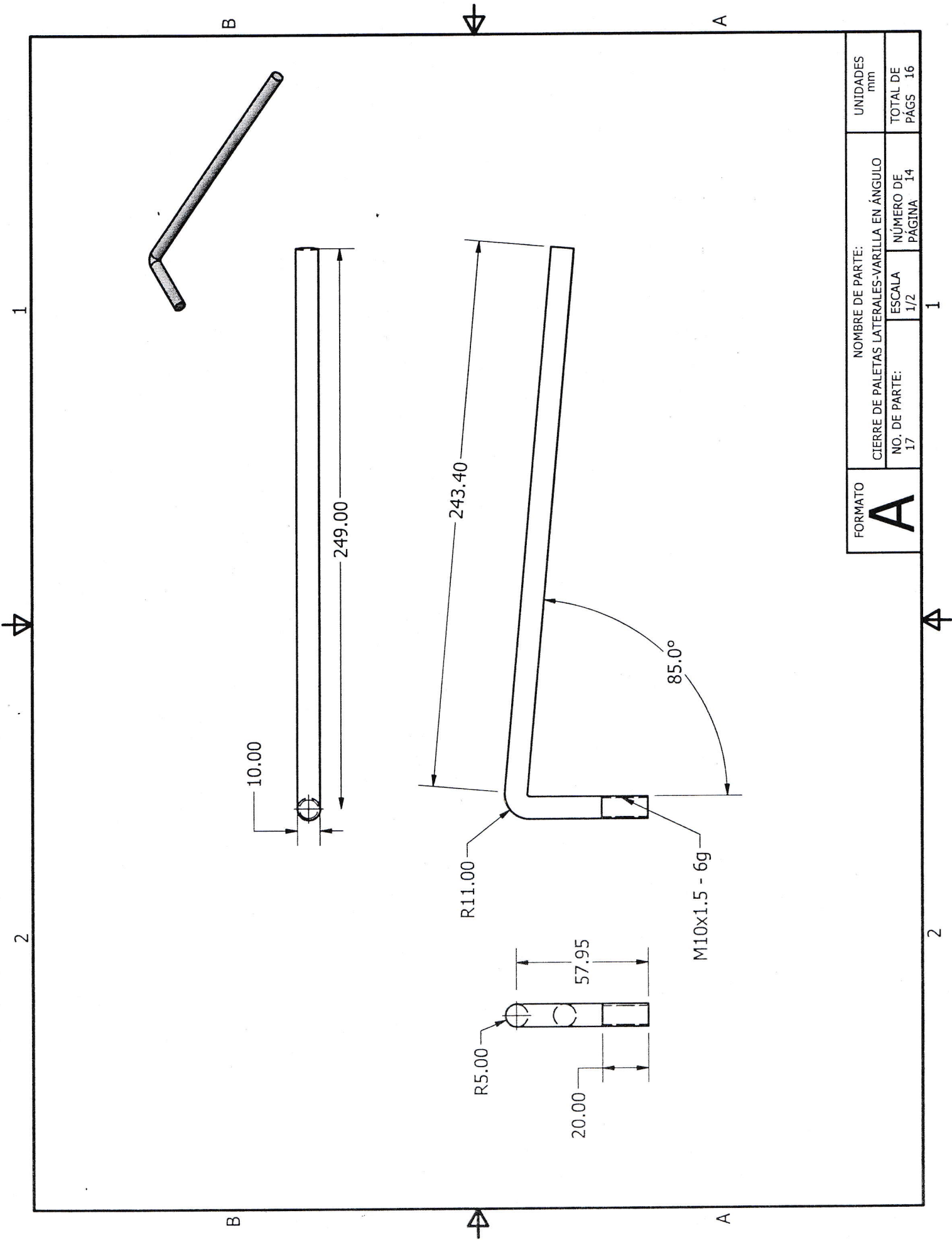
2



A



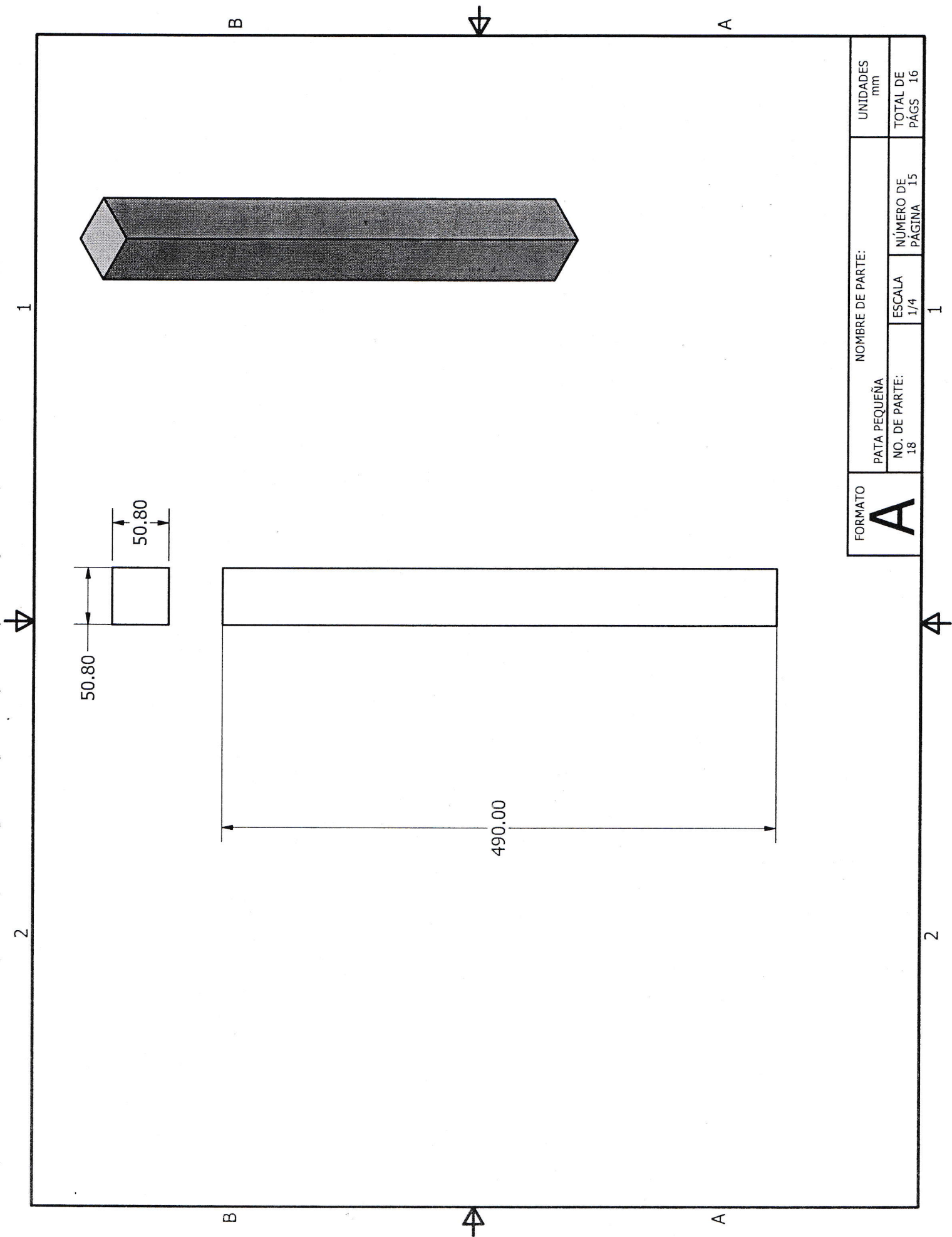
B



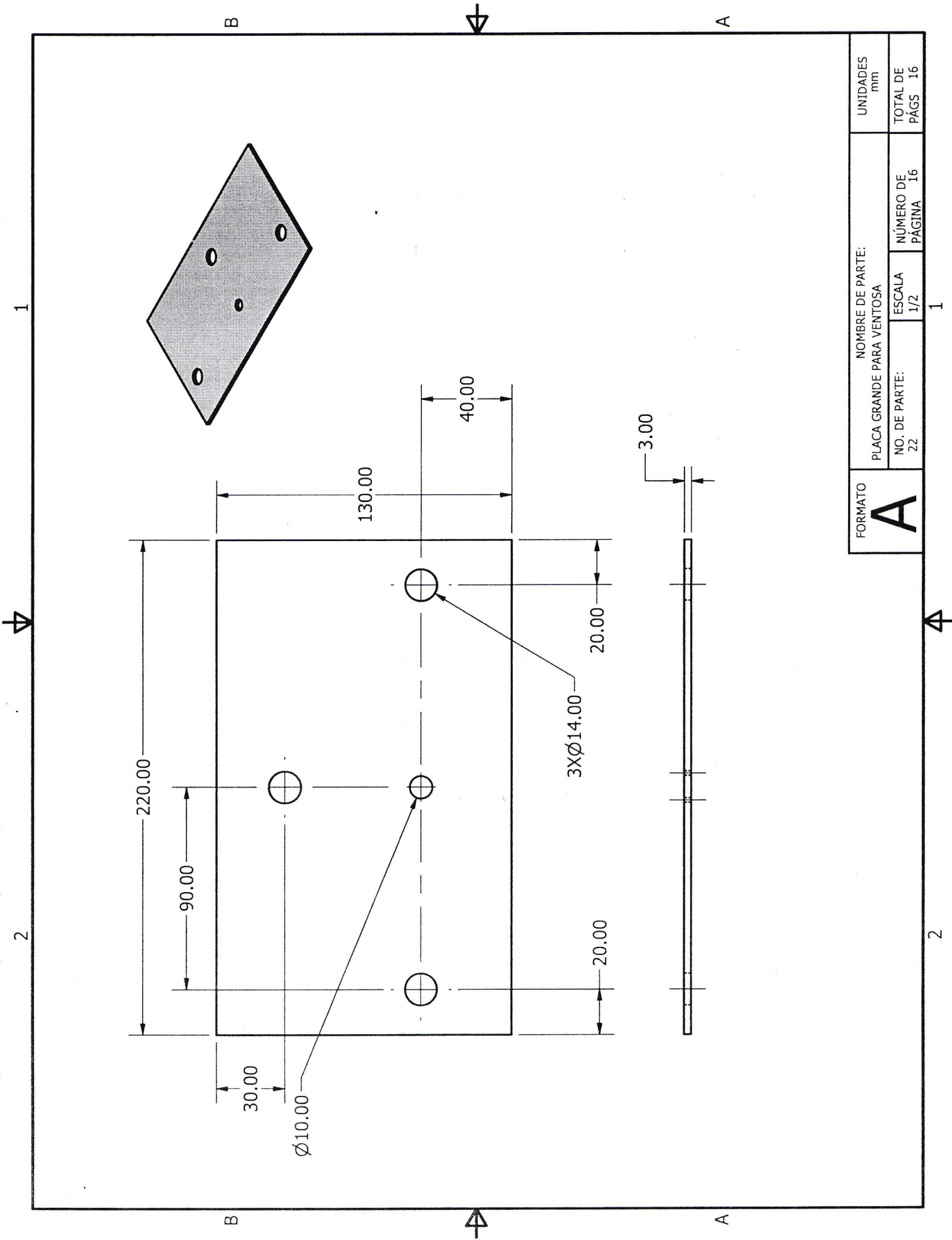
FORMATO A	NOMBRE DE PARTE: CIERRE DE PALETAS LATERALES-VARILLA EN ÁNGULO		UNIDADES mm
	NO. DE PARTE: 17	ESCALA 1/2	TOTAL DE PÁGS 16
	NÚMERO DE PÁGINA 14		

1

2



FORMATO A	PATA PEQUEÑA		NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
	NO. DE PARTE: 18	ESCALA 1/4	NÚMERO DE PAGINA 15	TOTAL DE PAGS 16	mm



FORMATO	NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
A	PLACA GRANDE PARA VENTOSA		mm
	NO. DE PARTE:	ESCALA	TOTAL DE
	22	1/2	PÁGS 16
			NÚMERO DE
			PÁGINA 16

1

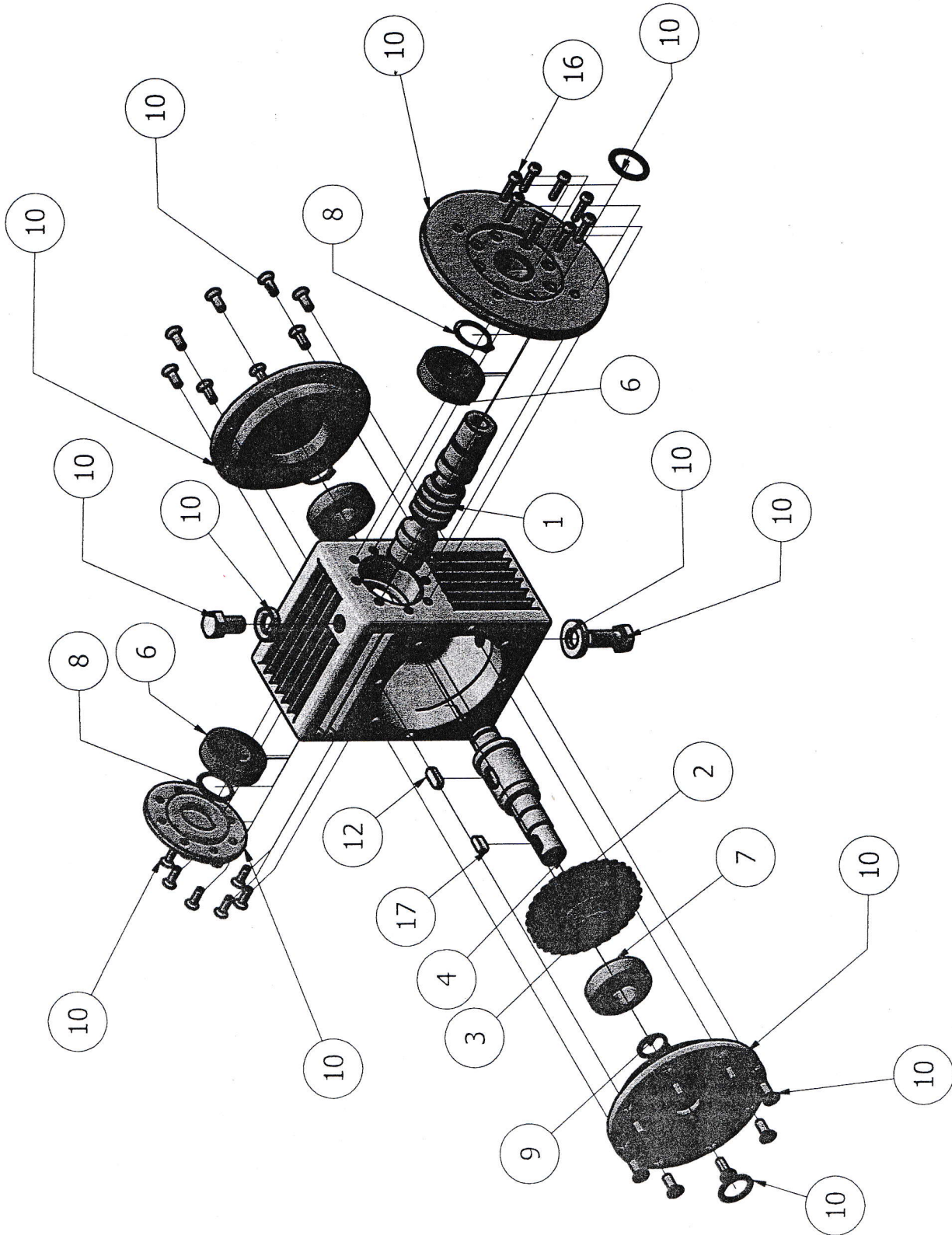
2

2

B

A

A



FORMATO A	NOMBRE DE PARTE: ENSAMBLE CAJA REDUCTORA		UNIDADES mm
	NO. DE PARTE: A	ESCALA 1:4	NÚMERO DE PÁGINA 1
			TOTAL DE PÁGS

1

4

2

B

A

A

PARTS LIST

ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Worm	
2	1	Worm Gear	
3	1	TUBO_CORONA	
4	1	Eje_corona	
5	1	Eje_tornillo_sinfin	
6	2	4T-32005X	Metric system sizes-
7	2	4T-30204	Metric system sizes-
8	2	ANSI B 27.7M - 3AMI-25	American National Standard Metric Tapered Retaining Rings
9	2	ANSI B 27.7M - 3AMI-20	American National Standard Metric Tapered Retaining Rings
10	1	Ensamble_caja_COMPLETO	
11	1	63_LEFT	
12	1	ISO 2491 - A 8 x 5 x 18	Thin parallel keys
13	4	ANSI B18.22.1 - 1/4 - narrow - Type A	Plain Washer (Inch)Type A and B
14	4	Washer GB 859-87 6	Single coil spring lock washers, Light type
15	4	ANSI/ASME B18.2.1 - 1/4-20 UNC - 0.5	Hex Bolt - UNC (Regular Thread - Inch)
16	8	Screw GB/T 2171.1 M5 x 20	Hexalobular socket cheese (short) head screws
17	1	DIN 6885 - A 6 x 6 x 14	Parallel Key

A	FORMATO		ENSAMBLE CARCASA		NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
							mm
	NO. DE PARTE:		ESCALA		NÚMERO DE		TOTAL DE
		1:4		PAGINA		PAGS	
				2		1	

B

A

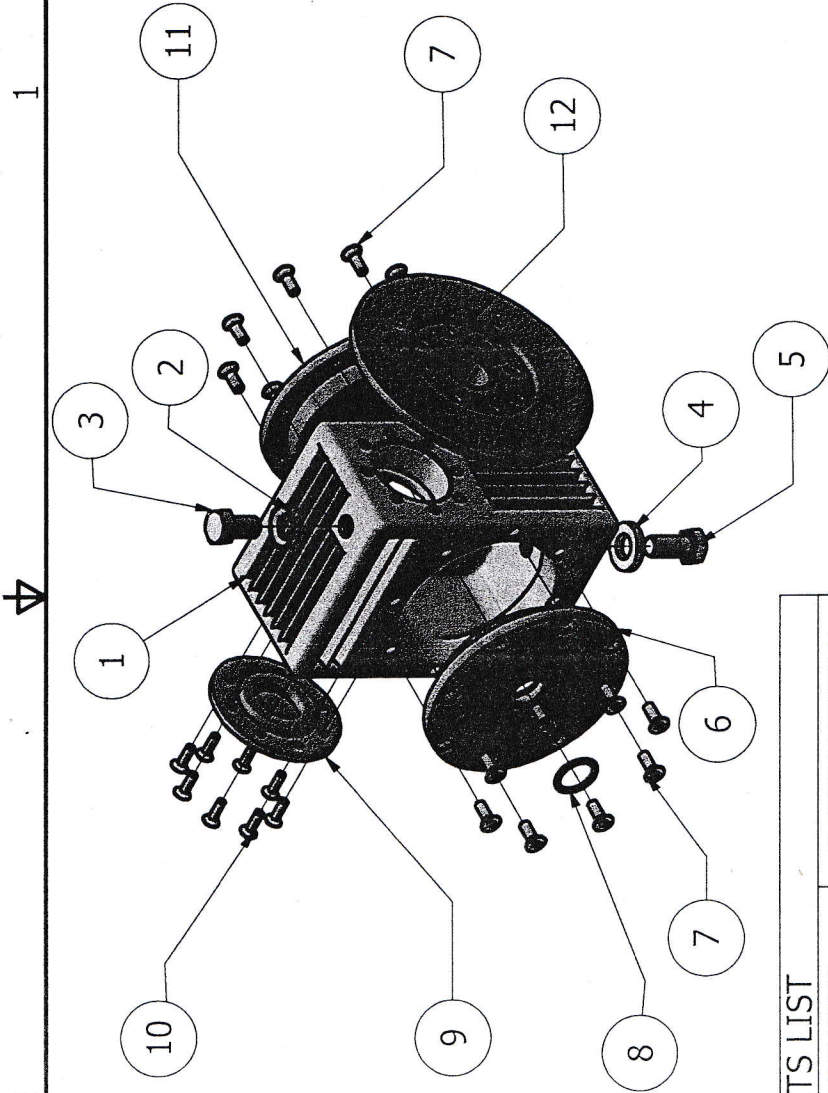
B

A

1

2

2



B



A

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Ensamblaje_final	
2	1	STN 24 3553 - 12	Washer
3	1	ANSI B18.2.3.5M - M12 x 1.75 x 20	Hex Bolt
4	1	IFI 542 - 12	Circular Washer
5	1	ISO 4017 - M12 x 25	Hexagon head
6	1	Tapa_corona_eje	
7	16	BS 4168 - M6 x 16	Hexagon socket
8	1	CSN 02 9310 - 20 x 26	Ring seal
9	1	Tapadera	
10	8	BS 4168 - M5 x 16	Hexagon socket
11	1	Tapa_corona_trasera	
12	1	CSN 02 9310 - 24 x 30	Ring seal

2

4

FORMATO

A

NOMBRE DE PARTE:

MATERIALES

NO. DE PARTE:

ESCALA

NÚMERO DE PÁGINA

2

UNIDADES

mm

TOTAL DE PÁGS

1

1

2

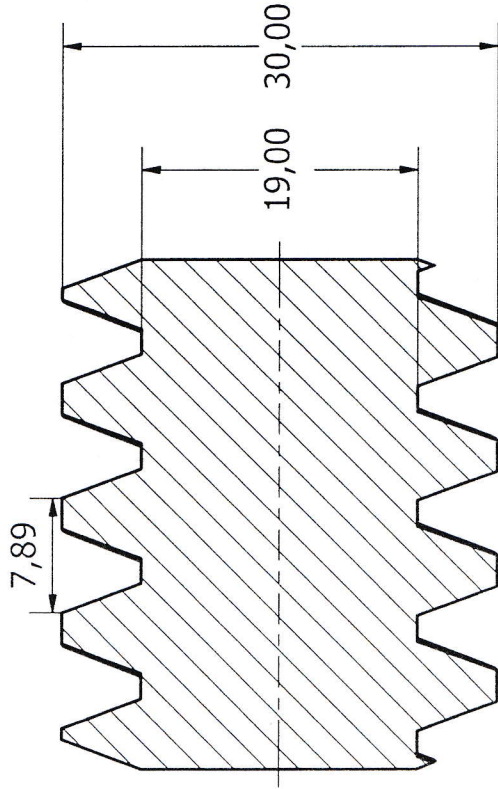
2



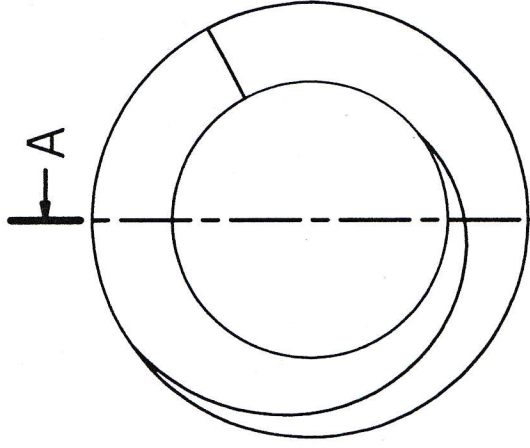
B

A

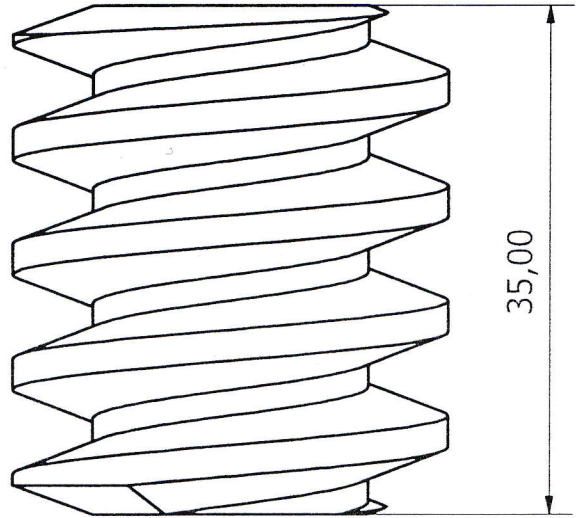
A



A-A (2:1)



A



35,00

FORMATO

A

TORNILLO SINFIN

NO. DE PARTE:
1

ESCALA
2:1

NÚMERO DE
PAGINA 4

NOMBRE DE PARTE:

UNIDADES
mm

TOTAL DE
PAGS

1

2

A

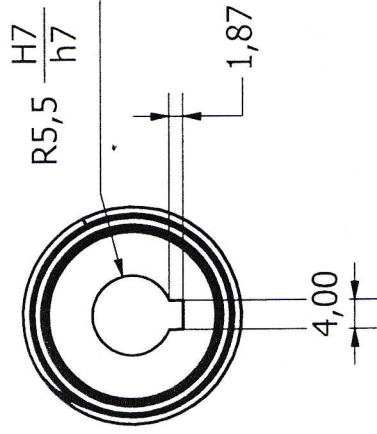
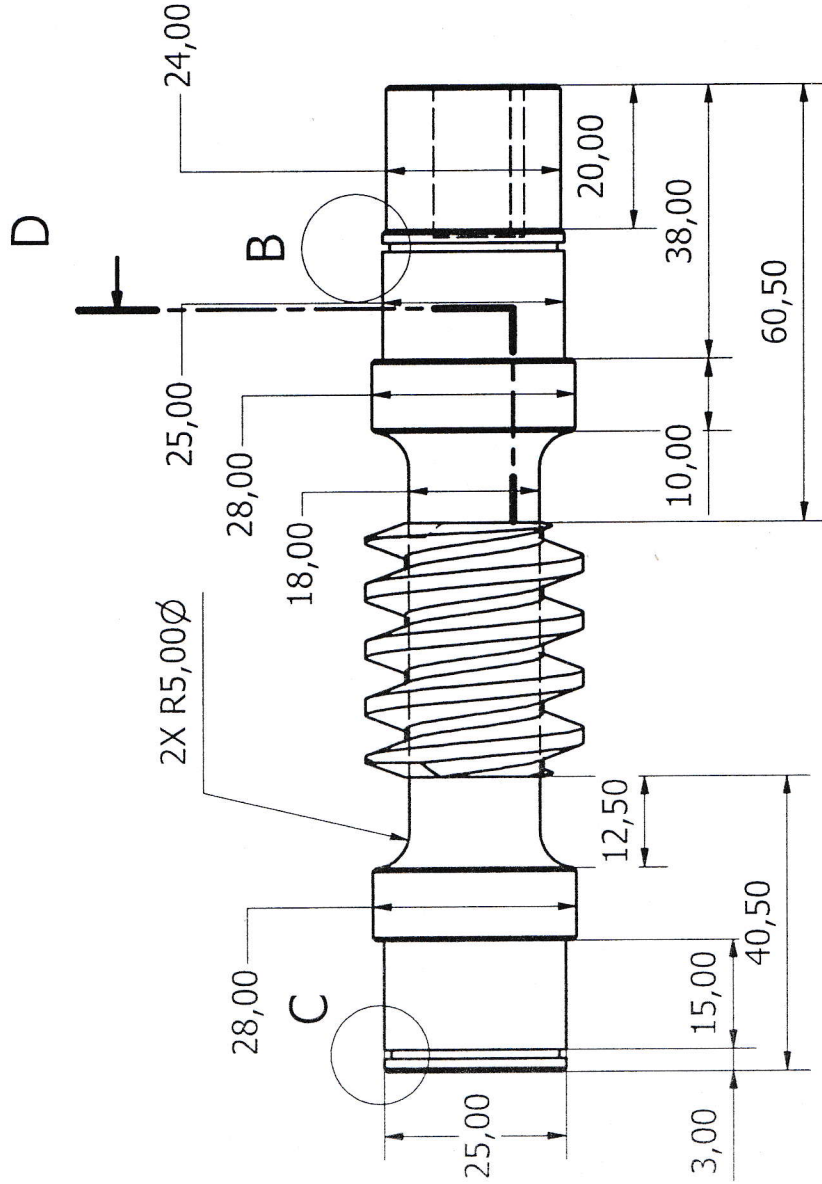
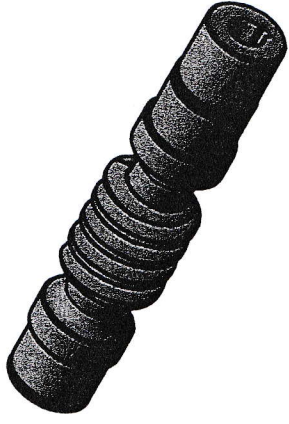
B

A

A

1

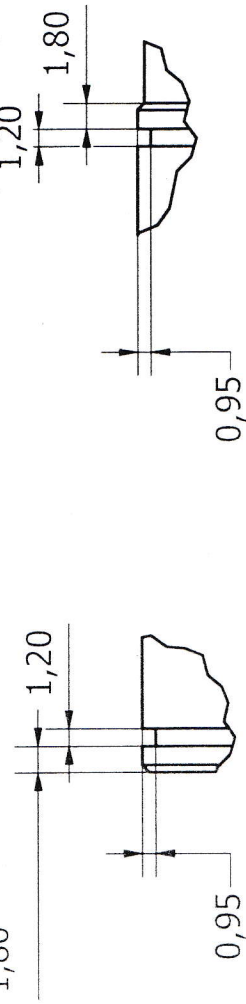
2



D-D (1:1)

B (2:1)

C (2:1)



NOTA: TODOS LOS CHAFLANES
0.1 mm, 45°.

FORMATO	NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
A	EJE TORNILLO SINFIN	ESCALA	TOTAL DE PÁGS
	NO. DE PARTE:	NÚMERO DE PÁGINA	5

1

2

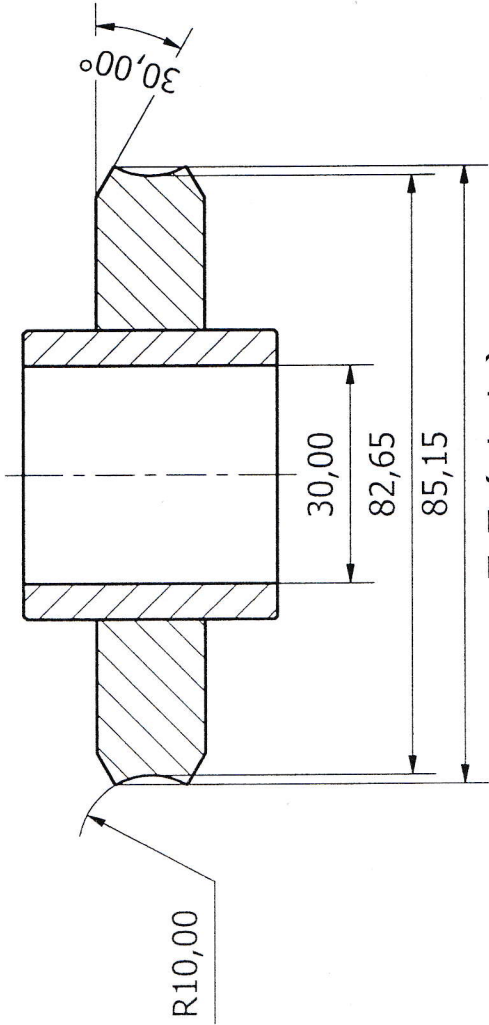
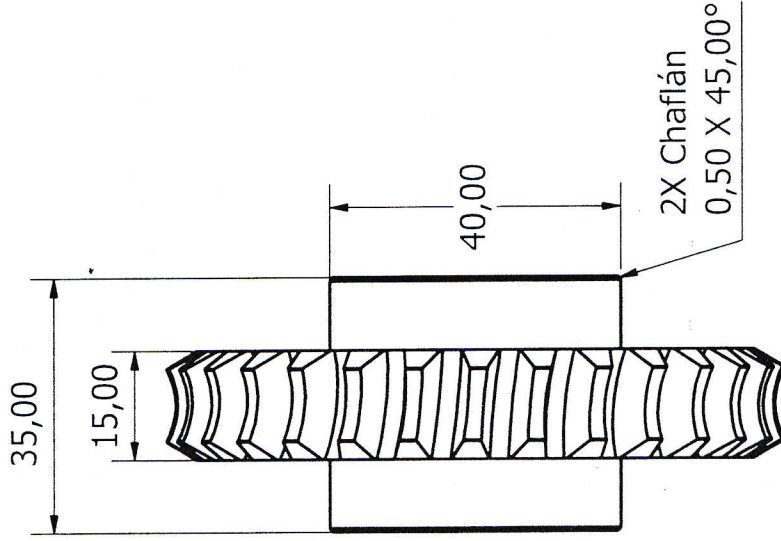
1

2

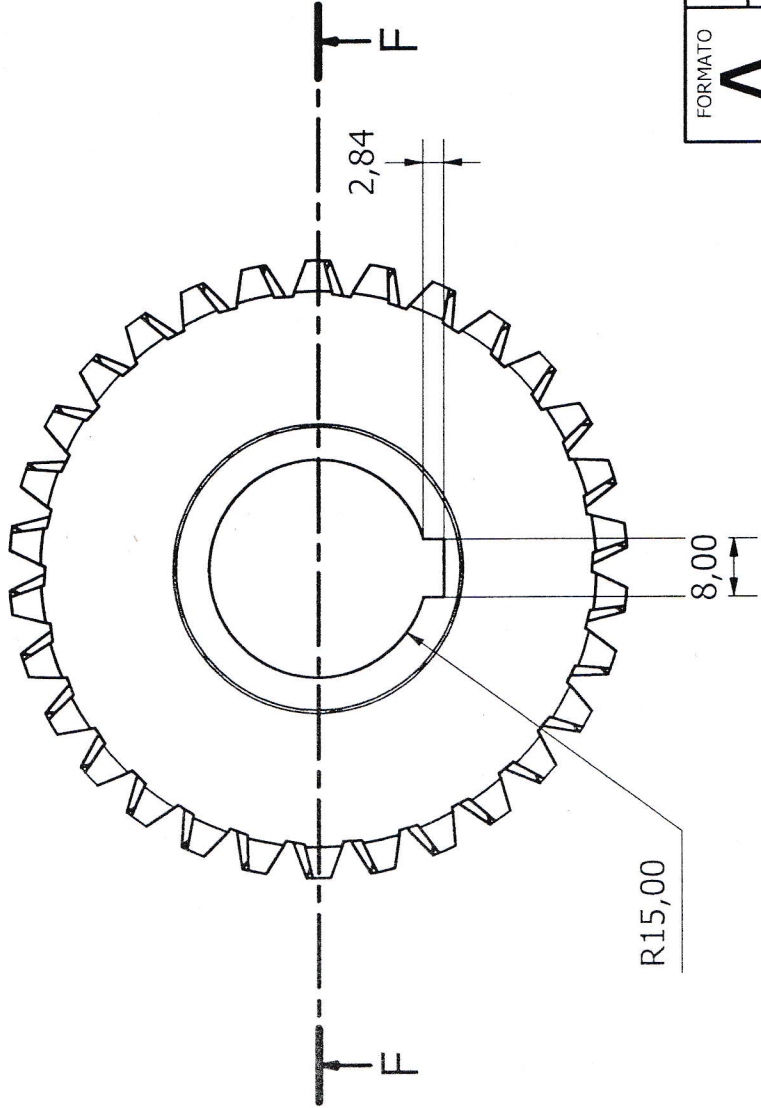


A

B



F-F (1:1)



FORMATO	NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
A			mm
CORONA	ESCALA	NÚMERO DE PÁGINA	TOTAL DE PÁGS
NO. DE PARTE:	6	6	

1

2



A

B

1

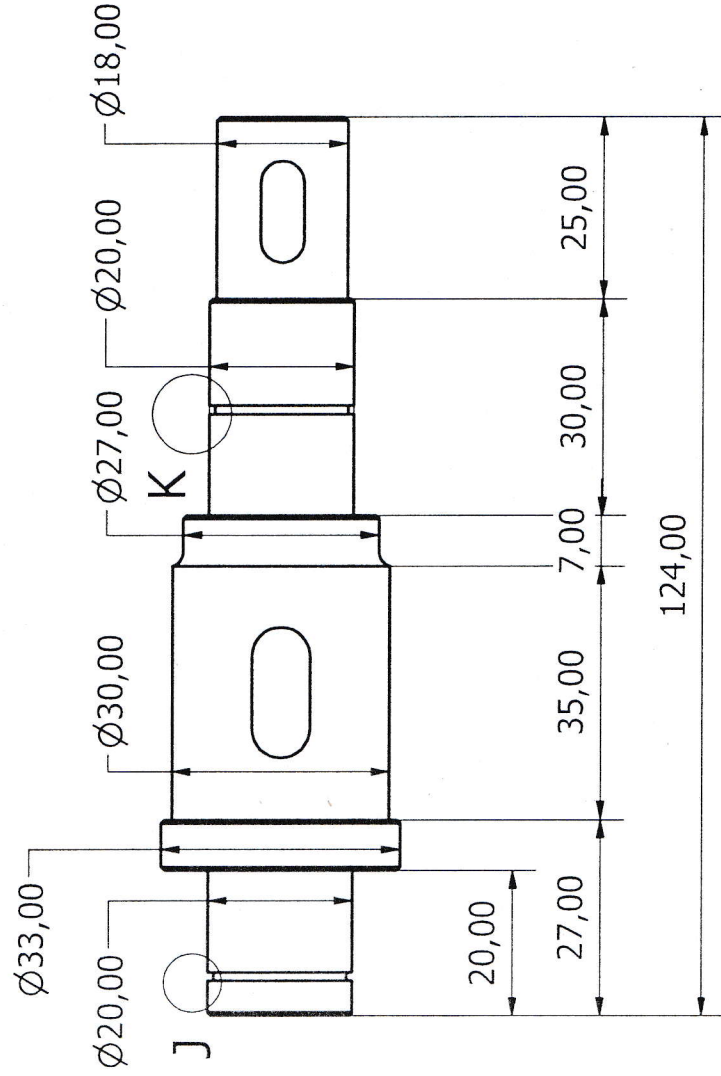
2

2

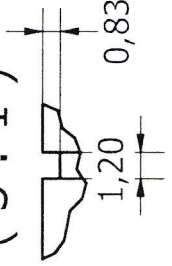
B

↕

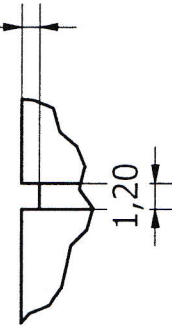
A



J (3:1)



K (3:1)



FORMATO	NOMBRE DE PARTE:		UNIDADES
A	EJE CORONA	ESCALA	mm
	NO. DE PARTE:	NÚMERO DE PÁGINA	TOTAL DE PÁGS
		7	

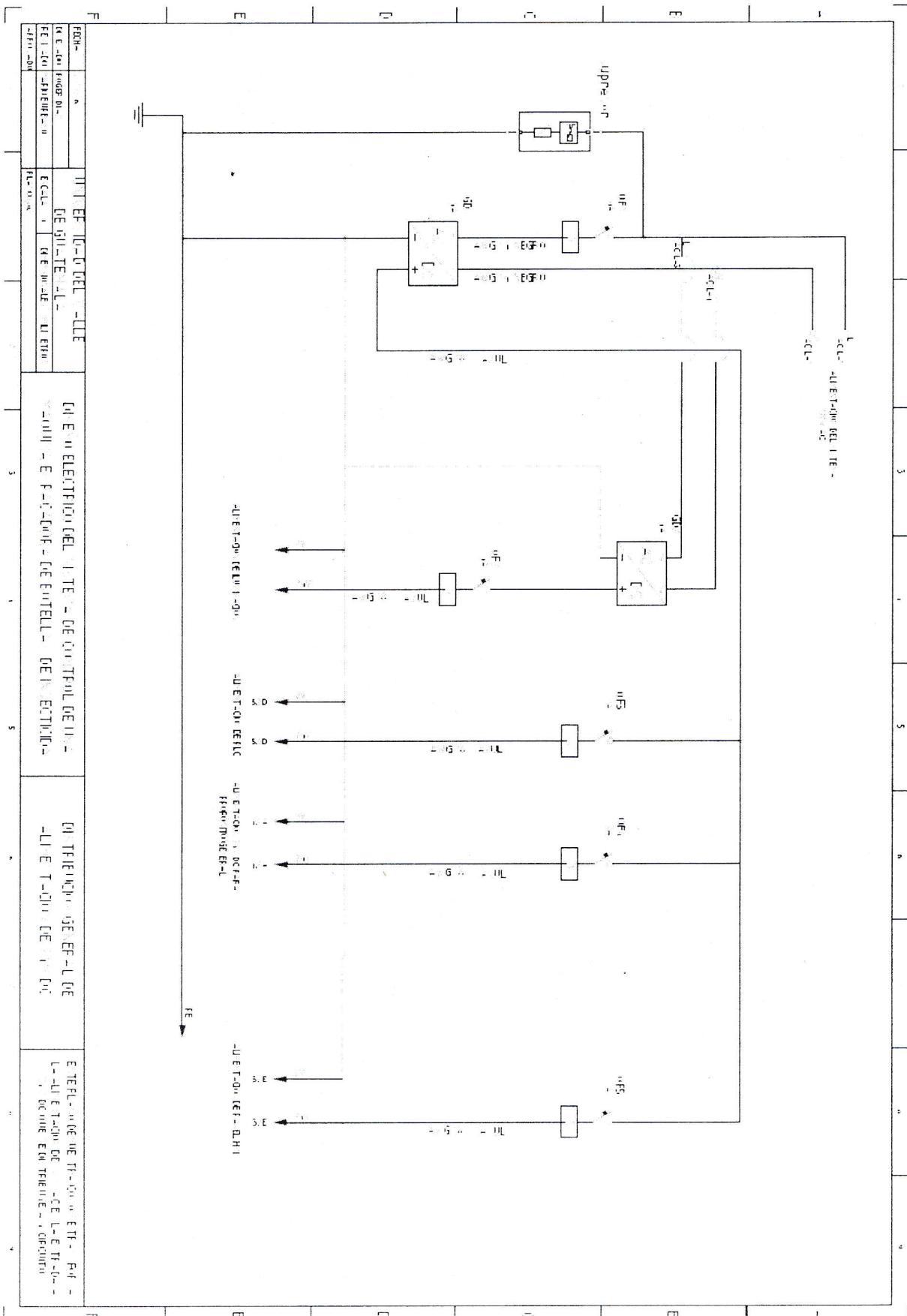
1

2

A

↕

B

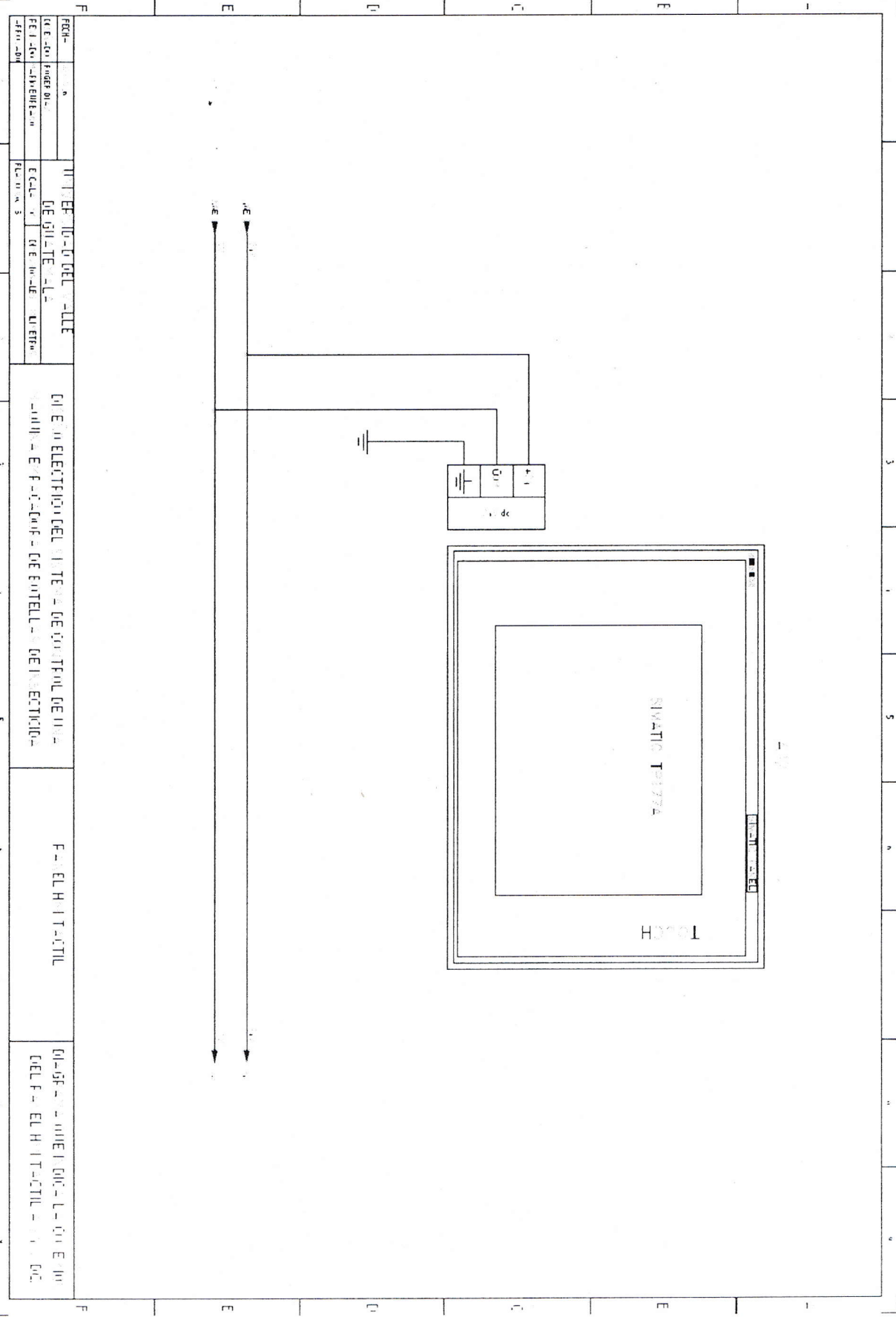


FECHA	PROYECTO	PLANO
15/05/2010	DE ALIMENTACION DEL I.T.E. DE LA ESTACION DE TRANSFORMACION	01

ALIMENTACION DEL I.T.E. DE CONTROL DE LA SUBESTACION DE LA ESTACION DE TRANSFORMACION

ALIMENTACION DEL I.T.E. DE LA ESTACION DE TRANSFORMACION

ALIMENTACION DEL I.T.E. DE LA ESTACION DE TRAFICACION

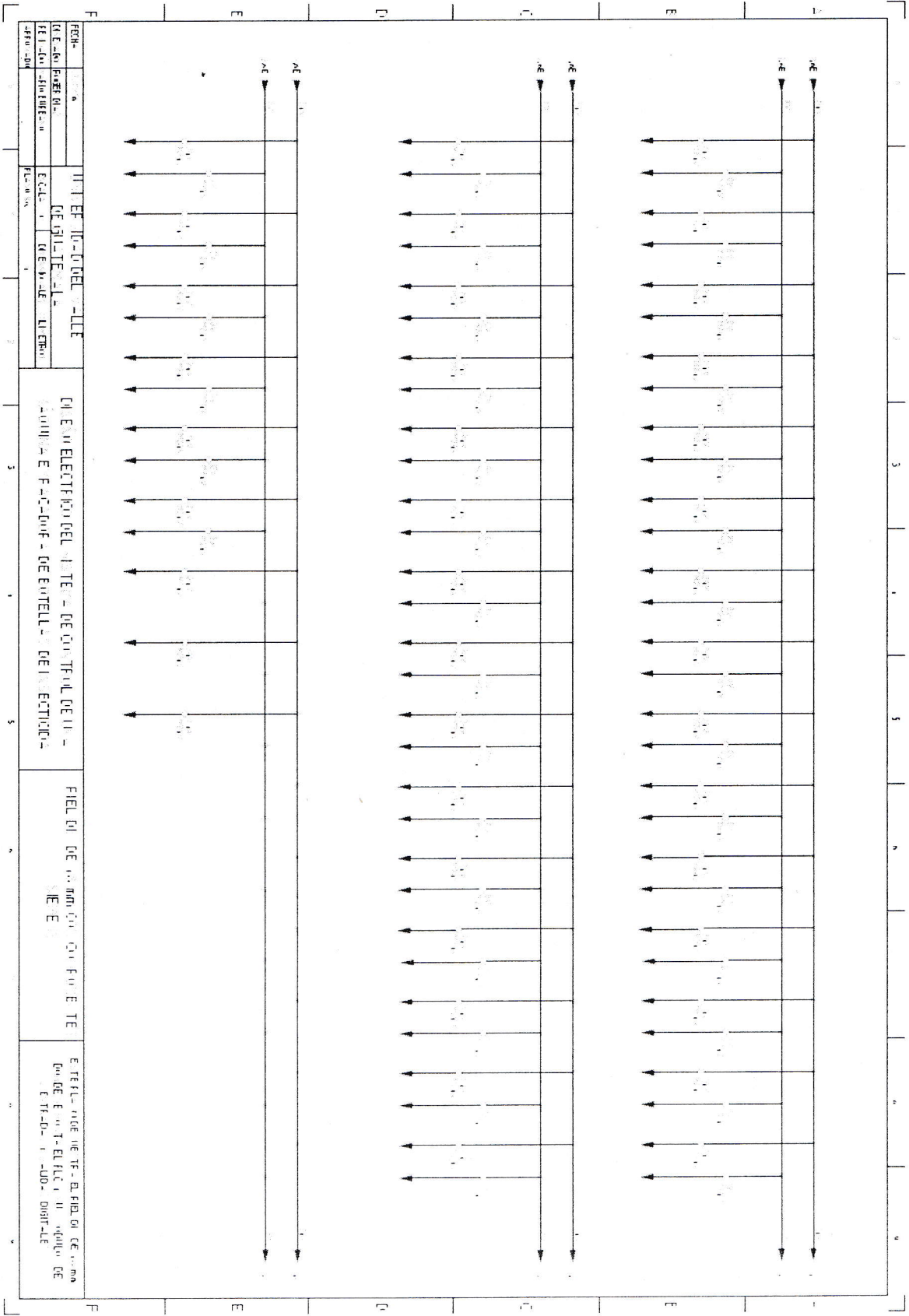


FECH-	a	UTILE	10-10	DEL	VALLE
FECH-	PROG. 01-	DE	GIL	TE	LA
FECH-	SYMBE-01	EC	LA	TE	LA
FECH-	01	PL	01	03	

CIL E IN ELECTRONICA DEL SISTEMA DE CONTROL DE UNO
 DE LOS ELEMENTOS DE ENTRENAMIENTO DEL SISTEMA

FASES DE TRABAJO

CLASE DE TRABAJO DE UNO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE TRABAJO

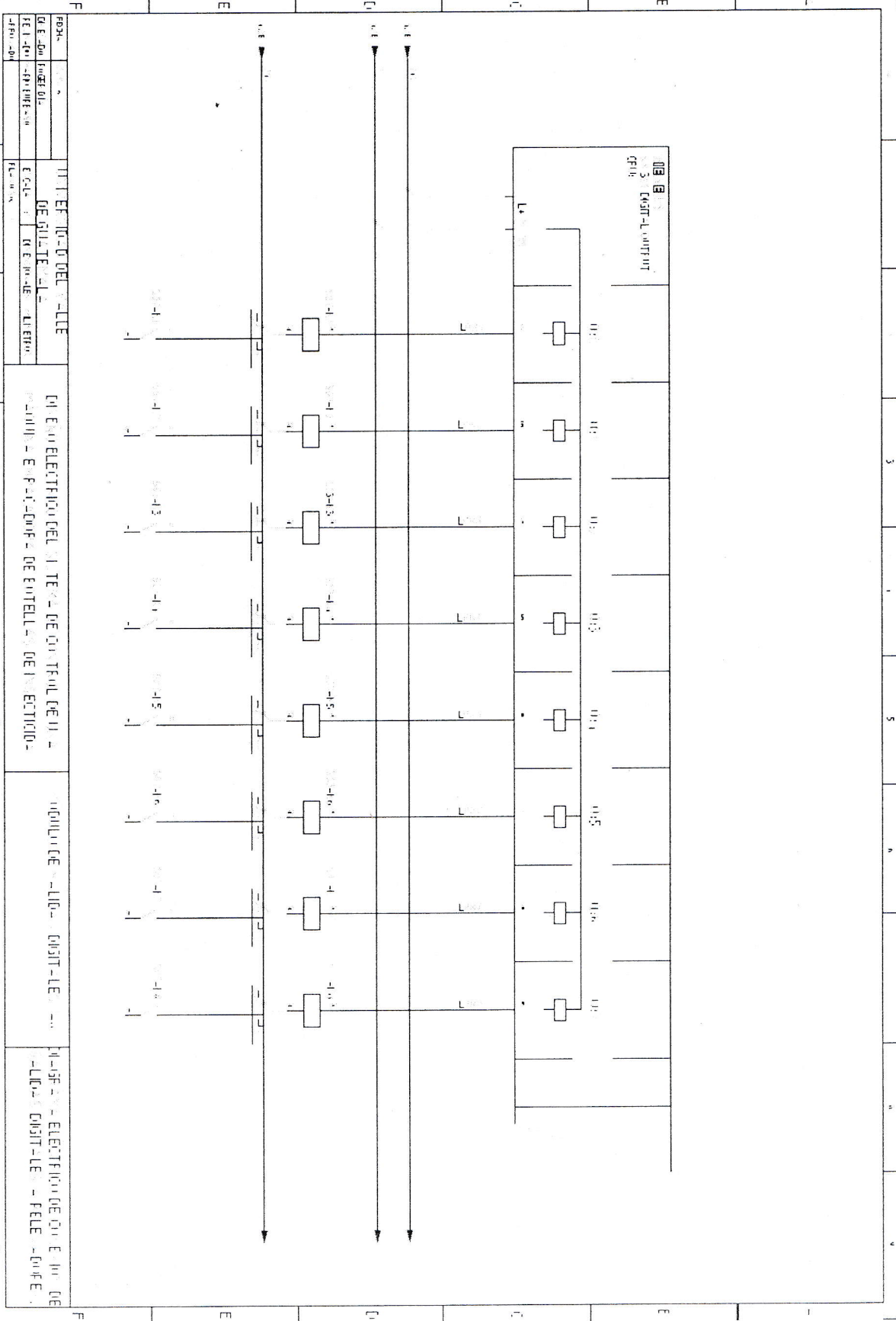


FECHA: _____
 PROYECTO: _____
 DEPARTAMENTO: _____
 ESCALA: _____
 FECHA DE ENTREGA: _____
 FECHA DE: _____

III EFECTO DE LA
 OBRAS DE RECONSTRUCCION DEL
 PLAN DE CALLES DE LA ZONA DE
 RECONSTRUCCION DE LA ZONA DE
 RECONSTRUCCION DE LA ZONA DE

PLAN DE RECONSTRUCCION DE LA ZONA DE
 RECONSTRUCCION DE LA ZONA DE
 RECONSTRUCCION DE LA ZONA DE

EFECTO DE LA RECONSTRUCCION DE LA ZONA DE
 RECONSTRUCCION DE LA ZONA DE
 RECONSTRUCCION DE LA ZONA DE



PROYECTO	INTERIOR DE LA PLANTA	DE ELECTRICIDAD DEL	DE ELECTRICIDAD DEL	DE ELECTRICIDAD DEL
CLIENTE	DE LA PLANTA	DE LA PLANTA	DE LA PLANTA	DE LA PLANTA
FECHA	DE LA PLANTA	DE LA PLANTA	DE LA PLANTA	DE LA PLANTA
PROYECTISTA	DE LA PLANTA	DE LA PLANTA	DE LA PLANTA	DE LA PLANTA
REVISOR	DE LA PLANTA	DE LA PLANTA	DE LA PLANTA	DE LA PLANTA

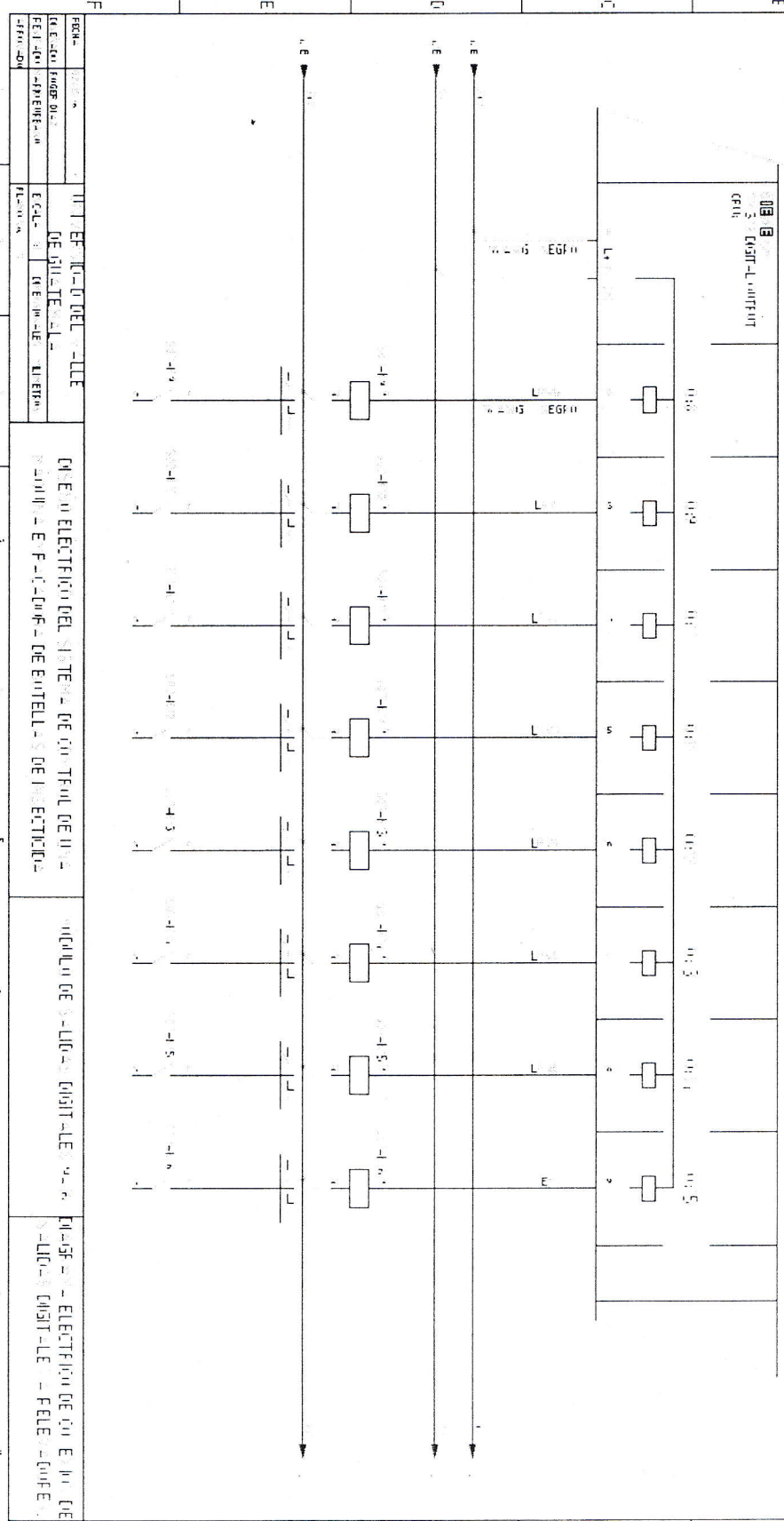
DE ELECTRICIDAD DEL

DE ELECTRICIDAD DEL

DE ELECTRICIDAD DEL

DE ELECTRICIDAD DEL

DE ELECTRICIDAD DEL

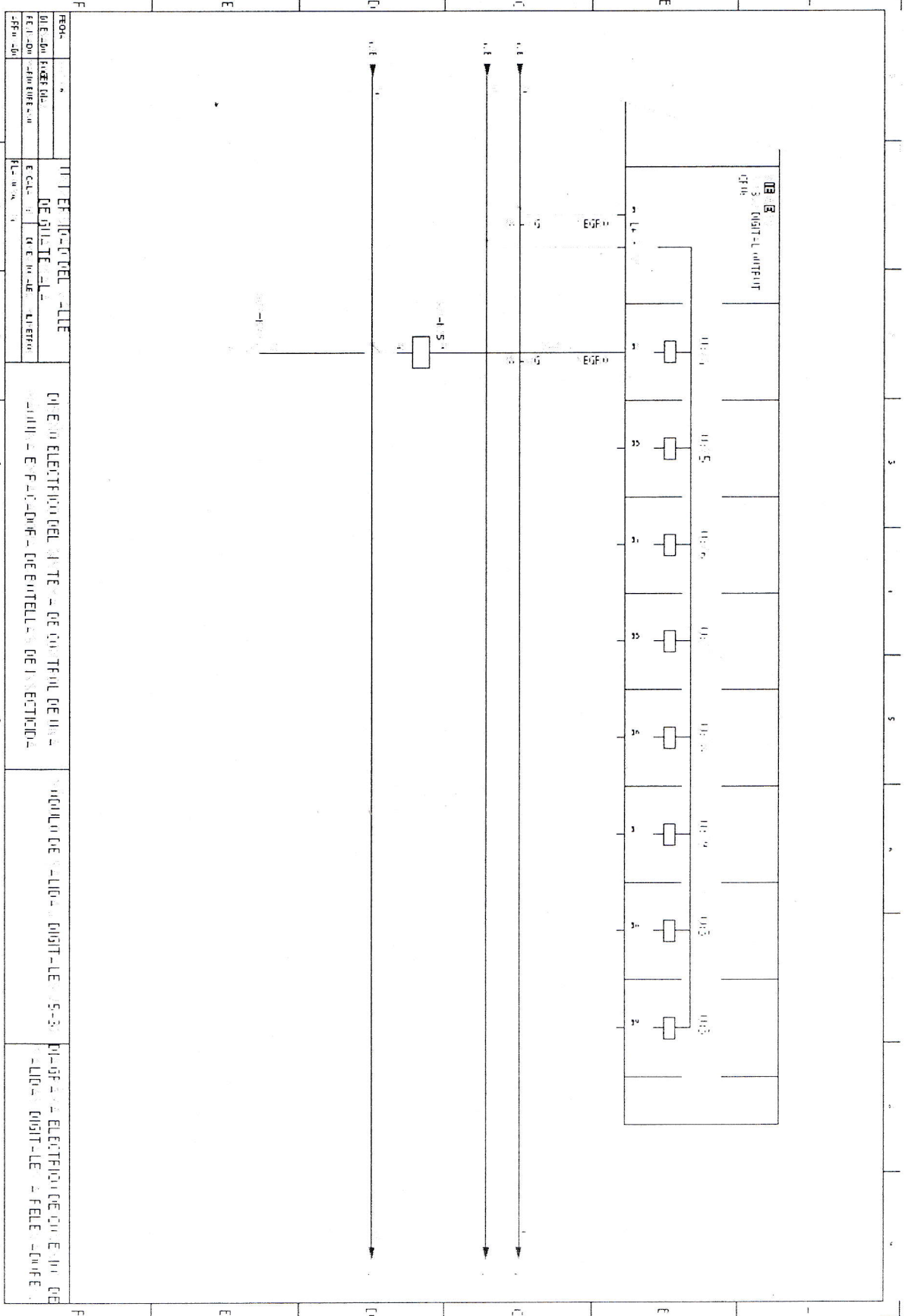


FECHA:	PROYECTO:	TIPO DE PROYECTO:	ALCALDIA:
FECHA DE ENTREGA:	NUMERO DE PROYECTO:	DE QUE TIPO DE PROYECTO:	DE QUE TIPO DE PROYECTO:
FECHA DE ENTREGA:	NUMERO DE PROYECTO:	DE QUE TIPO DE PROYECTO:	DE QUE TIPO DE PROYECTO:

OBJETIVO ELECTRICIDAD DEL SISTEMA DE CONTROL DE TRAFICO DE VEHICULOS EN EL PUNTO DE ENCRUCE DE LAS CALLES DE LA CALLE DE LA UNIV. DE LA PAZ

INDICACIONES DE LOS CABLES, INTERRUPTORES Y LAMPARAS

INDICACIONES DE LA ELECTRICIDAD DEL SISTEMA DE CONTROL DE TRAFICO DE VEHICULOS EN EL PUNTO DE ENCRUCE DE LAS CALLES DE LA CALLE DE LA UNIV. DE LA PAZ



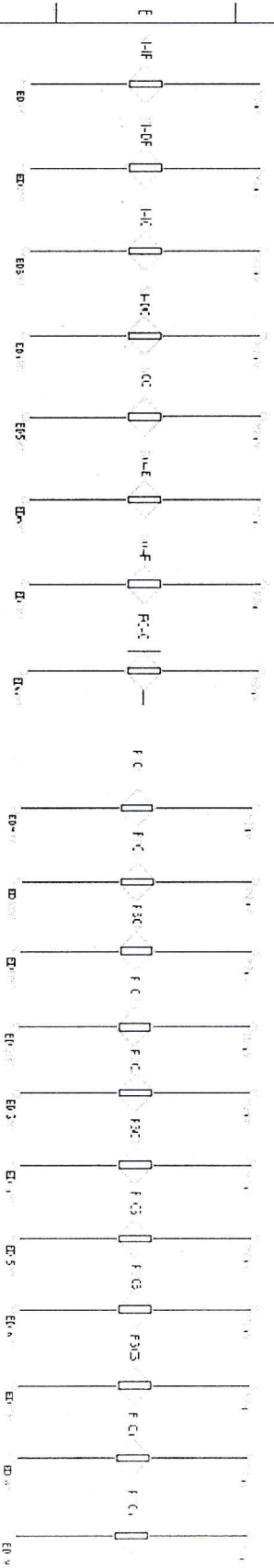
REG-01	REG-02	REG-03	REG-04	REG-05	REG-06	REG-07	REG-08
REG-01	REG-02	REG-03	REG-04	REG-05	REG-06	REG-07	REG-08
REG-01	REG-02	REG-03	REG-04	REG-05	REG-06	REG-07	REG-08
REG-01	REG-02	REG-03	REG-04	REG-05	REG-06	REG-07	REG-08

CH E IN ELECTRONICA DE LA TECNICA DE CONTROL DE UNAS
 (MIDI) - E F A C I O N E S DE ENTRENAMIENTO DE INGENIEROS

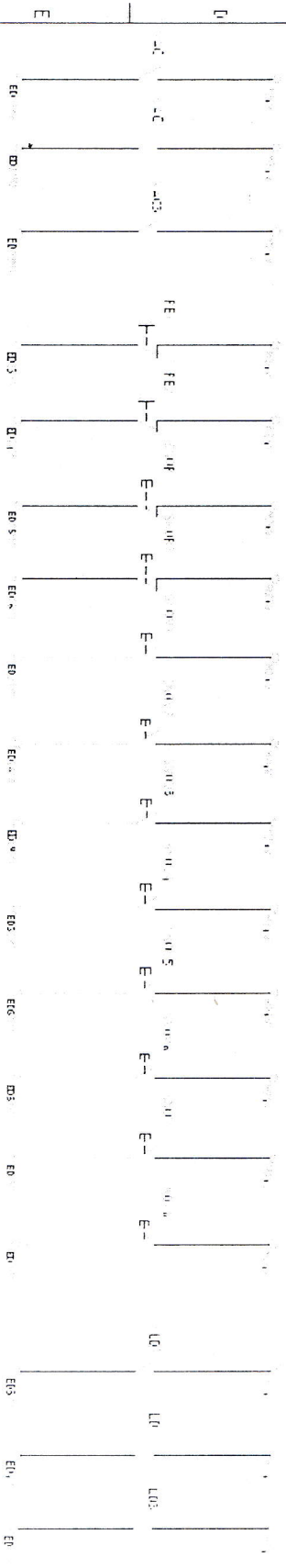
INSTRUMENTACION DIGITAL - 5-3

INSTRUMENTACION DIGITAL - 5-3

SENSIFES DE PROXIMIDAD



VACUOSTATOS



FULSADORES

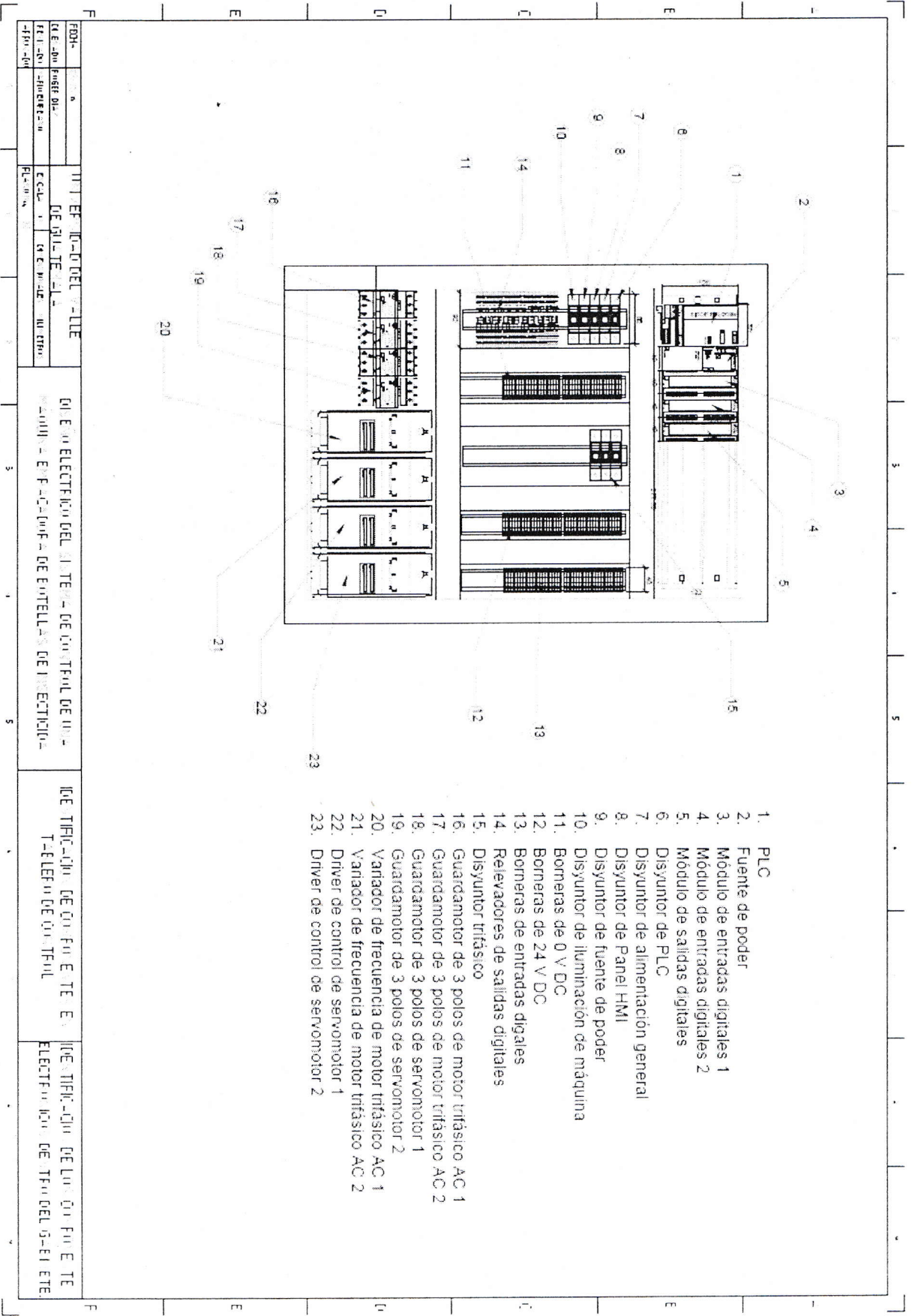
REFRANJES

FE-01	FE-02	FE-03	FE-04	FE-05	FE-06	FE-07	FE-08	FE-09	FE-10	FE-11	FE-12	FE-13	FE-14	FE-15	FE-16
FE-17	FE-18	FE-19	FE-20	FE-21	FE-22	FE-23	FE-24	FE-25	FE-26	FE-27	FE-28	FE-29	FE-30	FE-31	FE-32

DE ELECTRICIDAD DE LA EMPRESA DE ENERGIAS ELÉCTRICAS DE ESPAÑA

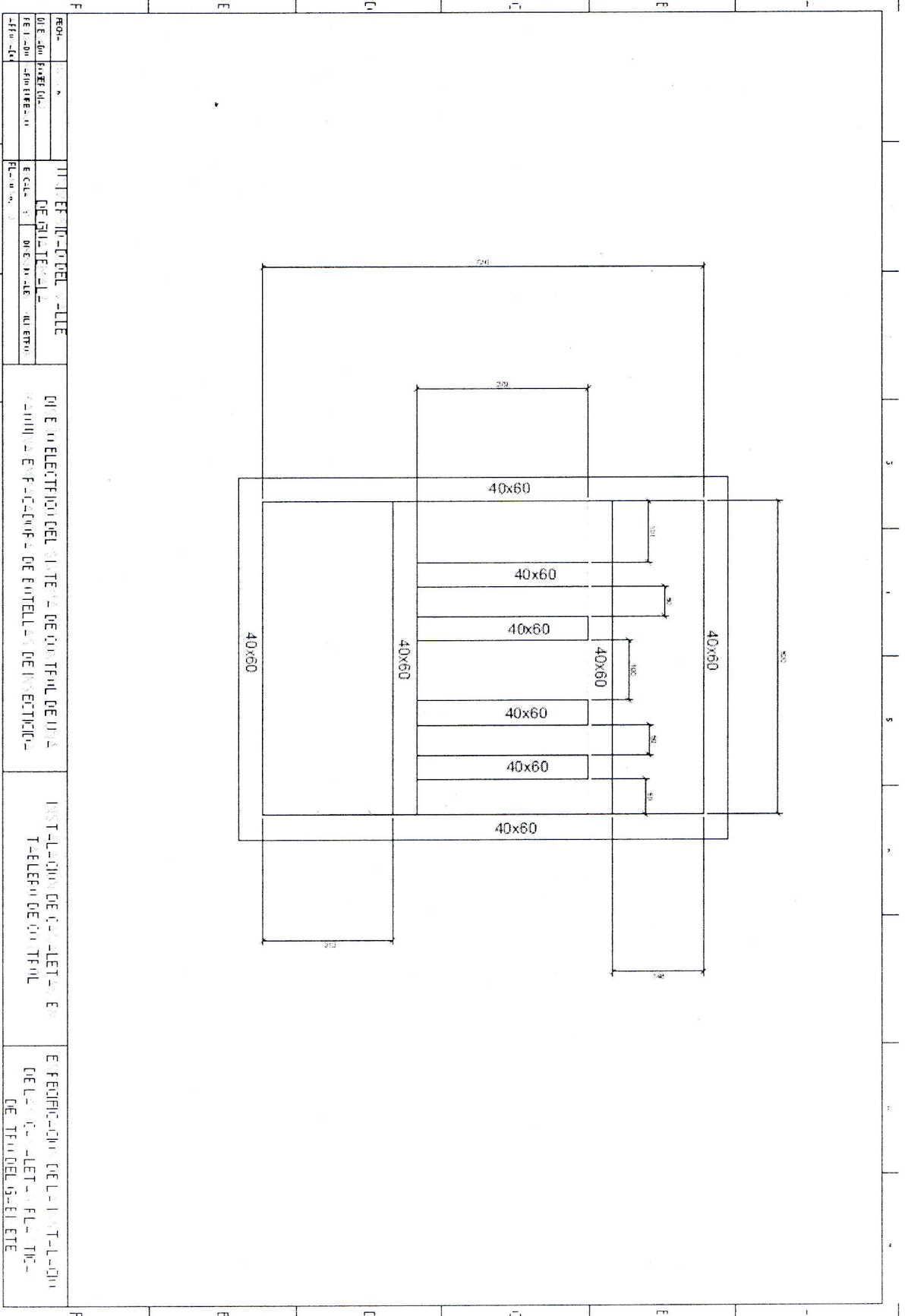
DE LA EMPRESA DE ENERGIAS ELÉCTRICAS DE ESPAÑA

DE LA EMPRESA DE ENERGIAS ELÉCTRICAS DE ESPAÑA



1. PLC
2. Fuente de poder
3. Módulo de entradas digitales 1
4. Módulo de entradas digitales 2
5. Módulo de salidas digitales
6. Disyuntor de PLC
7. Disyuntor de alimentación general
8. Disyuntor de Panel HMI
9. Disyuntor de fuente de poder
10. Disyuntor de iluminación de máquina
11. Borneras de 0 V DC
12. Borneras de 24 V DC
13. Borneras de entradas digitales
14. Relevadores de salidas digitales
15. Disyuntor trifásico
16. Guardamotor de 3 polos de motor trifásico AC 1
17. Guardamotor de 3 polos de motor trifásico AC 2
18. Guardamotor de 3 polos de servomotor 1
19. Guardamotor de 3 polos de servomotor 2
20. Variador de frecuencia de motor trifásico AC 1
21. Variador de frecuencia de motor trifásico AC 2
22. Driver de control de servomotor 1
23. Driver de control de servomotor 2

FECHA:	PROYECTO:	UBICACIÓN:	CLIENTE:
15/03/2023	PROYECTO DE CONTROL DE UNA MÁQUINA DE ENTELLAS DE INGENIERÍA	INDUSTRIA DE CONTROL DE ENTELLAS DE INGENIERÍA	INDUSTRIA DE CONTROL DE ENTELLAS DE INGENIERÍA
PROYECTO:	UBICACIÓN:	CLIENTE:	INDUSTRIA DE CONTROL DE ENTELLAS DE INGENIERÍA
15/03/2023	PROYECTO DE CONTROL DE UNA MÁQUINA DE ENTELLAS DE INGENIERÍA	INDUSTRIA DE CONTROL DE ENTELLAS DE INGENIERÍA	INDUSTRIA DE CONTROL DE ENTELLAS DE INGENIERÍA

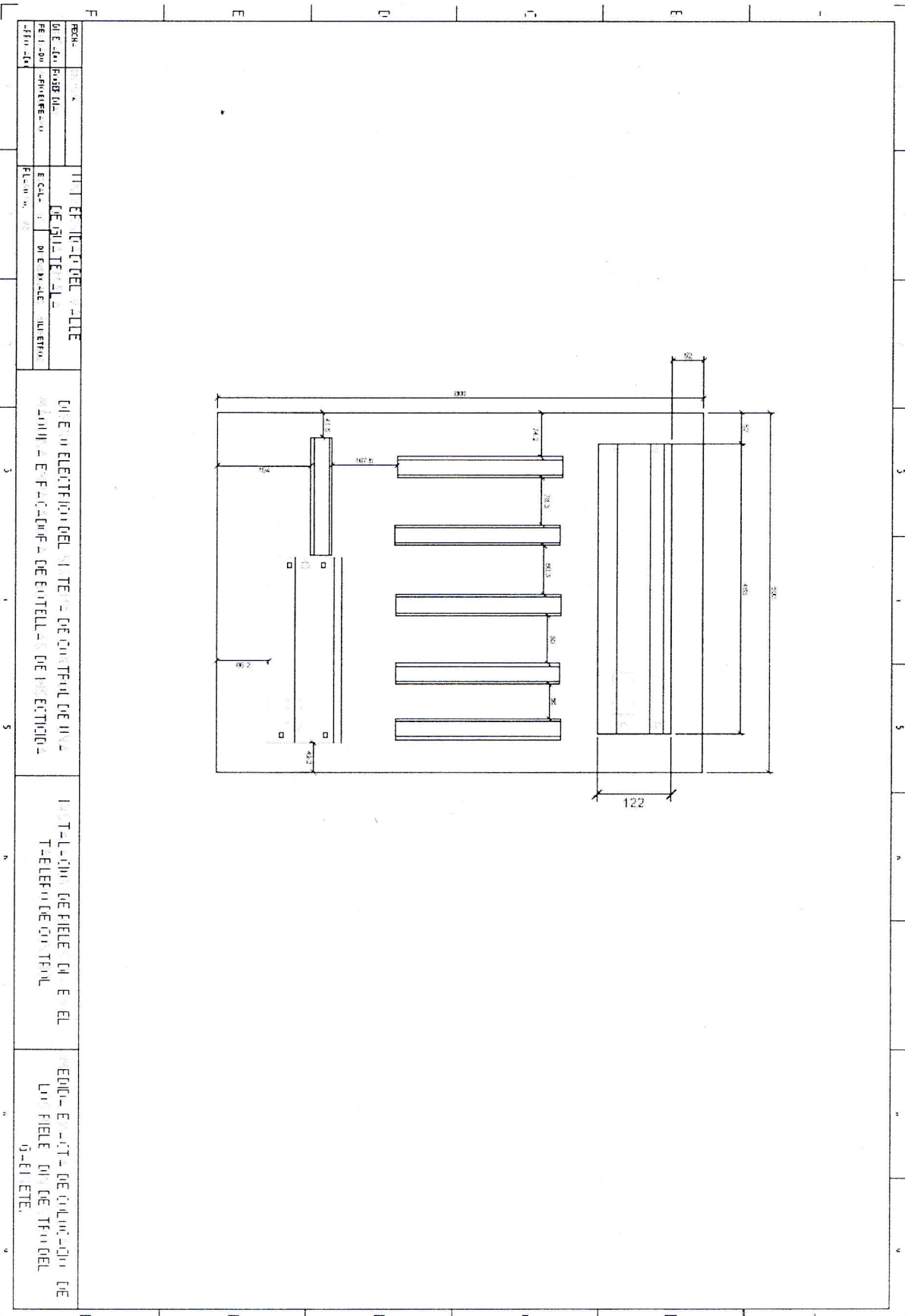


REDA	PROYECTO	PROYECTO DEL SUELO	INSTALACION DE CONDUCTOS DE TELEFONIA EN	EJECUCION DE LA INSTALACION
DE DISEÑO	DE DISEÑO	DE DISEÑO	DE DISEÑO	DE DISEÑO
DE DISEÑO	DE DISEÑO	DE DISEÑO	DE DISEÑO	DE DISEÑO
DE DISEÑO	DE DISEÑO	DE DISEÑO	DE DISEÑO	DE DISEÑO
DE DISEÑO	DE DISEÑO	DE DISEÑO	DE DISEÑO	DE DISEÑO

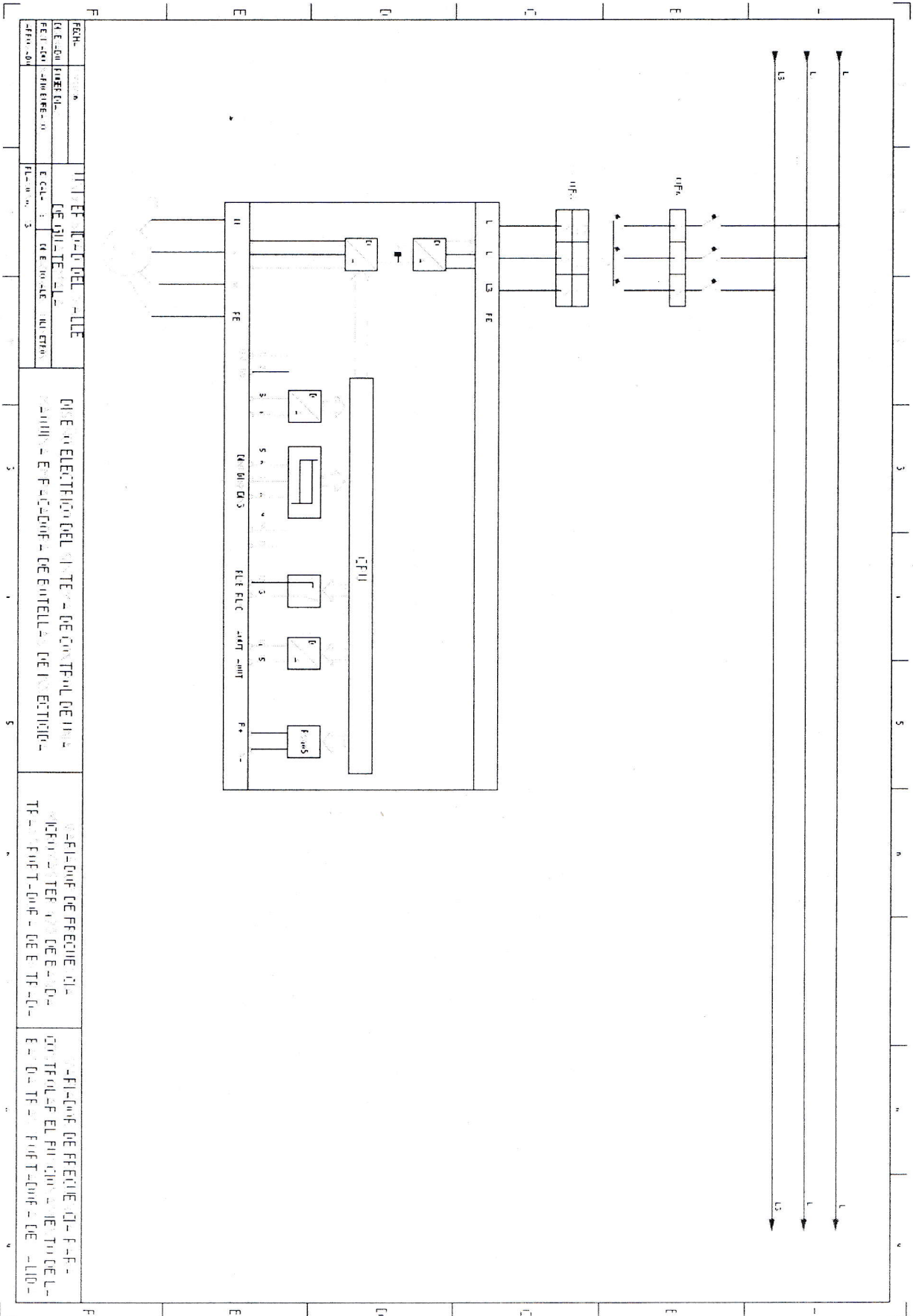
OBJETIVO DEL SISTEMA DE CONDUCTOS DE TELEFONIA EN LA ENFASCACION DE ENTUBOS DE INSTALACION

INSTALACION DE CONDUCTOS DE TELEFONIA EN

EJECUCION DE LA INSTALACION DE CONDUCTOS DE TELEFONIA EN



FECHA:	15/05/2018	PROYECTO:	INSTALACIÓN DE FIELES EN EL TUBERÍA DE CONCRETO	EDIFICIO:	EDIFICIO DE CONTROL DE UN SISTEMA DE FUNDICIÓN DE ENTUBOS DE CONCRETO
DISEÑADOR:	ING. JUAN CARLOS GARCÍA	CLIENTE:	COMPAÑÍA DE FUNDICIÓN DE ENTUBOS DE CONCRETO	PROYECTO:	INSTALACIÓN DE FIELES EN EL TUBERÍA DE CONCRETO
REVISOR:	ING. JUAN CARLOS GARCÍA	PROYECTO:	INSTALACIÓN DE FIELES EN EL TUBERÍA DE CONCRETO	PROYECTO:	INSTALACIÓN DE FIELES EN EL TUBERÍA DE CONCRETO
APROBADO:	ING. JUAN CARLOS GARCÍA	PROYECTO:	INSTALACIÓN DE FIELES EN EL TUBERÍA DE CONCRETO	PROYECTO:	INSTALACIÓN DE FIELES EN EL TUBERÍA DE CONCRETO



FEH-	FEH-	FEH-	FEH-
FEH-001	FEH-001	FEH-001	FEH-001
FEH-002	FEH-002	FEH-002	FEH-002
FEH-003	FEH-003	FEH-003	FEH-003

DE E IN ELECTRICI ON DEL A N T E N A DE CONTROL DE UN A
 MANI O B R A E N F A C I L I T A D A DE ENT E L L A S DE I N S T A L A C I O N

DE F A C I L I T A D A DE EF E C T U A R C I A
 M O D I F I C A C I O N E S DE E N T E L L A S
 T I P I C A S DE F A C I L I T A D A DE E T F A C I L I T A D A

DE F A C I L I T A D A DE EF E C T U A R C I A
 M O D I F I C A C I O N E S DE E N T E L L A S
 T I P I C A S DE F A C I L I T A D A DE E T F A C I L I T A D A

XIII. GLOSARIO

1. ASCII: código para identificar caracteres alfanuméricos.
2. Canbus: controller area network.
3. Coeficiente de fricción: rozamiento que expresa oposición al deslizamiento entre dos superficies o cuerpos que se encuentran en contacto.
4. *CRDR*: Cyclic Request Data with Reply.
5. *CSR*: Cyclic Send and Request Data.
6. Embalaje: Empaque, caja, o cualquier envoltura que protege un producto u objeto que se desea transportar.
7. Factor de seguridad: cociente entre el valor que se calcula y el valor de diseño o valor que se espera.
8. Fieldbus: bus de campo.
9. Fuerza: capacidad física para realizar un movimiento o para realizar un trabajo.
10. HMI: human machine interface.
11. *IEC*: International Electrotechnical Commission.
12. NC: contacto normalmente cerrado.
13. NO: contacto normalmente abierto.
14. Plc: Programmable logic controller.
15. Profibus: estándar de comunicaciones para buses de campo.
16. *RDR*: Request Data with Replay.
17. Resorte de tensión: operador elástico que es capaz de almacenar energía y poder desprenderse de ella sin que muestre deformación permanente cuando ya se le esté aplicando fuerza.
18. *SDA*: Send Data with Acknowledge.
19. *SDN*: Send Data with No acknowledge.
20. Von Mises: Indicador de un buen diseño para materiales dúctiles. Energía de la distorsión.
21. WinCC: software de programación de panel *HMI*.