

UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL SANTA FE



INFORME PROYECTO FINAL
TEMA: DOBLADORA DE BARRAS DE ACERO

Profesor: Ing. Esp. MONTI, Rubén.

JTP: Ing. BENZI, Sebastián.

Auxiliar: Ing. BRUNAS, Cristian.

Director proyecto final: SCUDELETTI, Fernando.

Alumno: BERARDO, Santiago Emilio.

Año:2024

Índice

1	Índice de ilustraciones.....	4
2	Introducción	8
3	Información comitente.....	8
4	Objetivos	9
4.1	Objetivos principales.....	9
4.2	Objetivos particulares	9
5	Alcance del proyecto	9
6	Forma del doblado	9
7	Antecedentes de diseño.....	11
7.1	Alternativa manual	11
7.2	Alternativa eléctrica	12
7.3	Alternativa hidráulica	13
7.4	Alternativa de mercado.....	13
8	Requerimientos	14
9	Información barras.....	14
9.1	Material.....	14
9.2	Fuerza requerida para la realización del doblado	15
9.2.1	Equipo utilizado.....	16
9.2.2	Resultados obtenidos.....	17
10	Energía empleada.....	17
11	Propuesta de diseño.....	18
11.1	Sucesión de pasos para realizar el doblado	19
11.1.1	Primer paso	20
11.1.2	Segundo paso	21
11.1.3	Tercer paso.....	23
11.1.4	Cuarto paso	23
11.1.5	Quinto paso	25
11.1.6	Sexto paso	25
11.1.7	Séptimo paso.....	27
12	Descripción.....	29
12.1	Sistema de deformación.....	29
12.1.1	Carro móvil.....	30

12.1.2	Carro cilindro	59
12.1.3	Carro fijo	70
12.1.4	Corredera.....	71
12.1.5	Guía lineal.....	75
12.1.6	Vuelta carros	79
12.2	Bastidor y estructura.....	85
12.3	Vinculación sistema de deformación a bastidor	102
12.4	Central hidráulica	105
12.5	Circuito electrónico	111
13	Análisis de costos	112
14	Planos	115
15	Conclusión	117
16	Anexos	117
17	Bibliografía.....	118

1 Índice de ilustraciones

Figura 1. Ubicación comitente.	8
Figura 2. Forma del doblado con denominaciones	10
Figura 3. Comparación barra doblada y sin doblar.	10
Figura 4. Finalidad de las barras dobladas.	11
Figura 5. Alternativa manual.	12
Figura 6. Alternativa eléctrica	13
Figura 7. Alternativa hidráulica.	13
Figura 8. Alternativa de mercado.	14
Figura 9. Propiedades acero AL220.	15
Figura 10. Descripción ensayo de doblado.	16
Figura 11. Equipo utilizado ensayo.	16
Figura 12. Resultados obtenidos.	17
Figura 13. Matriz Kano.	18
Figura 14. Propuesta de diseño.	19
Figura 15. Sistema de avance por motor eléctrico.	20
Figura 16. Sistema de avance por desenrollado y enderezamiento de bobinas.	20
Figura 17. Primer paso.	21
Figura 18. Segundo paso.	22
Figura 19. Vértices doblados producto de la sujeción de las mordazas.	22
Figura 20. Tercer paso.	23
Figura 21. Cuarto paso.	24
Figura 22. Visualización de la mordaza en momento de apertura.	24
Figura 23. Quinto paso	25
Figura 24. Sexto paso	26
Figura 25. Séptimo paso.	27
Figura 26. Partes involucradas en el mecanismo de traslación	28
Figura 27. Movimientos carros.	28
Figura 28. Subdivisión dobladora.	29
Figura 29. Sistema de deformación.	30
Figura 30. Carro móvil.	30
Figura 31. Mordaza.	31
Figura 32. Distribución de fuerza.	32
Figura 33. Representación de efectos en la mordaza.	32
Figura 34. Consideración aplicación de fuerza en mordaza.	33
Figura 35. Fuerzas actuantes en mordaza y medidas	34
Figura 36. Efecto en sección transversal mordaza y punto de aplicación fuerza.	35
Figura 37. Fijación y fuerza actuante en mordaza para simulación	37
Figura 38. Desplazamientos en mordaza.	38
Figura 39. Tensiones en mordaza.	38
Figura 40. Perno mordaza.	39
Figura 41. Fuerzas actuantes en mordaza.	40
Figura 42. Fuerzas actuantes en perno pivotante.	40
Figura 43. Materia prima para realización de pernos.	42

Figura 44. Chavetas utilizadas en pernos.	42
Figura 45. Planchuela carro móvil.	43
Figura 46. Apoyo barra.	43
Figura 47. Detalles apoyo barra.	44
Figura 48. Visualización vinculación del apoyo barra.	44
Figura 49. Planchuela agarre mordaza.	45
Figura 50. Fuerzas actuantes en agarre mordaza.	45
Figura 51. Consideración de fuerza y medidas de agarre mordaza.	46
Figura 52. Momento resistente unitario.	48
Figura 53. Tensión de fluencia material de aporte.	49
Figura 54. Cordones de soldadura de agarre mordaza a planchuela carro.	50
Figura 55. Arreglo vinculación cilindro mordaza.	50
Figura 56. Conjunto final arreglo vinculación cilindro mordaza soldado a planchuela del carro.	51
Figura 57. Vinculación servomotor.	52
Figura 58. Agujeros vinculación servomotor.	52
Figura 59. Forma en que se vincula el servomotor al carro.	53
Figura 60. Cilindro mordaza ilustrativo.	53
Figura 61. Fuerzas actuantes en mordaza.	54
Figura 62. Área generadora de fuerza en pistón mordaza.	55
Figura 63. Carrera cilindro mordaza.	56
Figura 64. Vínculo cilindro/mordaza.	57
Figura 65. Fijación y fuerza actuante en carro móvil.	57
Figura 66. Tensiones en carro móvil.	58
Figura 67. Desplazamientos en carro móvil.	58
Figura 68. Carro cilindro.	59
Figura 69. Planchuela carro cilindro.	59
Figura 70. Lámina de PTFE.	60
Figura 71. Cavidad en planchuela para el clavado de lámina de PTFE.	60
Figura 72. Refuerzo/vínculo cilindro.	61
Figura 73. Cordones de soldadura planchuela carro cilindro-refuerzo/vínculo cilindro.	62
Figura 74. Perno cilindro doblador.	62
Figura 75. Flecha.	63
Figura 76. Alternativa punzón 1.	64
Figura 77. Alternativa punzón 2.	65
Figura 78. Partes punzón.	65
Figura 79. Subparte 1 punzón.	66
Figura 80. Subparte 2 punzón.	66
Figura 81. Visualización de interacción punzón en planchuela del carro cilindro.	67
Figura 82. Cilindro doblador ilustrativo.	67
Figura 83. Carrera cilindro doblador.	68
Figura 84. Vínculo cilindro doblador.	69
Figura 85. Carro fijo.	70
Figura 86. Apoyo barra carro fijo.	70

Figura 87. Corredera.....	71
Figura 88. Partes correderas.	71
Figura 89. Vínculo corredera.	74
Figura 90. Disposición de partes involucradas.	74
Figura 91. Materia prima vínculo corredera.	75
Figura 92. Guía lineal.....	76
Figura 93. Dimensiones patín guía lineal.....	77
Figura 94. Aplicación fuerza para calcular M_x	77
Figura 95. Aplicación fuerza para calcular M_z	78
Figura 96. Dimensiones riel.	78
Figura 97. Piñón en inicio de doblado.	80
Figura 98. Piñón en el momento que se va realizando el doblado.	80
Figura 99. Vinculación rodamiento antiretorno.....	81
Figura 100. Momento en el que se activa el servomotor.	81
Figura 101. Retorno de carros para realizar doblado consecutivo.	81
Figura 102. Piñón modificado.....	82
Figura 103. Cremallera.	83
Figura 104. Rodamiento antiretorno.....	84
Figura 105. Bastidor y estructura.	85
Figura 106. Arreglo rectangular.....	85
Figura 107. Cerramiento cavidad perfil.....	86
Figura 108. Planchuela cruce.....	86
Figura 109. Abrazadera y perfil C.....	87
Figura 110. Apoyo riel.	87
Figura 111. Apoyo cremallera.	88
Figura 112. Visualización de donde se suelda el apoyo cremallera.....	89
Figura 113. Apoyo fijo.	89
Figura 114. Guía carro cilindro.	90
Figura 115. Pata.....	90
Figura 116. Refuerzo y base central hidráulica.	91
Figura 117. Arreglo de perfiles L para cerramiento de máquina.	91
Figura 118. Chapas cerramiento.	92
Figura 119. Voladizo de 19mm.....	92
Figura 120. Apoyo y guía de barra doblada.....	93
Figura 121. Partes apoyo y guía de barra doblada.....	94
Figura 122. Mesa de rolos.	94
Figura 123. Realización de arreglo rectangular.....	95
Figura 124. Soldado de planchuelas cruce.....	95
Figura 125. Soldado de abrazaderas.	96
Figura 126. Soldado y fresado apoyo riel.	96
Figura 127. Soldado apoyos carro fijo.	97
Figura 128. Soldado patas.	97
Figura 129. Soldado apoyo cremallera.....	98

Figura 130. Soldado refuerzo y base central.....	98
Figura 131. Soldado de guía carro cilindro.....	99
Figura 132. Soldado arreglo de perfiles L.....	99
Figura 133. Fijación y fuerzas actuantes en bastidor y estructura.....	100
Figura 134. Desplazamientos en bastidor y estructura.....	101
Figura 135. Tensiones en bastidor y estructura.....	101
Figura 136. Vinculación guía lineal a bastidor.....	102
Figura 137. Vinculación carro móvil.....	103
Figura 138. Vinculación carro cilindro.....	103
Figura 139. Vinculación carro fijo.....	104
Figura 140. Vinculación apoyos barra, cilindro doblador y punzón.....	104
Figura 141. Colocación de correderas regulables.....	105
Figura 142. Central hidráulica ilustrativa.....	105
Figura 143. Motores para realizar selección.....	107
Figura 144. Código para ordenar.....	108
Figura 145. Electroválvulas solenoides.....	109
Figura 146. Disposición de central hidráulica.....	109
Figura 147. Esquema circuito hidráulico.....	110
Figura 148. Alimentación esquemática cilindros mordaza y cilindro vuelta.....	110
Figura 149. Alimentación esquemática cilindro doblador.....	111

2 Introducción

Este proyecto consiste en la elaboración de una maquina destinada a doblar barras de acero con un rango de diámetros entre 6mm a 16mm.

Esta idea surgió al momento en que realice las practicas supervisadas en una empresa metalúrgica (Implementos agrícolas RJS) donde su actividad principal es la manufacturación de maquinarias agrícolas y elaboración de estructuras metálicas.

La necesidad de doblar barras de acero de manera precisa y eficiente es de vital importancia para la empresa, por lo tanto, es fundamental contar con una dobladora que cumpla con los requisitos de calidad, rendimiento y seguridad, actualmente la misma realiza el doblado de las barras mediante diversas alternativas las cuales implican una determinada fatiga en el operario que la acciona y se necesita mucho tiempo para lograr el doblado deseado.

3 Información comitente

El comitente es una empresa dedicada a la fabricación de maquinaria y equipos de uso agropecuario y forestal, fabricación de productos metálicos para uso estructural, reparación y mantenimiento de maquinaria y equipo de uso agropecuario y forestal, venta al por menor de partes, piezas y accesorios nuevos.

La misma se encuentra en la localidad de Elisa provincia de Santa Fe, cuya dirección es Jacinto L. Arauz 455.



Figura 1. Ubicación comitente.

4 Objetivos

4.1 Objetivos principales

- Desarrollar una maquina capaz de doblar las barras de acero de sección circular hasta 16mm de diámetro.
- Que no demande un gran esfuerzo en el operario (ya que actualmente para algunos diámetros de barra realiza el doblado de forma manual).
- Que se reduzcan los tiempos de doblado.

4.2 Objetivos particulares

- Lograr un diseño de máquina que cumpla con los requisitos de doblado pretendidos por la empresa.
- Aplicar conocimientos adquiridos en los años de cursado en la universidad.
- Involucrarme en el ámbito industrial a través del contacto de directo con proveedores de materiales y profesionales de la rama.
- Optimizar los componentes utilizados en el diseño y construcción.

5 Alcance del proyecto

Este proyecto se centrará en el diseño de un sistema de doblado de barras de acero, en el cual se desarrollará la parte netamente mecánica y selección de elementos a fines.

La parte electrónica para lograr la sincronidad de la misma se mencionará, pero no se desarrollará exhaustivamente.

Se realizará el desarrollo de la maquina sin importar la forma con la cual se suministre la barra de acero.

6 Forma del doblado

La forma que se desea obtener es “zigzag” siendo esta una línea quebrada formada por segmentos que están unidos formando ángulos entrantes y salientes (ver figura 2 y 3), la cual es utilizada para fabricación de columnas y cabreadas destinadas a la construcción de estructuras metálicas (ver figura 4).

A las partes de la barra doblada le pondré nombres para de esa forma identificarlas, estas serían:

- Hipotenusa: longitud lineal de barra que forma un vértice.
- Vértice: intersección entre dos hipotenusas.
- Paso: distancia entre dos vértices del mismo lado.
- Ancho zigzag: distancia entre dos vértices de lados opuestos.

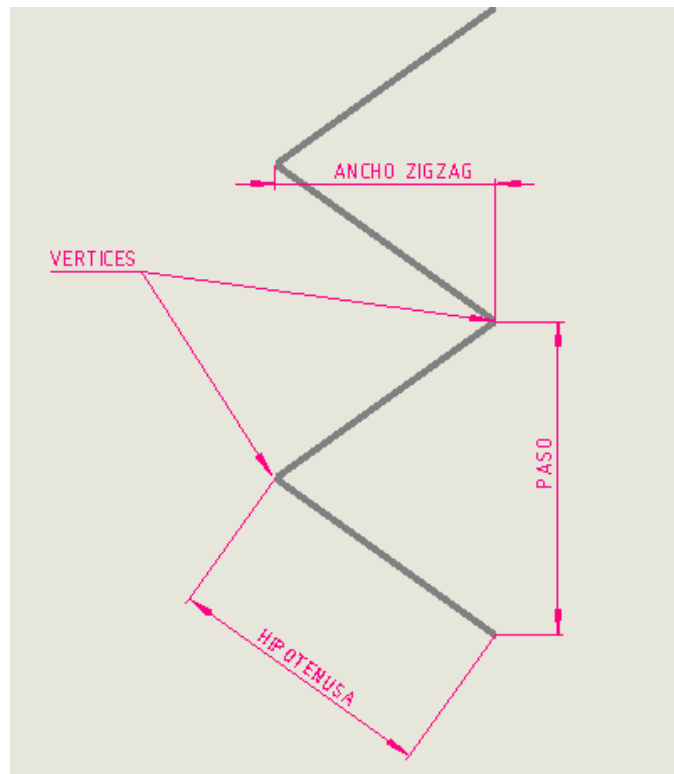


Figura 2. Forma del doblado con denominaciones



Figura 3. Comparación barra doblada y sin doblar.



Figura 4. Finalidad de las barras dobladas.

7 Antecedentes de diseño

Los antecedentes de diseños son los que observé en la empresa comitente donde realicé las practicas supervisadas en la cual el doblado de las barras cuenta con ciertos inconvenientes tales como que son de operación muy lenta, implican la demanda de grandes esfuerzos por parte de los operarios que se podrían mitigar con una mejor alternativa. Estas no son capaces de realizar el doblado de todos los diámetros de barras.

7.1 Alternativa manual

Inconvenientes:

- De operación lenta.
- Requiere gran esfuerzo del operario.
- En la empresa la utilizan solamente para barras de 12 mm de diámetro.

- La elaboración no es un proceso continuo, el operario tiene que posicionar la barra para realizar el doblado consecutivo.



Figura 5. Alternativa manual.

7.2 Alternativa eléctrica

Inconvenientes:

- De operación lenta.
- En la empresa la utilizan solamente para barras de 6 mm de diámetro.
- La elaboración no es un proceso continuo, el operario tiene que posicionar la barra para realizar el doblado consecutivo.
- Hay una longitud de barra considerablemente larga que tambalea en el momento que se realiza el doblado.





Figura 6. Alternativa eléctrica

7.3 Alternativa hidráulica

Inconvenientes:

- La elaboración no es un proceso continuo, el operario tiene que posicionar la barra para realizar el doblado consecutivo.
- Hay una longitud de barra considerablemente larga que tambalea en el momento que se realiza el doblado.



Figura 7. Alternativa hidráulica.

7.4 Alternativa de mercado

Además de estas alternativas que observe en la empresa hay en el mercado una máquina dobladora que se podría utilizar para realizar los zigzags, pero cuenta con los siguientes inconvenientes:

- Hay una longitud de barra considerablemente larga que tambalea en el momento que se realiza el doblado.
- Operación lenta.

- La elaboración no es un proceso continuo, el operario tiene que posicionar la barra para realizar el doblado consecutivo.



Figura 8. Alternativa de mercado.

8 Requerimientos

- Que permita doblar todos los diámetros de barras con los que la empresa trabaja, estos serían: 6mm, 8mm, 12mm y 16mm.
- Que presente medidas y respete el espacio que dispone la empresa comitente.
- Que sea segura.
- Que sea versátil.
- Que sea práctica.
- Minimizar tiempos de doblados actuales.

9 Información barras.

9.1 Material

El material a doblar es acero cuya designación es AL 220, el mismo es un acero destinado a la construcción, por sus características mecánicas, son barras de gran ductilidad adaptables a todos los trabajos en obra y en procesos industriales de corte y doblado. Son barras de acero laminadas en caliente, lisas de sección circular, donde sus propiedades mecánicas se pueden observar en la figura 9. Los diámetros utilizados variaran de 6mm a 16mm y la forma en la que se suministra por proveedores es en bobinas o en barras cortadas de 12m de longitud.

Acindar AL 220

Barras de acero lisas para hormigón armado

Las barras de acero laminadas en caliente, lisas de sección circular son fabricadas según la norma IRAM-IAS U500-502/04.

Las barras se entregan en estado natural de laminación y se fabrican con aceros cuya composición química de colada y de producto está controlada en base a norma.

Propiedades Mecánicas

	Límite de fluencia	Resistencia a la tracción	Alargamiento porcentual de rotura
Valores	MPa	MPa	%
Característicos	220	340	18

Díámetro nominal	Perímetro nominal	Peso nominal	Peso por barra 12m
mm	cm	kg/m	kg
6	1,88	0,222	2,66
8	2,51	0,395	4,74
10	3,14	0,617	7,40
12	3,77	0,888	10,7
16	5,03	1,580	18,9
20	6,28	2,470	29,6
25	7,85	3,850	46,2

Forma de suministro

Presentación	
Barras de 12 m	a granel
Cortado y Doblado	según planilla

Figura 9. Propiedades acero AL220.

9.2 Fuerza requerida para la realización del doblado

Para determinar la fuerza de doblado se realizó un ensayo en el laboratorio de ingeniería mecánica LIM, de la Universidad Tecnológica Nacional, facultad regional Santa Fe. El mismo se llevó a cabo el día jueves 29 de junio de 2023, bajo la conducción del ingeniero Leurino Rodrigo, docente en la cátedra de mediciones y ensayos de dicha universidad.

Este consistió en doblar barras de acero AL 220 de sección circular de diámetro 12mm y 16mm, siendo el de 12mm el que más uso tiene en la empresa y el de 16mm es el diámetro mayor que doblara la máquina que estoy desarrollando, las barras para la realización del ensayo fueron cortadas en una longitud de 400mm.

Las mismas se doblaron bajo el procedimiento de doblado libre, que consiste en apoyar la barra en dos apoyos libres y realizar la fuerza en la mitad de estos (ver figura 10). Los apoyos se situaron de forma tal que el doblado final presente el mismo ángulo que tienen los casos donde son más agudos. Luego se observó la fuerza máxima que realiza la máquina.

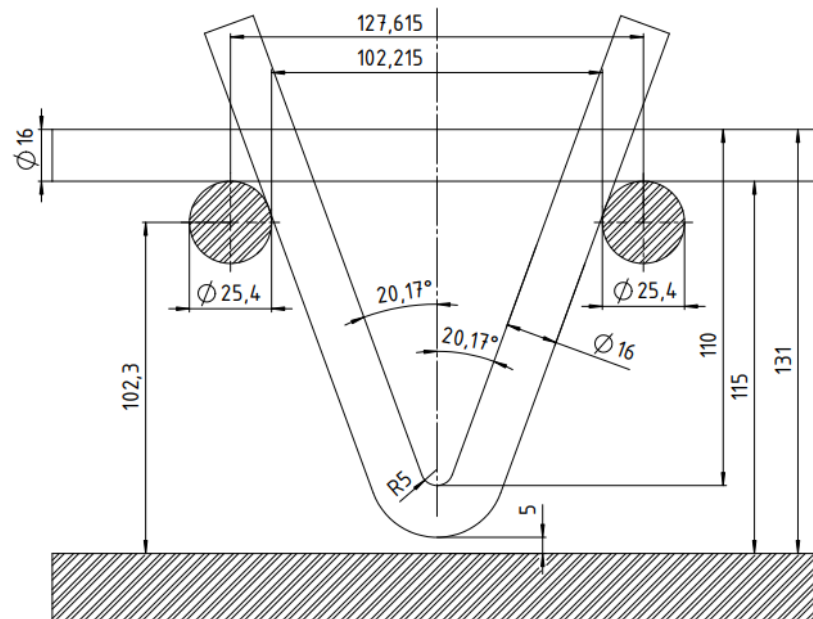


Figura 10. Descripción ensayo de doblado.

9.2.1 Equipo utilizado

- Máquina universal de ensayo
- Apoyo
- Punzón



Figura 11. Equipo utilizado ensayo.

9.2.2 Resultados obtenidos

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

- Fuerza máxima diámetro 12mm: 590,41kgf.
- Fuerza máxima diámetro 16mm: 958,08kgf.

Tal como era de esperar la mayor fuerza que se registro fue de 958,08kgf en la barra de 16mm, esta será la fuerza con la cual voy a dimensionar los componentes a fines.

A su vez en el ensayo se observó (para el caso de la barra de 12mm y 16mm) que la maquina realizo una fuerza máxima y luego siguió doblando disminuyendo la fuerza, en la figura 12 se puede observar los resultados obtenidos para el caso de la barra de 16mm.

También se pudo observar el comportamiento de la barra de diámetro de 16mm, el cual fue satisfactorio, ya que en la actualidad en la empresa no realizan el doblado de la misma, para la elaboración del zigzag de estas se cortan hipotenusas de la medida deseada (435mm) y se sueldan los vértices.

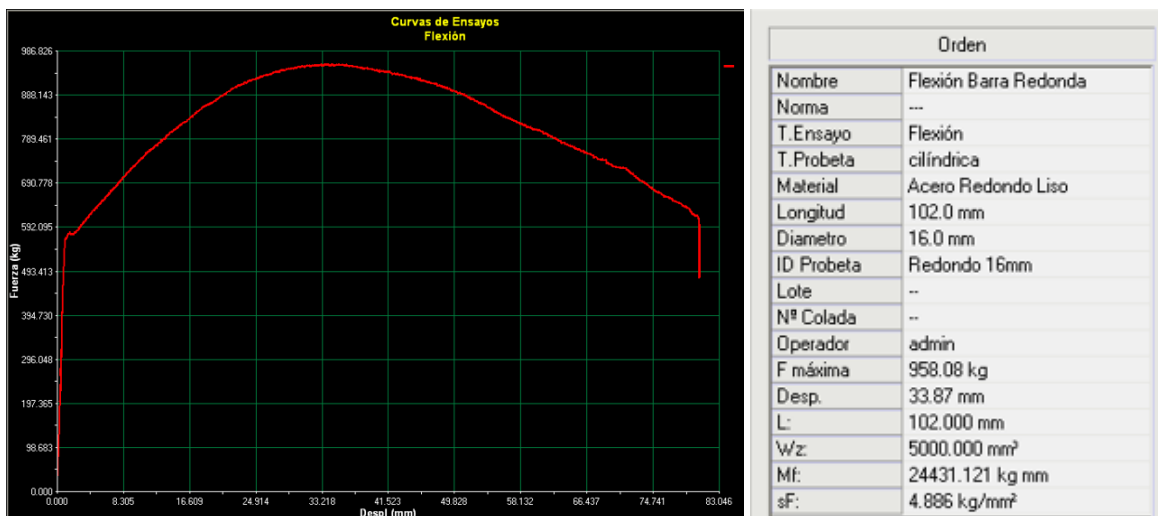


Figura 12. Resultados obtenidos.

10 Energía empleada

Para determinar la fuente de energía que dará accionamiento a la maquina procederé a realizar una matriz kano, en la cual compararé fuentes de energía tales como: hidráulica, neumática, eléctrica y manual. Teniendo en cuenta necesidades que considero de gran importancia que deberían cumplir tales como: capacidad de doblado (que me permita doblar toda la gama de diámetros que la empresa necesita doblar), tiempo de doblado (haciendo referencia el tiempo de accionamiento de la fuente de energía), que no cause fatiga en el operario, costo y mantenimiento.

MATRIZ DE PRODUCTO

Modelo Kano

M Mandat6ria

E Esperada

A Atractiva

Relacionamiento

⊕ Cumple Mucho

○ Cumple medianamente

▲ Cumple poco

Item	Mx. relacionamiento del item	Importancia relativa	Modelo Kano	Conceptos de producto					
				Necesidades del cliente/producto	Energía Hidruica	Energía neumática	Energía eléctrica	Energía manual	
1	9	26	M	Capacidad de doblado	⊕	○	○	⊕	
2	9	26	M	Tiempo de doblado	⊕	⊕	○	▲	
3	9	26	M	Causa fatiga en operario	⊕	⊕	⊕	▲	
4	9	5	A	Costo	○	○	▲	⊕	
5	9	16	E	Mantenimiento	○	○	○	⊕	
6		0							
7		0							
8		0							
9		0							
10		0							
Limite superior					3	2	1	3	0
Medio					2	3	3	0	0
Limite inferior					0	0	1	2	0
Mx. relacionamiento de la columna					9	9	9	9	
Peso de importancia					8	6	4	5	
Importancia relativa %					33	27	19	21	
ndice de actuaci6n/ nivel de importan					1	2	4	3	

Figura 13. Matriz Kano.

Se concluye que la mejor opci6n para la fuente de energía de la máquina que desarrollare es la energía hidrutica.

11 Propuesta de diseño

La propuesta de diseño de la dobladora consiste en que la barra de secci6n circular realiza un avance sobre la mesa de la máquina, una vez que llega al sector de las mordazas situadas en carros siendo uno de estos fijo y el otro m6vil, se realiza el apriete de las mordazas, estos al momento de iniciar el doblado están a una distancia de dos hipotenusas. Sujetada la barra se acciona el cilindro hidrutico doblador situado a una distancia de una hipotenusa respecto a la mordaza que en su extremo cuenta con un punz6n, el cual a su vez está vinculado con los carros mediante correderas, al momento que el cilindro doblador va doblando el carro donde está montado y el carro m6vil van siguiendo el movimiento (de esa forma lograr que la hipotenusa se mantenga constante, y no halla estiramiento de la barra), una vez doblado hasta que el paso es el requerido el cilindro deja de doblar, las mordazas dejan de apretar y se procede al retorno del cilindro doblador (los carros m6viles no vuelven a su posici6n inicial por el mecanismo de correderas, sin estas el punz6n tendría interferencia con la barra doblada), al momento de llegar el cilindro a su parte inferior se activa un servomotor que por medio de un sistema de piñon cremallera retorna a los carros a su posici6n inicial, luego nuevamente se produce el avance de la barra, la mordaza del carro fijo apretara en el vrtice formado en el carro m6vil.

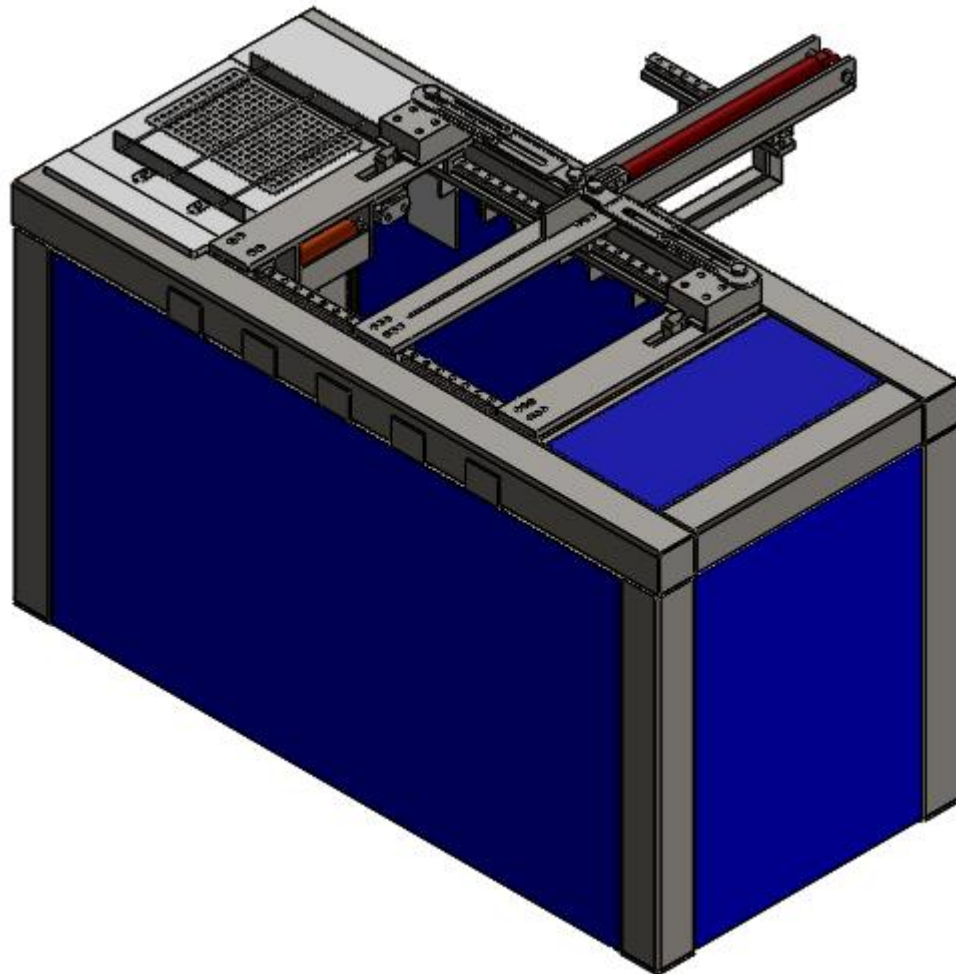


Figura 14. Propuesta de diseño.

Cabe mencionar que esta propuesta de diseño satisface todas las combinaciones de doblado que la empresa comitente realiza, de acuerdo a este comentario procedo a establecer los siguientes parámetros para la elaboración de zigzag mediante esta dobladora:

- Hipotenusa máxima: 445mm.
- Ancho zigzag máximo: 420mm.
- Paso: 300mm.

11.1 Sucesión de pasos para realizar el doblado

Como se mencionó el alcance del proyecto no abarca el sistema de avance de la barra, el mismo se puede generar por medio de:

1. Un operario ir realizando el avance de la barra provista comercialmente de 12m de longitud.
2. Sistema de poleas accionadas por motor eléctrico.

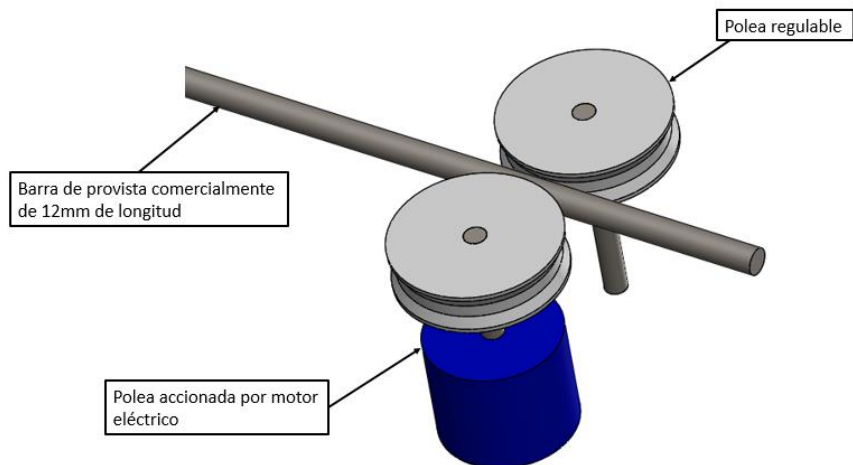


Figura 15. Sistema de avance por motor eléctrico.

3. Sistema de desenrollado y enderezamiento de bobinas que existe en el mercado.

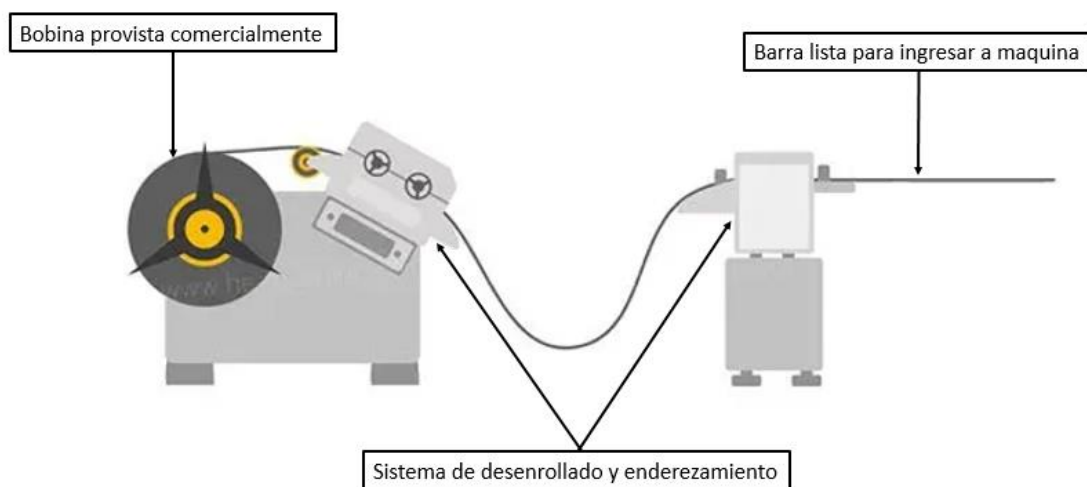


Figura 16. Sistema de avance por desenrollado y enderezamiento de bobinas.

11.1.1 Primer paso

La barra de sección circular realiza el avance sobre la mesa de la máquina, una vez que llega al sector de las mordazas situadas en carros, siendo uno de estos fijo y el otro móvil, se activa por medio de un sensor el apriete de las mordazas, estas al momento de iniciar el doblado están a una distancia de dos hipotenusas.

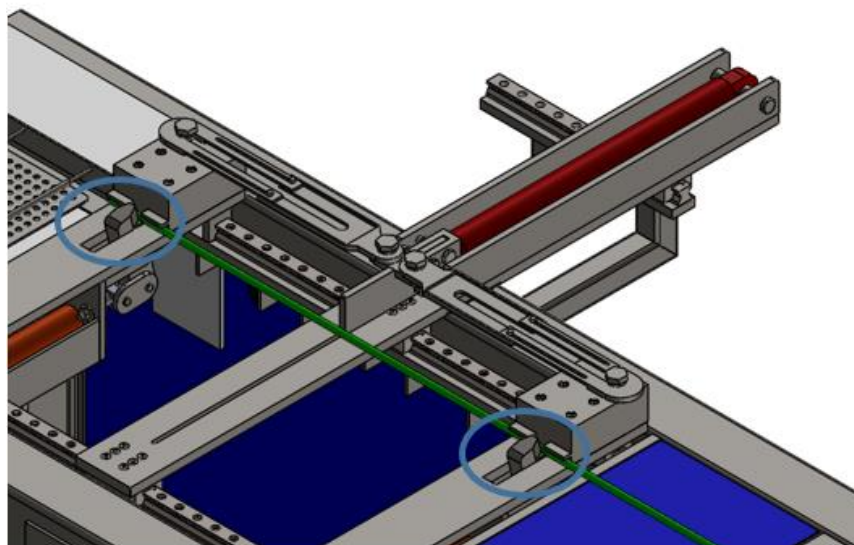
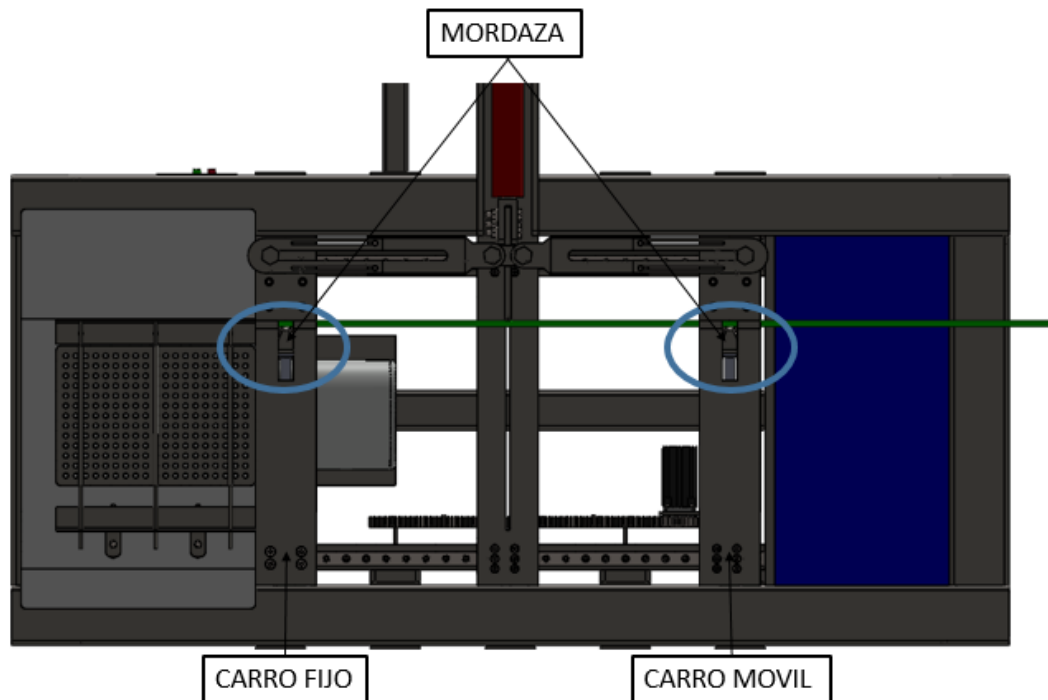


Figura 17. Primer paso.

11.1.2 Segundo paso

Sujetada la barra se acciona el cilindro hidráulico doblador situado a una distancia de una hipotenusa respecto a las mordazas (esa distancia donde inicia el doblado se puede observar en las figuras 17). Al momento que el cilindro doblador va doblando el carro donde está montado y el carro móvil van siguiendo el movimiento (de esa manera se logra que la hipotenusa se mantenga constante, y no halla estiramiento de la barra).

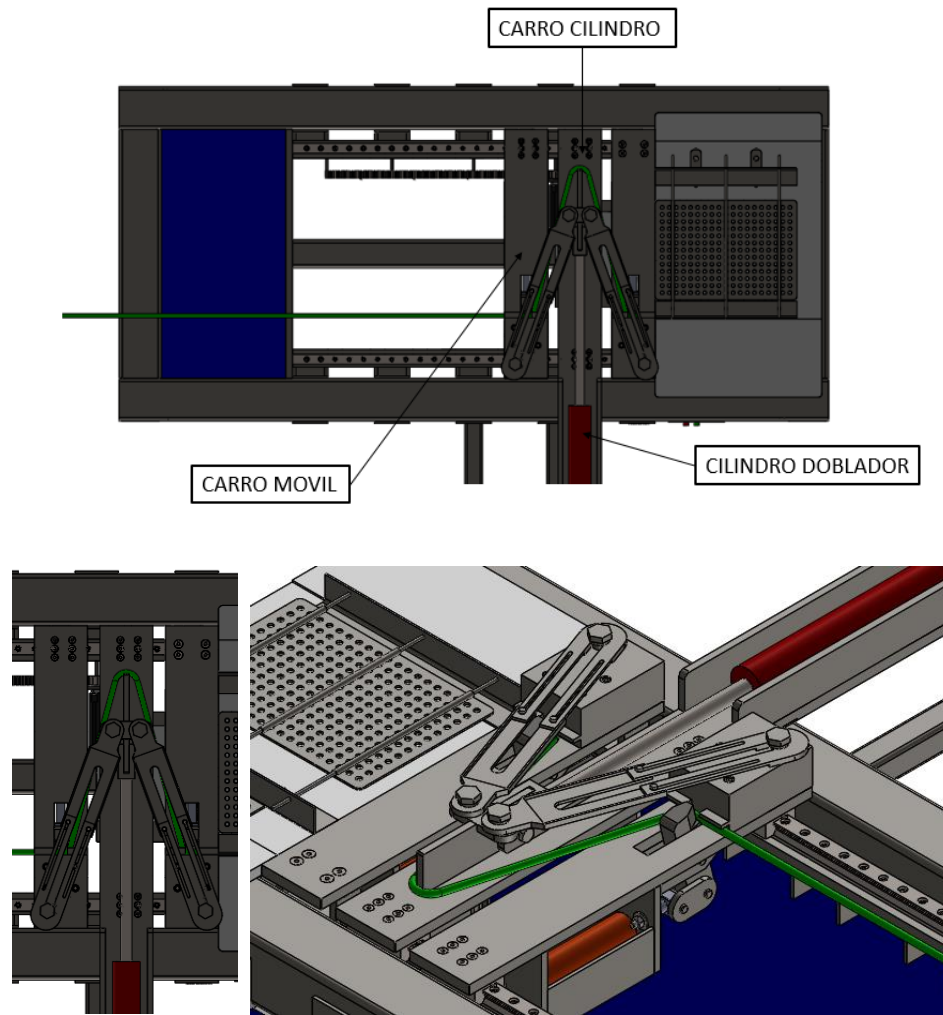


Figura 18. Segundo paso.



Figura 19. Vértices doblados producto de la sujeción de las mordazas.

En la figura 19, se puede observar que cuando se realiza el primer doblado de la barra hay que desaprovechar una pequeña longitud de barra para poder apretar con la mordaza del carro fijo (remarcado en azul), luego en los doblados consecutivos la mordaza del carro fijo apretara en el vértice que dejo el carro móvil (remarcado en rojo).

11.1.3 Tercer paso

Una vez doblado hasta que el paso es el requerido el cilindro deja de doblar y se procede al retorno del cilindro doblador (los carros móviles no vuelven a su posición inicial por el mecanismo de correderas, sin estas el punzón tendría interferencia con la barra doblada).

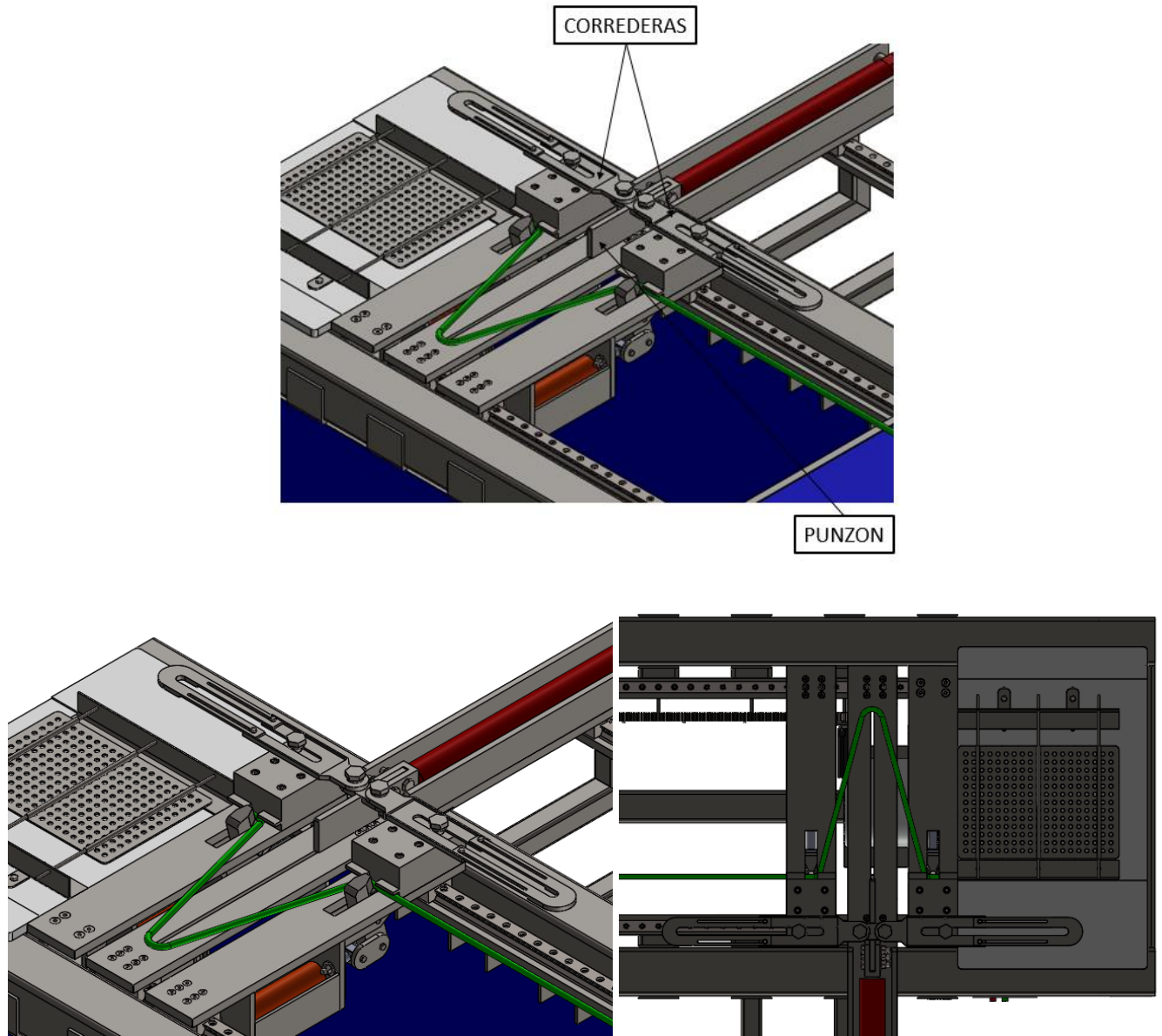


Figura 20. Tercer paso.

11.1.4 Cuarto paso

Al momento de llegar el cilindro doblador a la parte inferior se abren las mordazas.

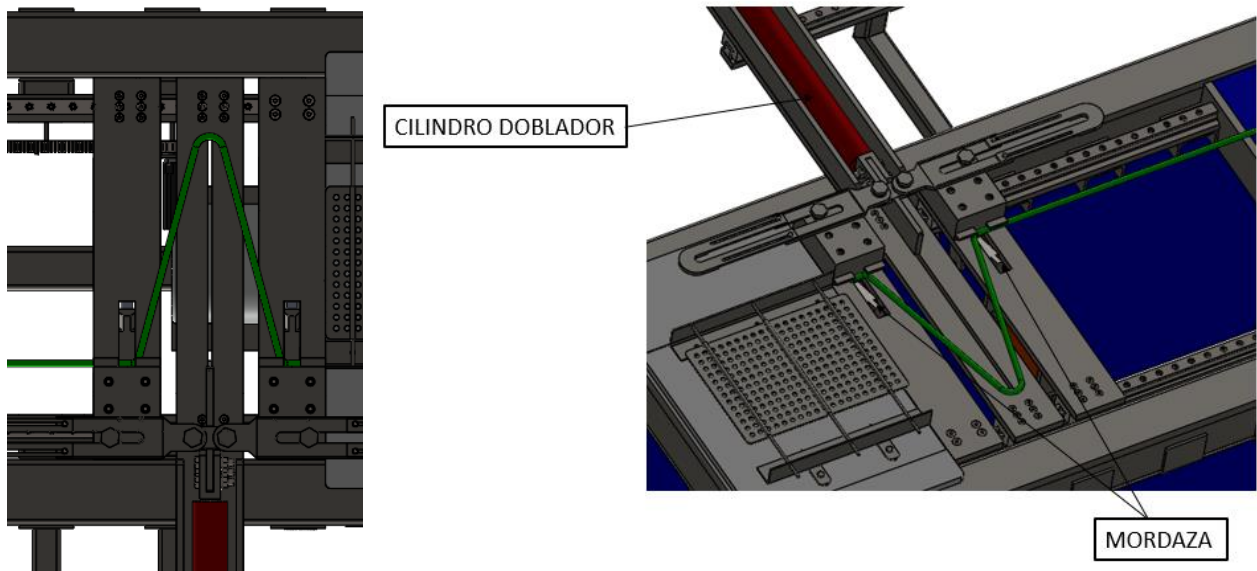


Figura 21. Cuarto paso.

En esta instancia es importante que la mordaza quede por debajo de la superficie de la planchuela del carro fijo como se observa en la figura 22, para de esa forma evitar que al momento que se produzca el avance de la barra esta interfiera con la mordaza del carro fijo.

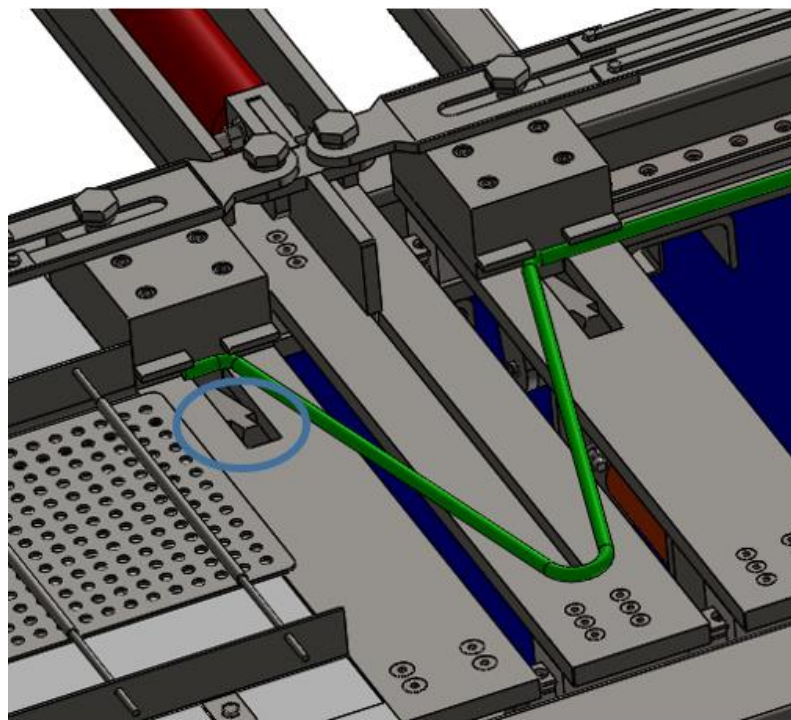


Figura 22. Visualización de la mordaza en momento de apertura.

11.1.5 Quinto paso

Se produce el avance de la barra.

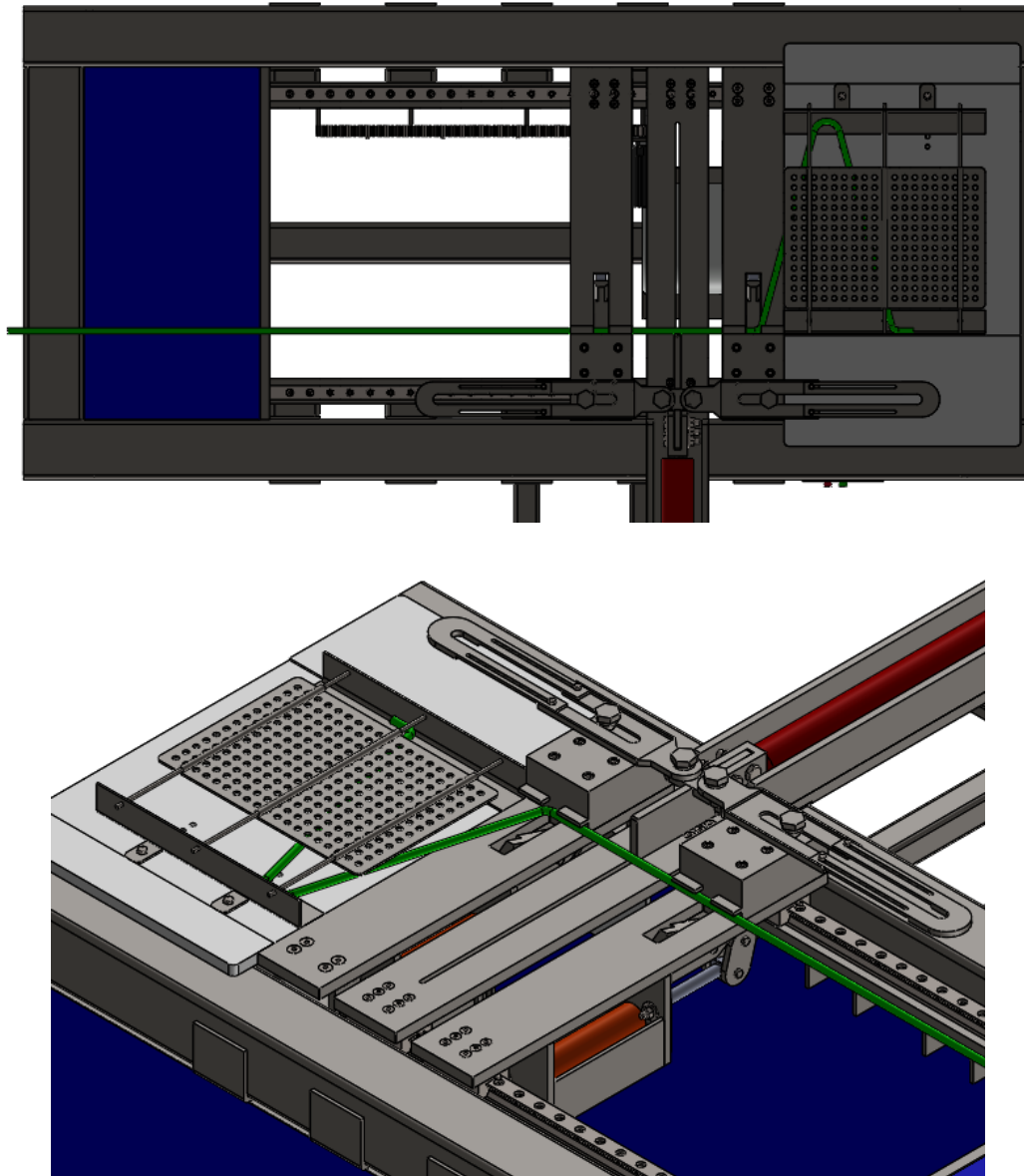


Figura 23. Quinto paso

11.1.6 Sexto paso

Un sistema de piñón cremallera accionado por un servomotor retorna a los carros a su posición inicial, el mismo se encuentra en la parte interna de la máquina vinculado al carro móvil, y este al estar vinculado mediante las correderas al carro cilindro posiciona a estos en su lugar original. Al momento en que se fueron cerrando los carros el piñón estaba libre por que cuenta con un rodamiento antiretorno, por lo que sin esfuerzo el piñón fue engranando sobre la cremallera. Este sistema denominado vuelta carros será detallado más adelante.

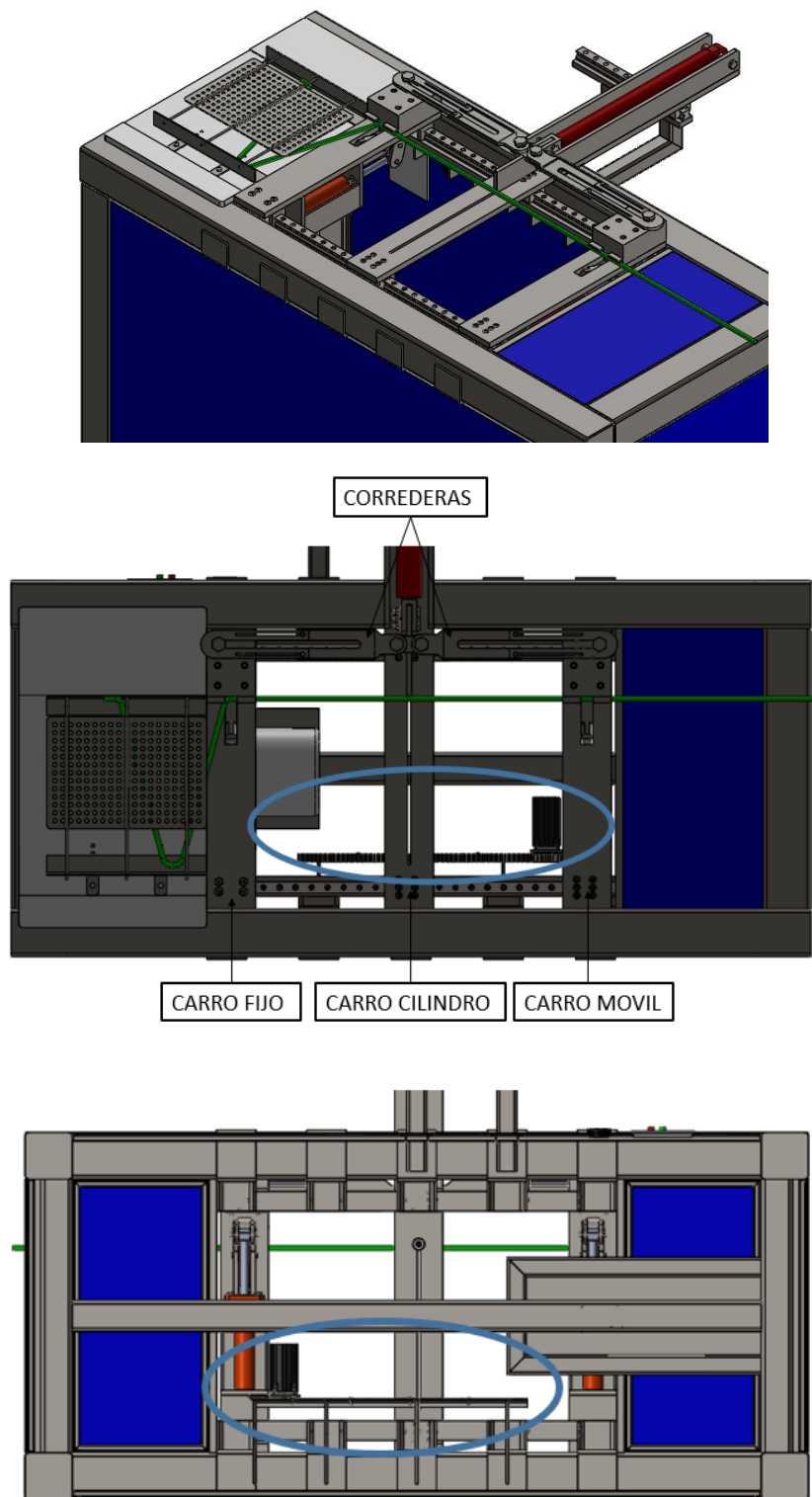


Figura 24. Sexto paso

11.1.7 Séptimo paso

Vuelven a apretar las mordazas y se realiza el doblado consecutivo.

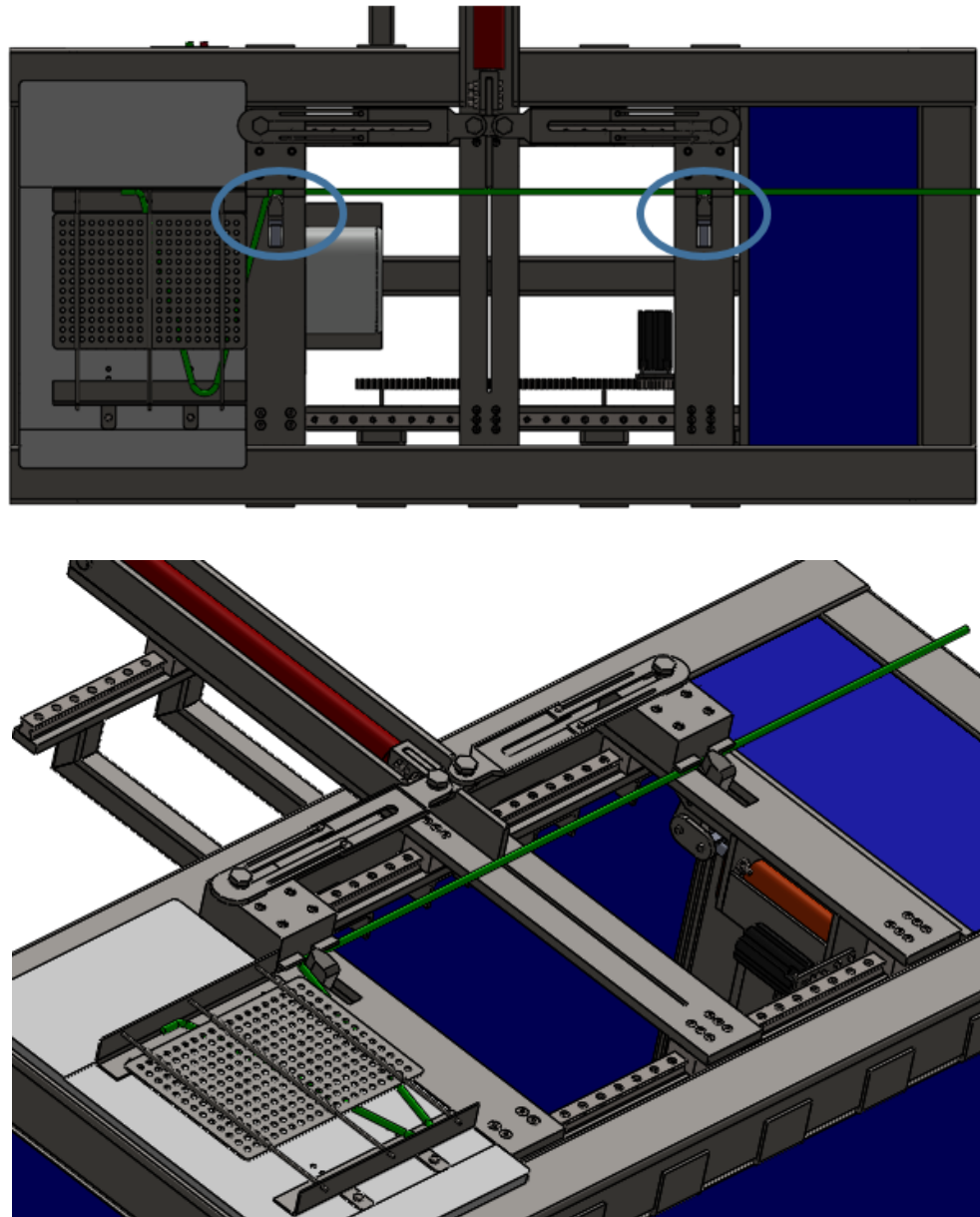


Figura 25. Séptimo paso.

- Descripción mecanismo de traslación de carros.

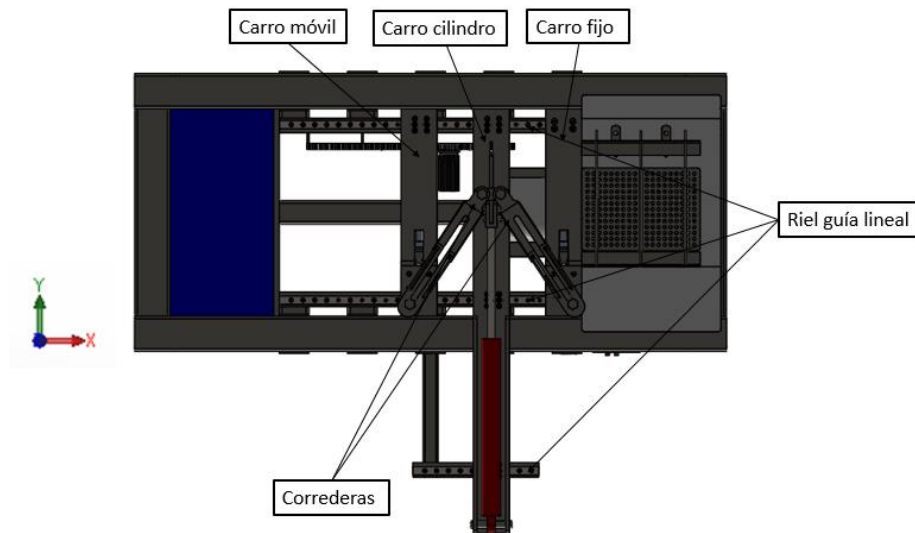


Figura 26. Partes involucradas en el mecanismo de traslación

- Carro fijo: Está vinculado al bastidor y cuenta con los movimientos restringidos.
- Carro móvil: Está vinculado al bastidor por medio de una guía lineal, por lo que se puede desplazar sobre el eje x.
- Carro cilindro: Está vinculado al bastidor por medio de una guía lineal, por lo que se puede desplazar sobre el eje x.
- Corredera: Es la encargada de vincular los carros fijo y móvil con el carro cilindro por medio del punzón.
- Riel guía lineal: Este está vinculado por medio de bulones al bastidor y por medio del patín de la guía lineal al carro móvil y carro cilindro.

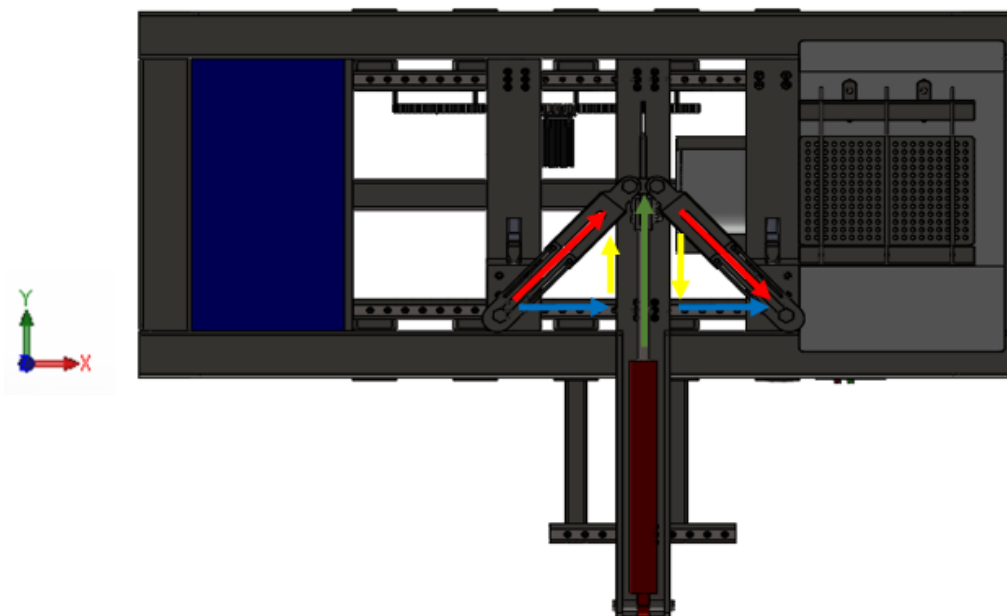


Figura 27. Movimientos carros.

A medida que el cilindro doblador va doblando y realizando el avance el punzón sobre el eje Y (flecha color verde), se genera el desplazamiento sobre el eje X de los carros cilindro y móvil. Esto sucede por el hecho de que aparece una fuerza sobre la corredera (flecha color roja), que se descompone sobre el eje X e Y; la componente X (flecha color azul), hace que los carros móvil y cilindro se muevan en dirección X.

12 Descripción

Para la realizar la explicación de los componentes y partes a fines de la maquina procederé a subdividir a la misma en dos grupos elementales, estos serían el sistema de deformación y bastidor/estructura.

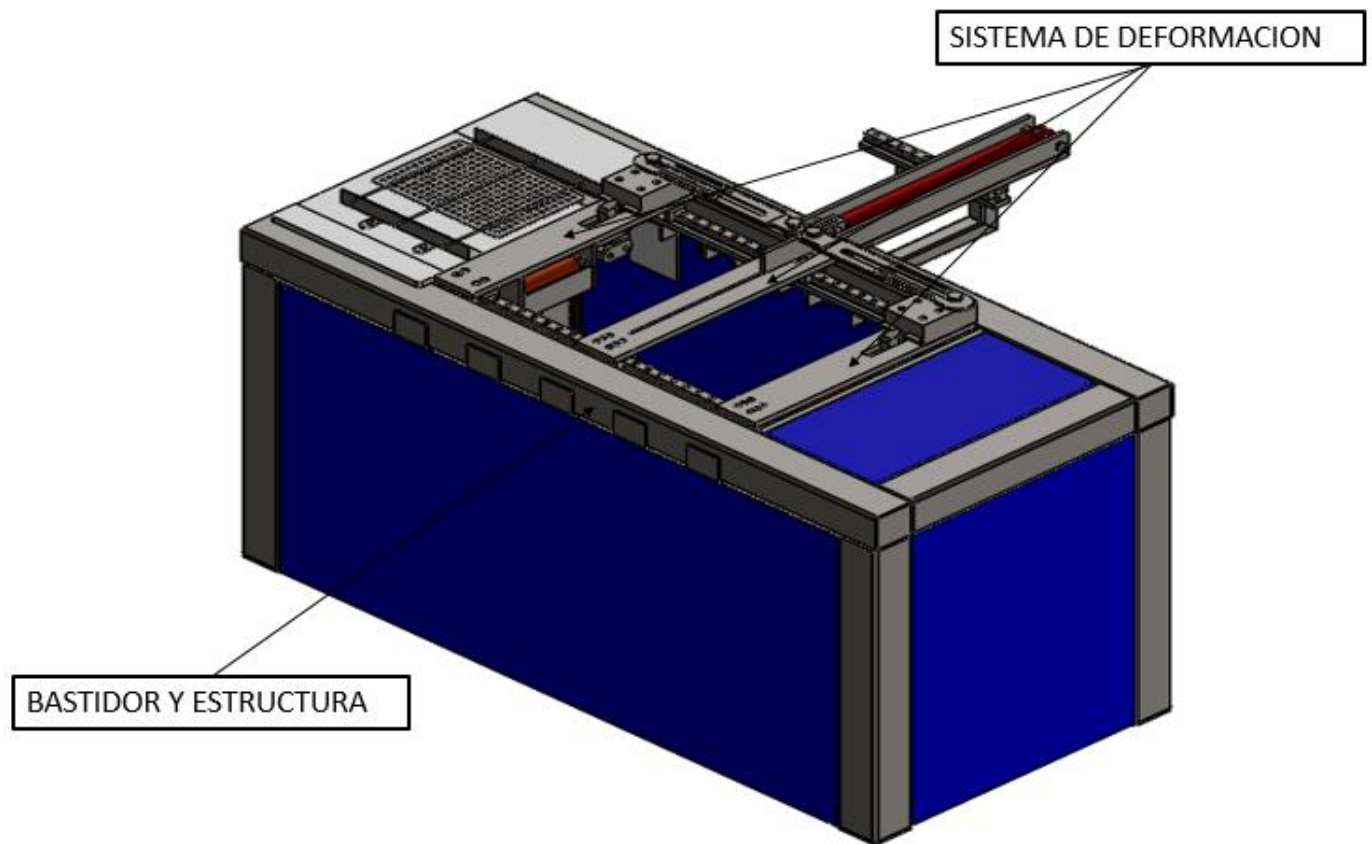


Figura 28. Subdivisión dobladora.

12.1 Sistema de deformación.

Como ya se mencionó en la breve descripción realizada en el punto 11, al momento de iniciar la deformación la barra es sujeta por mordazas que se encuentran en el carro fijo y en el móvil, la distancia entre ambos carros es de dos hipotenusas.

A la distancia de una hipotenusa se encuentra el “carro cilindro” este cuenta con un cilindro hidráulico y con un punzón en la punta que juntos se encargan de realizar el doblado, además este punzón se vincula mediante correderas a los carros fijo y móvil para que de esa forma al momento en que avanza el cilindro doblador el carro móvil y cilindro se van moviendo y así obtener la forma deseada.

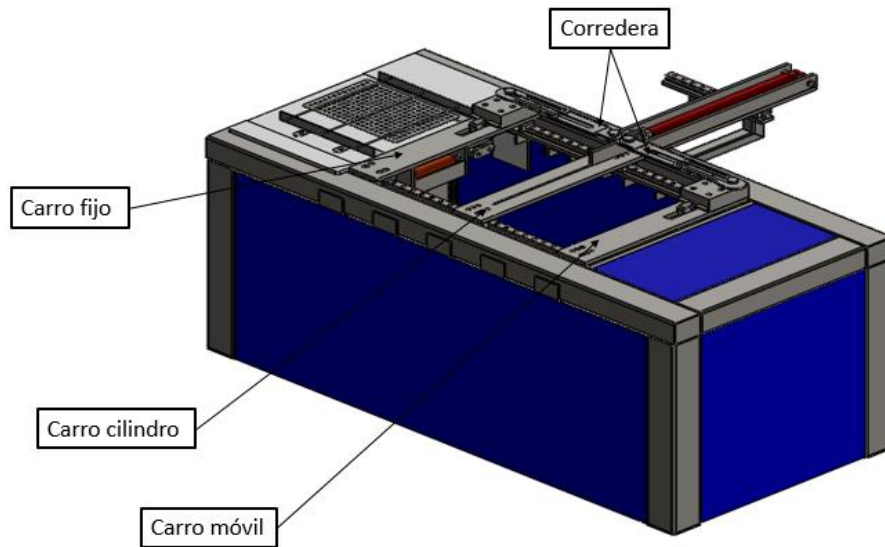


Figura 29. Sistema de deformación.

12.1.1 Carro móvil

El carro móvil es el encargado de sujetar la barra y a medida que se va realizando el doblado de la misma ir moviéndose lateralmente por el hecho de estar vinculado a una guía lineal, cuenta con las partes que se pueden observar en la figura 30 que procederé a detallar a continuación.

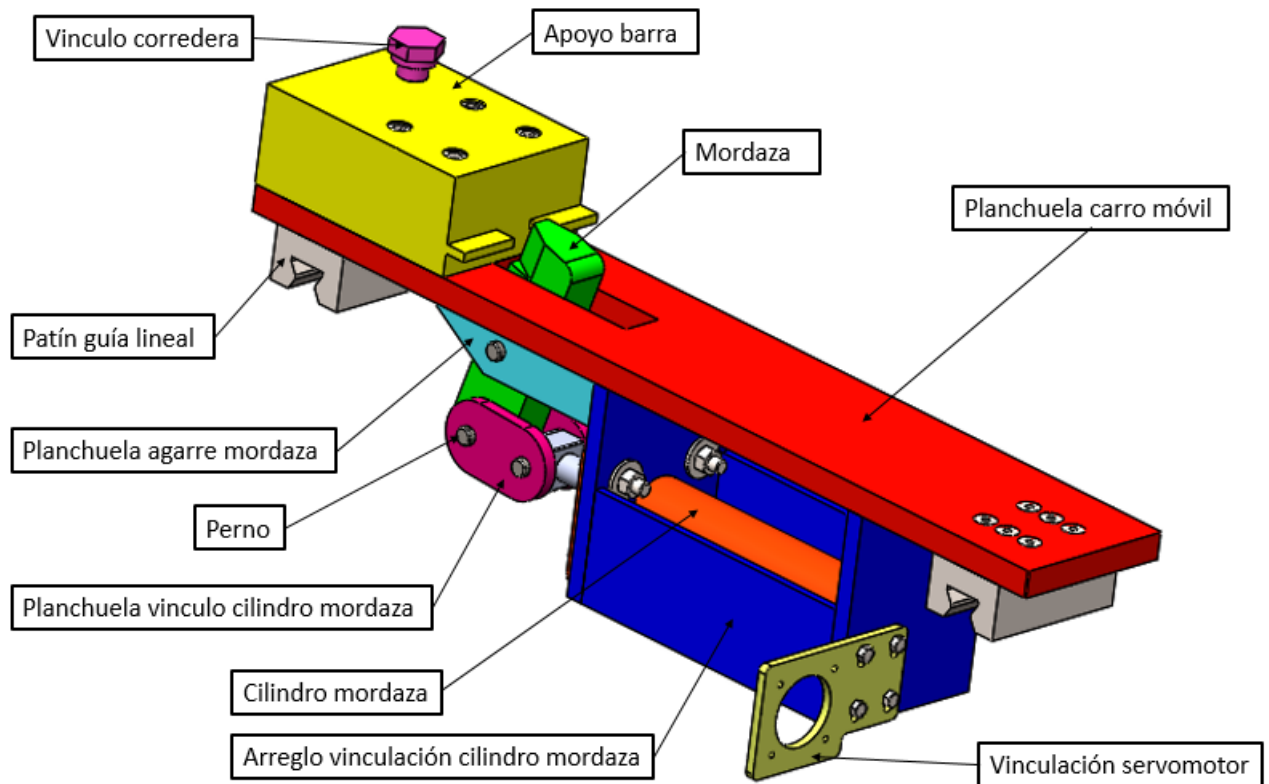


Figura 30. Carro móvil.

➤ Mordaza

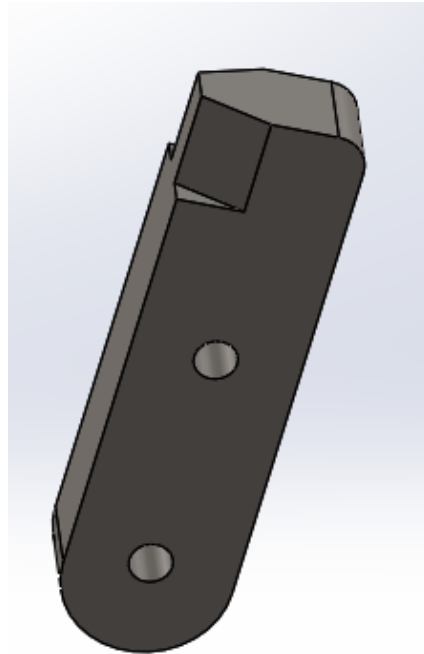


Figura 31. Mordaza.

La mordaza es responsable de sujetar la barra con firmeza, esta aprieta a la barra contra el apoyo barra y de esa forma restringe el movimiento a la barra. En la máquina habrá dos de estas una en el carro móvil y otra en el carro fijo que explicaré más adelante.

A continuación, procederé a realizar los cálculos pertinentes para la mordaza considerando los esfuerzos a las que estarán sometidas.

Del ensayo punto 9.2.2 se obtuvo que la fuerza necesaria para doblar la barra de acero de 16mm de diámetro es de 958,08kgf, como la distancia entre apoyos que tome para realizar el ensayo es menor a la distancia a la que se va a realizar el doblado, es decir que en la máquina tendría un mayor “brazo de palanca”, lo que implicaría una menor fuerza de doblado. El tipo de vinculación de la máquina (mordaza) y el ensayo (libre) no es el mismo y como no hay forma de llevar a la práctica el comportamiento real y para mayor seguridad voy a adoptar una fuerza de cálculo 10% mayor a la que obtuve en el ensayo.

Entonces:

$$\text{Fuerza de doblado } F_d = 1,10 * 958,08\text{kgf}$$

$$\text{Fuerza de doblado } F_d = 1053,88\text{kgf}$$

Esta fuerza de doblado será distribuida de igual forma en el carro fijo y móvil como se puede apreciar en la figura 32.

$$\text{Fuerza en carro } Fr = \frac{\text{Fuerza de doblado}}{2}$$

$$\text{Fuerza en carro } Fr = \frac{1053,88\text{kgf}}{2}$$

$$\text{Fuerza en carro } Fr = 526,94\text{kgf}$$

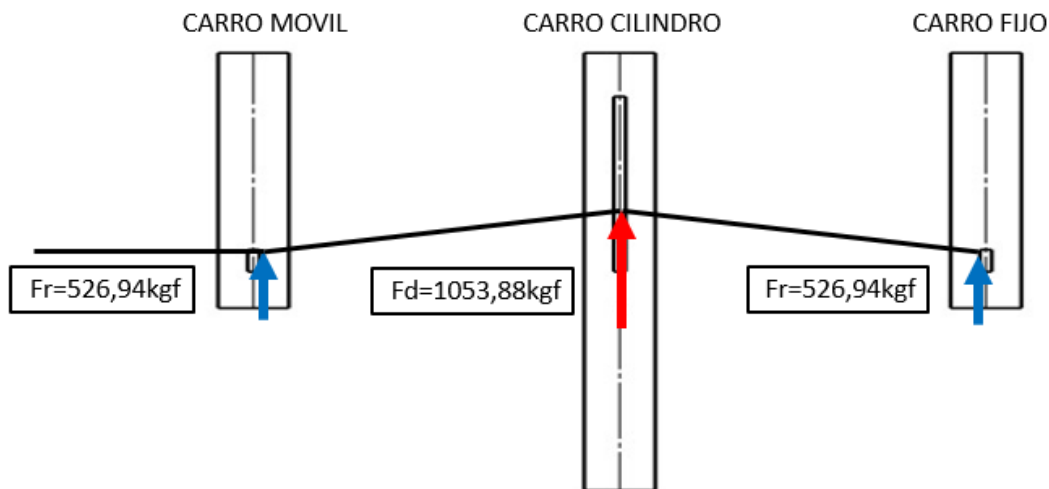


Figura 32. Distribución de fuerza.

La fuerza Fr será absorbida por la mordaza y en esta por el hecho de que se situará en un extremo querrá generar una torsión en la misma, mediante esta consideración procederé a realizar el cálculo para determinar la fuerza que se oponga al giro y sujete satisfactoriamente a la barra, a esta la denominare fuerza mordaza Fm.

La fuerza Fm será la encargada de realizar el agarre de la barra, tiene que asegurar en todo momento el contacto de la barra con la cara lateral del apoyo barra, para asegurar esto se realiza el siguiente calculo:

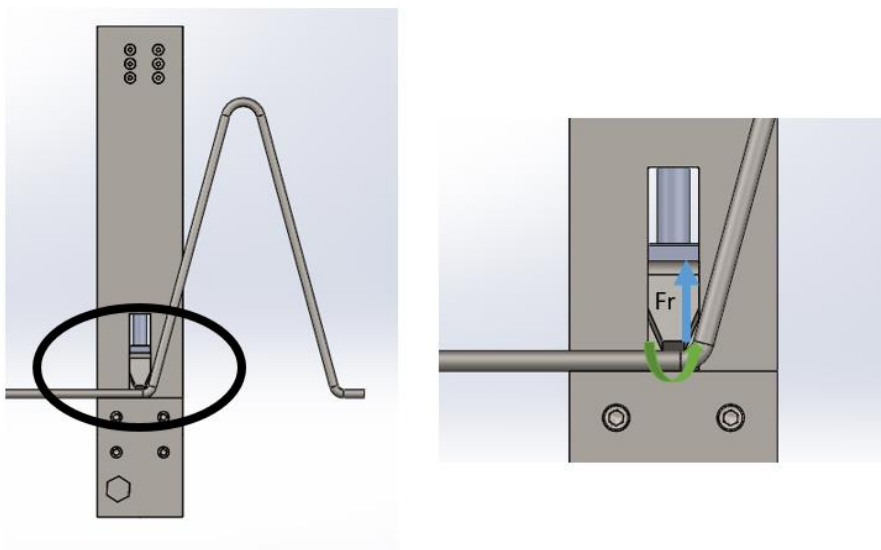


Figura 33. Representación de efectos en la mordaza.

En la figura 33 la flecha en color azul representa la fuerza Fr y la flecha en color verde indica el efecto que generaría en la mordaza.

- Cálculo fuerza mordaza.

Para la determinación de esta fuerza considerare que la mordaza se encuentra empotrada en un lado y en el opuesto esta la aplicación de la fuerza Fr .

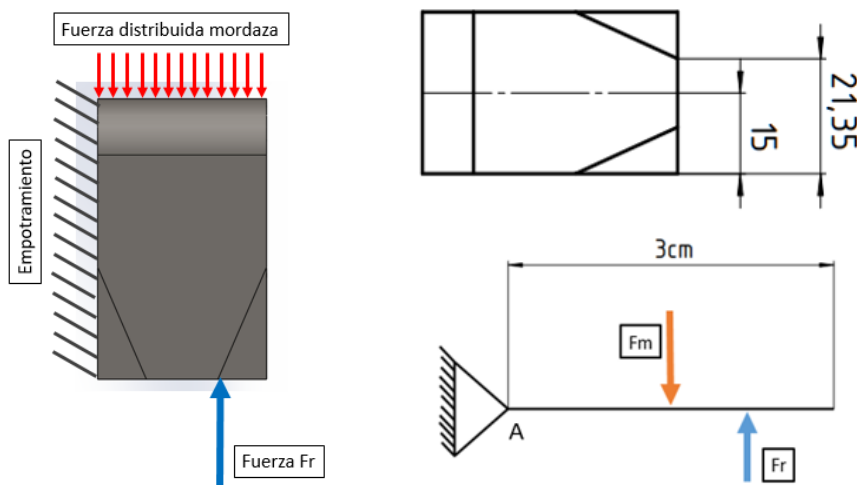


Figura 34. Consideración aplicación de fuerza en mordaza.

Al ser la fuerza de la mordaza una carga distribuida considero una fuerza puntual en la mitad de la longitud de la misma, a continuación, procedo a calcular la sumatoria de momentos en el punto A

$$\Sigma M_A = -Fm * 1,5cm + Fr * 2,135cm = 0$$

$$Fm = \frac{Fr * 2,135cm}{1,5cm}$$

$$Fm = \frac{526,94kgf * 2,135cm}{1,5cm}$$

$$Fm = 750,01kgf$$

Esta es la fuerza necesaria para realizar la sujeción de la barra.

Con las fuerzas actuantes que obtuve en los cálculos anteriores sobre la mordaza procederé a realizar la verificación de la sección transversal de la mordaza.

- Verificación sección transversal mordaza
- ✓ Solicitación flexión

Para esta verificación calculare el momento flector respecto al punto donde pivotara a la misma.

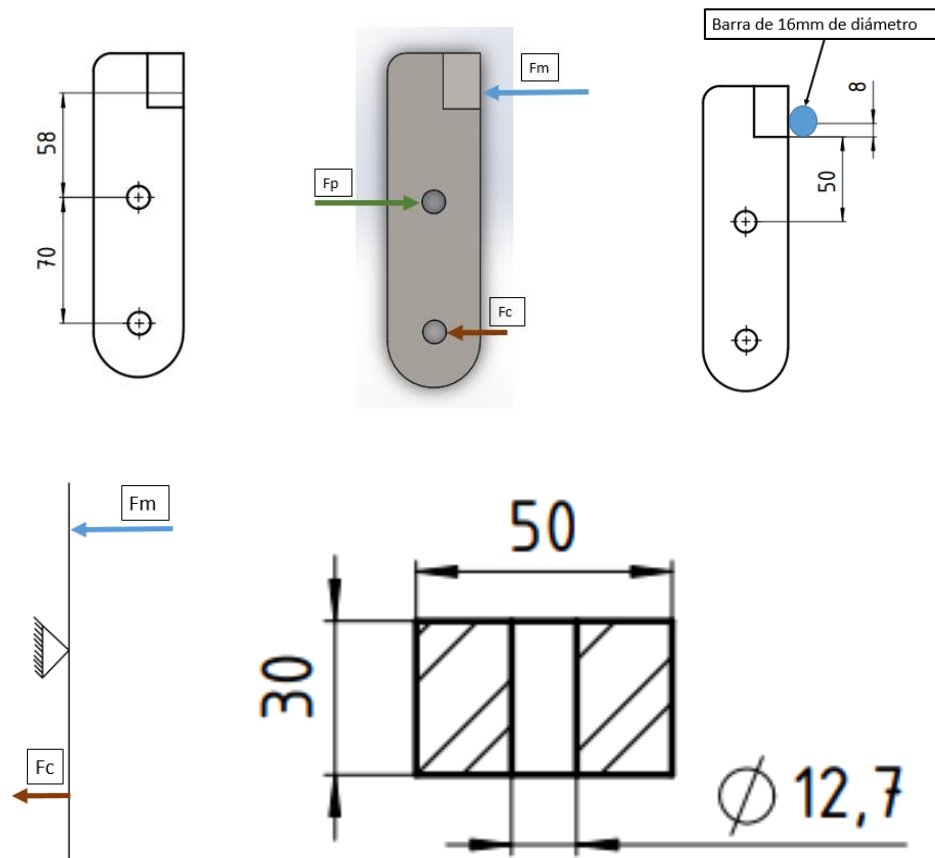


Figura 35. Fuerzas actuantes en mordaza y medidas

$$\sigma = \frac{Mf * y}{I} \leq \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{N}$$

$$Mf = F_M * 5,8cm$$

Siendo:

- σ : Tensión normal sobre mordaza producto de fuerzas actuantes.
- Mf : Momento flector.
- l : distancia desde el lugar mas solicitado al punto de aplicación de la fuerza.
- y : distancia desde baricentro a la fibra mas solicitda
- I : segundo momento de inercia de la seccion respecto al eje de flexion.
- σ_{adm} : tension admisible acero AISI 1045
- σ_{flu} : tensión de fluencia acero AISI 1045
- N : coeficiente de seguridad

$$Mf = 750,01kgf * 5,8cm$$

$$Mf = 4350,058kgf.cm$$

$$I = \frac{3cm * 5cm^3}{12} - \frac{1,5cm * 3cm^3}{12}$$

$$I = 27,88cm^4$$

$$y = \frac{5cm}{2} = 2,5cm$$

$$\sigma = \frac{4788,132kgf.cm * 2,5cm}{27,88cm^4}$$

$$\sigma = 390,06\left[\frac{kg}{cm^2}\right]$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{N} = \frac{4148\left[\frac{kg}{cm^2}\right]}{1,5} = 2765,33\left[\frac{kg}{cm^2}\right]$$

$\sigma_{adm} \geq \sigma$ la sección propuesta resiste a esta sollicitación.

✓ Sollicitación torsión

Para esta sollicitación considerare que la fuerza del carro buscara torcer a la mordaza en el lugar de donde pivotea la misma por medio del perno.

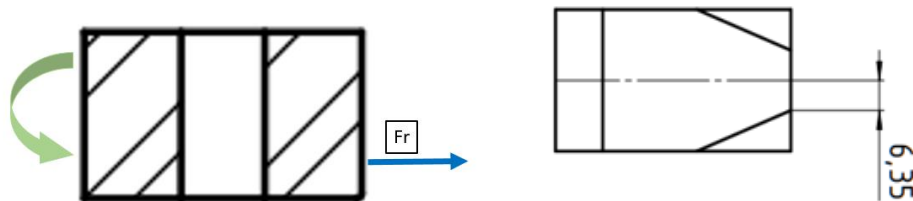


Figura 36. Efecto en sección transversal mordaza y punto de aplicación fuerza.

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{\alpha * a * b^2}$$

Siendo:

- τ_{max} : Tension tangencial actuante en la mordaza
- M_t : Momento torsor producto de F_r en la mordaza.
- a : lado mayor sección rectangular
- b : lado menor sección rectangular.
- α : numero adimensional que sale de la relacion de a entre b .

- τ_{adm} : tension tangencial admisible acero AISI 1045
- τ_{flu} : tension de fluencia acero AISI 1045
- N : coeficiente de seguridad

$$\tau_{flu} = 0,6\sigma_{flu}$$

$$\tau_{flu} = 0,6 * 4148 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$\tau_{flu} = 2488,8 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$\tau_{adm.} = \frac{2488,8 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]}{1,5} = 1659,2 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$Mt = 526,94kgf * 0,635cm$$

$$Mt = 334,6kgfcm$$

$$a = 5cm$$

$$b = 3cm$$

De tabla $\alpha = 0,237$

Tabla 1. Selección de α necesario para el calculo

$\eta=a/b$	1	1,1	1,2	1,25	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,75	1,8
α	0,208	0,214	0,219	0,221	0,223	0,227	0,231	0,234	0,237	0,239	0,240
β	0,141	0,154	0,166	0,172	0,177	0,187	0,196	0,204	0,211	0,214	0,217
$\eta=a/b$	2	2,25	2,5	3	4	5	6	8	10	20	∞
α	0,248	0,252	0,258	0,267	0,282	0,292	0,299	0,307	0,313	0,332	0,333
β	0,229	0,240	0,249	0,263	0,281	0,292	0,299	0,307	0,313	0,332	0,333

$\eta=a/b$	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4	6	8	10	∞
δ	1	0,859	0,825	0,795	0,766	0,753	0,745	0,743	0,742	0,742	0,742

Entonces:

$$\tau_{max} = \frac{334,6kgfcm}{0,237 * 5cm * 3cm^2}$$

$$\tau_{max} = 31,37 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Se verifica que $\tau_{adm.} = 1659,2 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] \geq \tau_{max} = 31,37 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$

Estas mordazas estarán fabricadas de acero al carbono y tienen dimensiones de 150mmx50mmx30mm. Cada mordaza cuenta con dos agujeros de 12,7 mm de diámetro (en el punto siguiente, se realiza el cálculo que determina el diámetro del perno por lo que debe coincidir con este agujero). Uno de estos agujeros se utiliza para conectar la mordaza al carro, ya sea el carro móvil o fijo, a través de las planchuelas de agarre, donde la mordaza pivota. El otro agujero se utiliza para conectar el cilindro hidráulico, que genera la fuerza necesaria para sujetar la barra.

Para fabricar estas mordazas, se parte de una palanquilla de sección cuadrada de 50mmx50mm y largo de 150mm de acero SAE 1045 la cual es de uso comercial, luego se lleva a cabo un mecanizado utilizando fresadoras para alcanzar las dimensiones finales y la forma deseada, mediante perforadoras de banco se realizan los agujeros mencionados. Además, en la parte superior de la mordaza, donde entrará en contacto con la barra, se realiza un proceso de moleteado y temple con el fin de aumentar la fricción y la durabilidad.

- Verificación por medio de simulación de la mordaza

Para sumar una verificación al cálculo de la mordaza procederé a realizar una simulación de elementos finitos de la misma mediante el software solidworks.

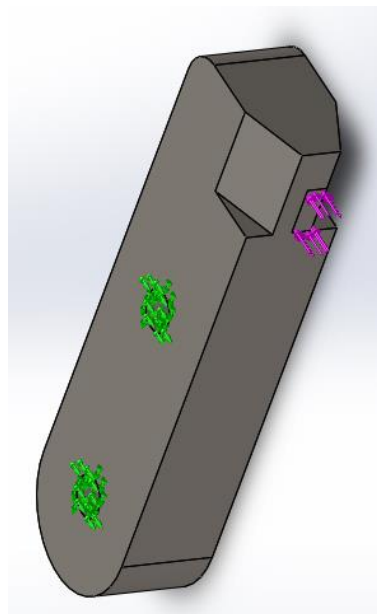


Figura 37. Fijación y fuerza actuante en mordaza para simulación

Para la realización de esta simulación hice actuar sobre la mitad de la mordaza que tiene contacto con la barra dispuesta a doblar una fuerza de 526,94kfg y realicé una fijación en los agujeros donde pivotea la mordaza y donde se vincula el cilindro mordaza.

Los resultados fueron los siguientes:

- Desplazamientos

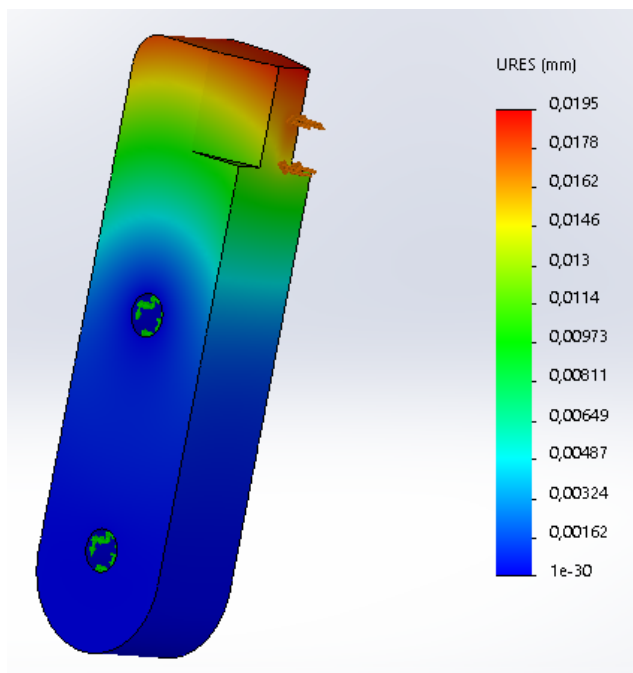


Figura 38. Desplazamientos en mordaza.

El desplazamiento máximo que sufre la mordaza es de 0,0195mm el cual es aceptable.

- Tensiones

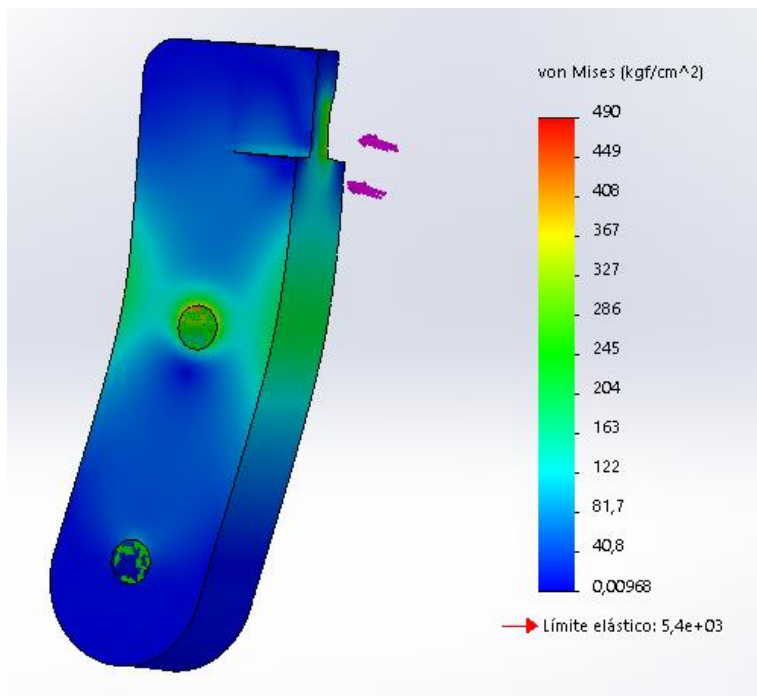


Figura 39. Tensiones en mordaza.

La tensión máxima que sufre la mordaza bajo las sollicitaciones propuestas está por debajo del límite elástico de la misma.

Siendo la tensión máxima obtenida 490 kgf/cm^2

$$\sigma_{fl-AISI\ 1045} = 4148 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$N = \frac{\sigma_{fl-AISI\ 1045}}{\sigma_{maxima\ obtenida}} = \frac{4148 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]}{490 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]}$$

$$N = 8,47$$

Comparando la tensión de fluencia del acero SAE 1045 con la tensión obtenida en la simulación, da un coeficiente de seguridad de 8,47; el cual aceptable.

➤ Pernos



Figura 40. Perno mordaza.

Los pernos son los encargados de vincular la mordaza a los carros y al cilindro mordaza, para realizar el cálculo considerare el más sollicitado que es donde pivotea la mordaza.

- Fuerza en el perno

Para el cálculo se considera el instante en el cual la mordaza está sujetando a la barra, en tal caso las fuerzas actuantes serian: fuerza mordaza, fuerza cilindro (calculada en el inciso referido al cilindro mordaza en incisos siguientes) y fuerza perno, las cuales son coloniales.

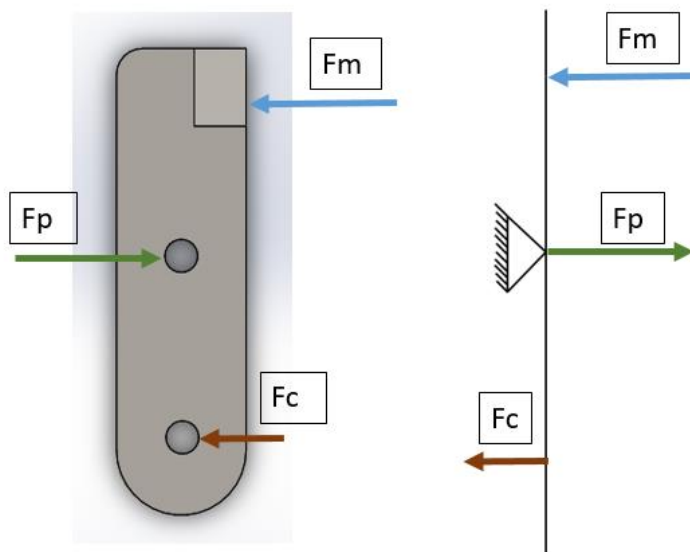


Figura 41. Fuerzas actuantes en mordaza.

$$\Sigma F = -Fm + Fp - Fc = 0$$

$$Fp = Fm + Fc$$

$$Fp = 825,54kgf + 684,05kgf$$

$$Fp = 1509,59kgf$$

La fuerza a la que estará sometida por causa de la sujeción de la barra de sección circular será de 1509,59 kgf.

- Cálculo perno

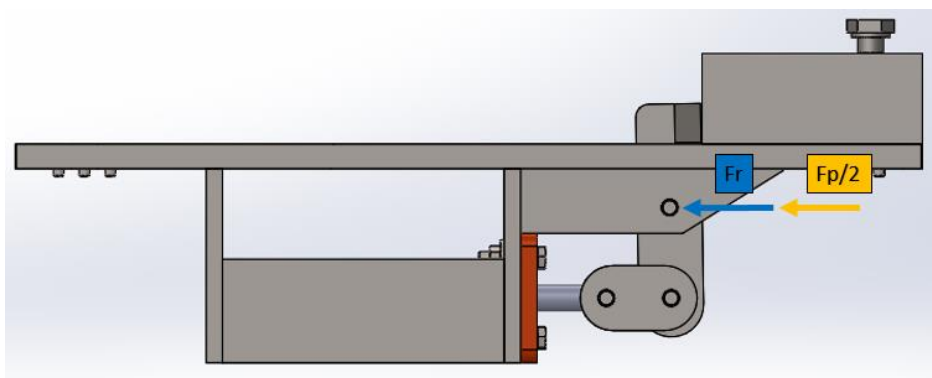
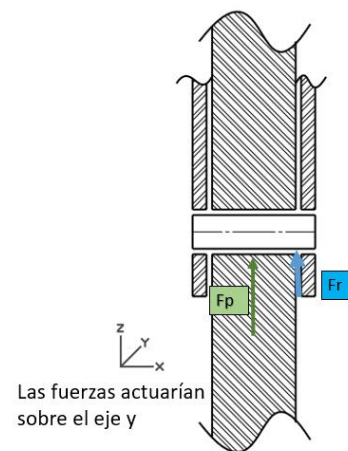


Figura 42. Fuerzas actuantes en perno pivotante.



El perno va estar solicitado a esfuerzos cortantes generados por la fuerza actuante sobre el mismo F_p y a su vez considerare la fuerza F_r de modo tal que ese esfuerzo sea soportado en este lugar y no se trasmita al cilindro mordaza.

Entonces:

$$F_{corte} = F_r + \frac{F_p}{2}$$

$$F_{corte} = 526,94kgf + \frac{1509,59kgf}{2}$$

$$F_{corte} = 1281,74kgf$$

De modo tal que:

$$\tau_{adm} = \frac{F_{corte}}{A_t} = \frac{\tau_{fl}}{N}$$

Donde:

- F_{corte} : Fuerza de corte resultante en el perno
- $\tau_{fl-AISI 1010}$: Tension tangencial de fluencia acero AISI 1010 = $0,6 * \sigma_{fl-AISI 1010}$
- $\tau_{fl-AISI 1010} = 0,6 * 3867[\frac{kg}{cm^2}] = 2320,2[\frac{kg}{cm^2}]$
- N : Coeficiente de seguridad=1,5
- $A_t = \frac{\pi * d^2}{4}$ = Área sección transversal perno.
- d = Diámetro perno vinculante a mordaza.

Entonces:

$$\frac{F_{corte}}{A_t} = \frac{\tau_{fl}}{N}$$

$$\frac{F_{corte}}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{\tau_{fl}}{N}$$

Despejando el diámetro d:

$$d = \sqrt{\frac{4 * F_{corte}}{\frac{\tau_{fl}}{N} * \pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 1281,74kgf}{\frac{2320,2[\frac{kg}{cm^2}]}{1,5} * \pi}}$$

$$d = 1,03cm$$

Los pernos tendrán un diámetro de 12,7mm (1/2") y una longitud de 60mm con agujeros en sus extremos para la colocación de chavetas.

Los mismos son fabricados partiendo de una barra de sección circular que se corta a 60mm de longitud, estas son de uso comercial, cuyo diámetro inicial es de 12,7mm (1/2") que luego se mecaniza en el torno para darle la dimensión final y se le realiza el agujereado correspondiente para introducir la chaveta.



Figura 43. Materia prima para realización de pernos.

➤ Selección chaveta para pernos

De catálogo, se selecciona chaveta del tipo partida DIN 94 para colocar en los pernos, cuyo número de especificación según catalogo es 1525 y sus dimensiones se pueden observar en la figura 44.

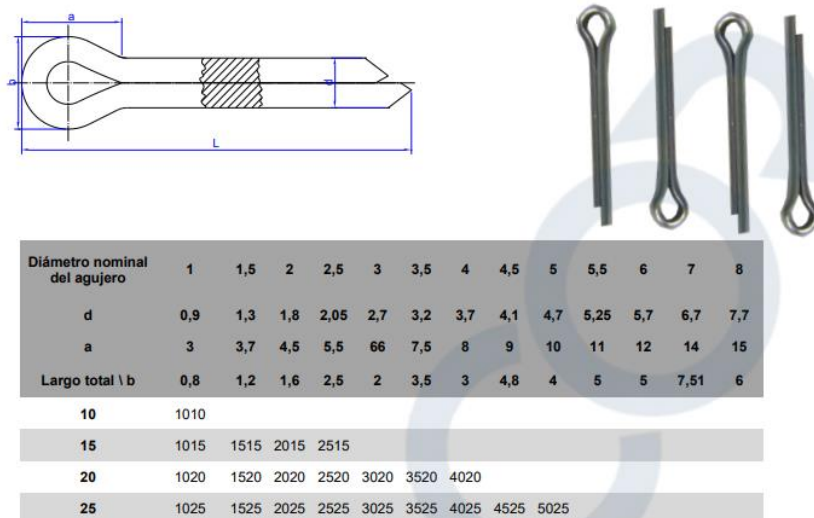


Figura 44. Chavetas utilizadas en pernos.

➤ Planchuela carro móvil

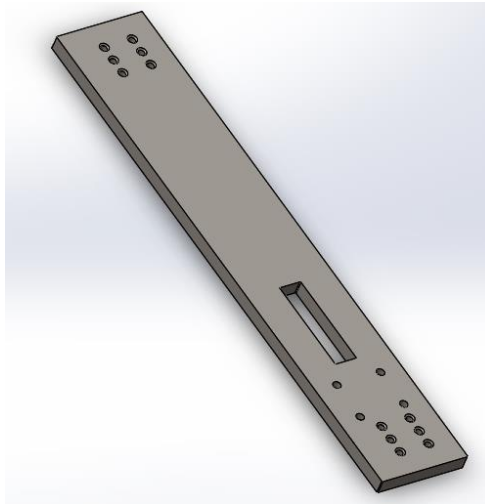


Figura 45. Planchuela carro móvil.

En ella, se encuentra una guía destinada para la mordaza, agujeros avellanados en ambos extremos para conectar los patines de la guía lineal, cuenta con agujeros roscados para la vinculación del apoyo barra.

A su vez, también sobre esta se sueldan las planchuelas denominadas agarre mordaza y el arreglo para la vinculación del cilindro mordaza, estos elementos serán descritos en puntos siguientes.

Para fabricar esta planchuela se corta a medida bajo el proceso de corte por láser una chapa de acero SAE 1010 la cual es de uso comercial, a su vez también bajo este proceso se le realiza la guía y agujeros correspondientes.

➤ Apoyo barra

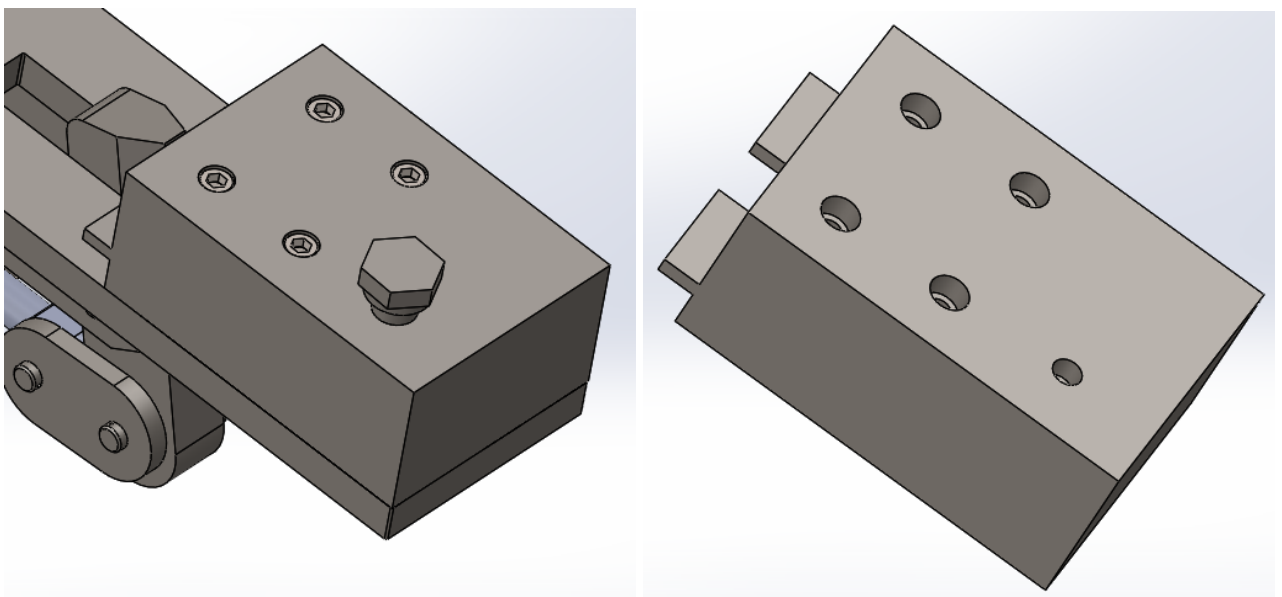


Figura 46. Apoyo barra.

En el mismo se apoya la barra cuando es apretada la por la mordaza y donde se rosca el vínculo corredera.

El mismo está construido por un ortoedro de acero SAE 1010, el cual se lleva a dimensiones finales por medio de fresadoras y se le realizan los agujeros pasantes avellanados para la vinculación del mismo por medio de tornillos del tipo Allen cabeza cilíndrica, a su vez también se le realiza una rosca del tipo hembra a distancia especificada en el plano para la vinculación del vínculo corredera. A este se le sueldan planchuelas tope de acero SAE 1010 de 6,4mm de espesor para impedir que al momento en que se realiza la sujeción de la barra, si esta tendiera a levantarse quedara limitada por estas planchuelas y así asegurar la correcta sujeción de la mordaza.

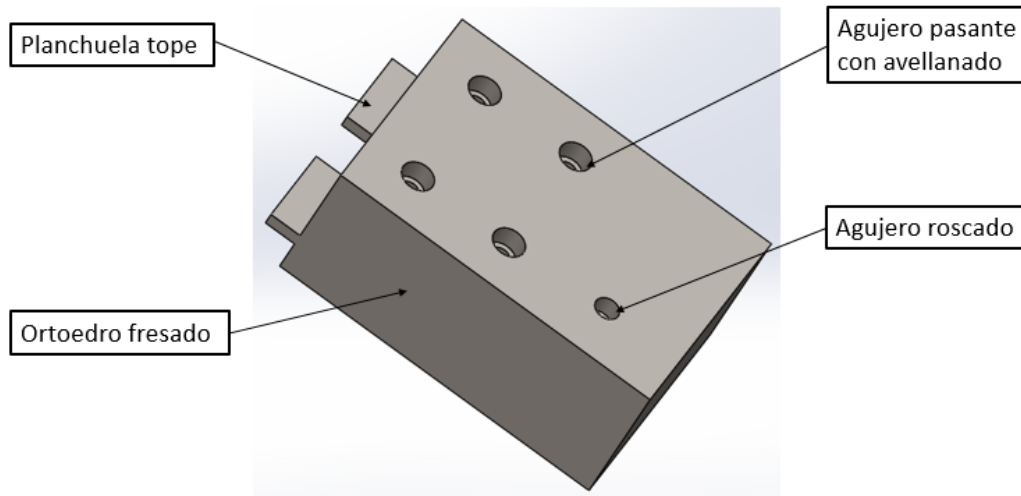


Figura 47. Detalles apoyo barra.

➤ Selección bulón para vinculación del apoyo barra a planchuela del carro

De catálogo, se selecciona tornillo del tipo Allen cabeza cilíndrica para vincular el apoyo barra a la planchuela del carro, la cantidad necesaria son cuatro, cuyas especificaciones son tornillo Allen M10x1,5 y su longitud 80mm.

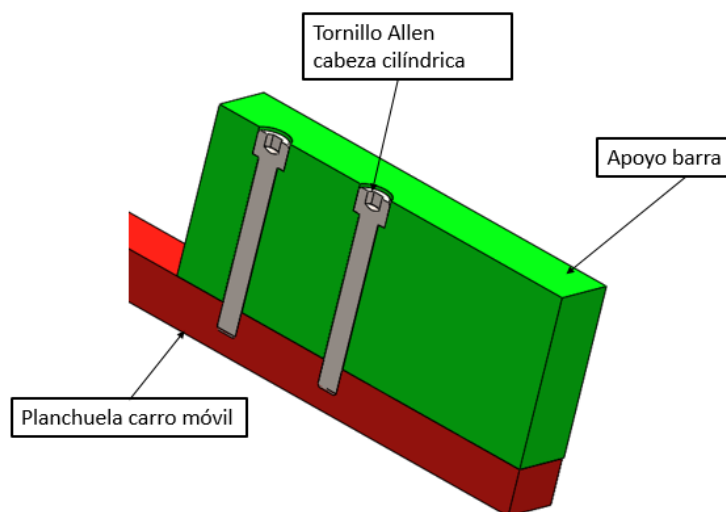


Figura 48. Visualización vinculación del apoyo barra.

➤ Planchuelas agarre mordaza

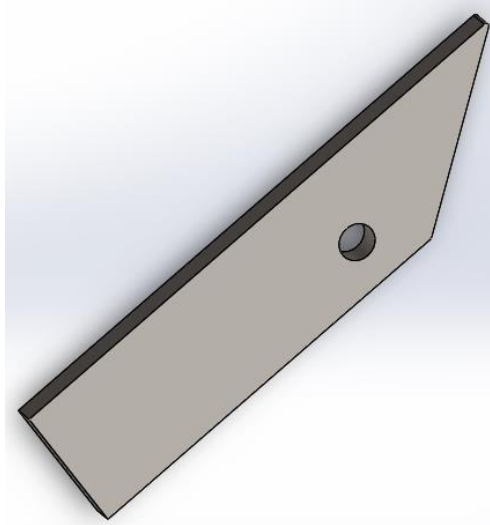


Figura 49. Planchuela agarre mordaza.

En estas planchuelas, la mordaza por medio del perno pivotea y permite la sujeción de la barra. Se trata de dos planchuelas que se sueldan a la planchuela del carro ya descrita, manteniendo una distancia de 30 mm entre sí, que corresponde al ancho de la mordaza.

- Calculo espesor agarre mordaza

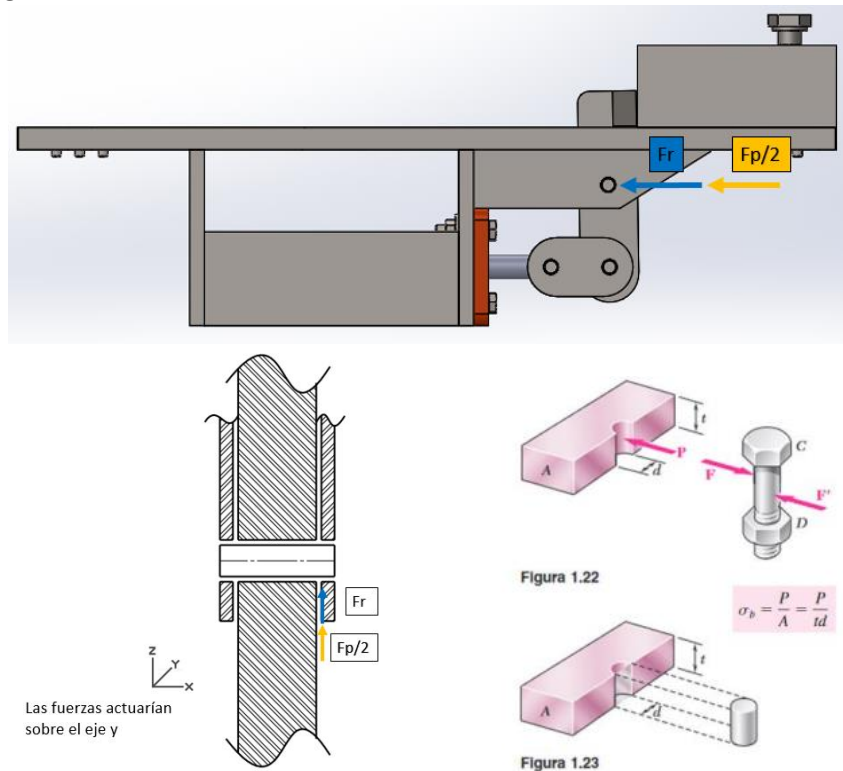


Figura 50. Fuerzas actuantes en agarre mordaza.

$$F_{\text{agarre mordaza}} = Fr + \frac{F_p}{2}$$

$$F_{\text{agarre mordaza}} = 526,94\text{kgf} + \frac{1509,59\text{kgf}}{2}$$

$$F_{\text{agarre mordaza}} = 1281,74\text{kgf}$$

Esta fuerza denominada agarre mordaza es la misma con la que realice el cálculo para la verificación del perno donde pivotea la mordaza, a la cual en ese inciso denomine fuerza de corte.

$$\sigma_{\text{aplast.}} = \frac{P}{A} = \frac{F_{\text{agarre mordaza}}}{t_{\text{planchuela}} * d}$$

Donde:

- $F_{\text{agarre mordaza}}$ = fuerza actuante en agarre mordaza.
- $\sigma_{fl-AISI 1010}$ = límite de fluencia acero AISI 1010 = $3867 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$
- $t_{\text{planchuela}}$ = Espesor agarre mordaza.
- d : diámetro agujero para perno vinculante mordaza: 1,27cm

Despejando el espesor y utilizando un coeficiente de seguridad de $N=1,5$ resulta

$$\sigma_{\text{aplast.}} = \frac{P}{A} = \frac{F_{\text{agarre mordaza}}}{t_{\text{planchuela}} * d}$$

$$t_{\text{planchuela}} = \frac{1281,74\text{kgf}}{\frac{3867 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]}{1,5} * 1,27\text{cm}}$$

$$t_{\text{planchuela}} = 0,39\text{cm}$$

De cálculo se obtiene que el espesor mínimo de la planchuela de agarre mordaza tiene que ser mayor a 3,9mm.

- Calculo área sección transversal agarre mordaza

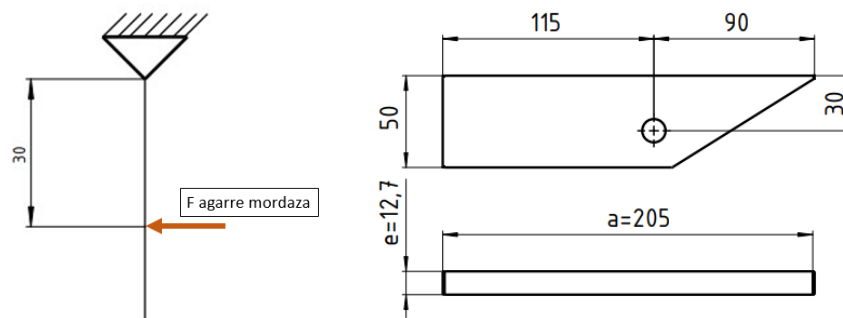


Figura 51. Consideración de fuerza y medidas de agarre mordaza.

$$\sigma = \frac{Mf * y}{I} \leq \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{N}$$

$$Mf = Fagarre \text{ mordaza} * l$$

Siendo:

- σ : Tensión sobre agarre mordaza.
- Mf : Momento flector.
- l : distancia desde el lugar mas solicitado al punto de aplicaciond de la fuerza.
- y : distancia desde baricentro a la fibra mas solicitda
- I : segundo momento de inercia de la sección respecto al eje de flexión.
- σ_{adm} : tensión admisible acero AISI 1010
- σ_{flu} : tensión de fluencia acero AISI 1010
- N : coeficiente de seguridad

Para el cálculo considero que la sección transversal es un rectángulo con lados:

$$a = 20,5\text{cm}$$

$$e = \text{espesor} = 12,7\text{mm} = 1,27\text{cm} \text{ (mayor a los } 0,39\text{cm que me dio en el cálculo anterior)}$$

$$Mf = 1281,74\text{kgf} * 3\text{cm}$$

$$Mf = 3845,22\text{kgf} \cdot \text{cm}$$

$$I = \frac{t * a^3}{12}$$

$$I = \frac{1,27\text{cm} * 20,5\text{cm}^3}{12}$$

$$I = 911,77\text{cm}^4$$

$$y = 9\text{cm}$$

$$\sigma = \frac{3845,22\text{kgf} \cdot \text{cm} * 9\text{cm}}{911,77\text{cm}^4}$$

$$\sigma = 37,95 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{N} = \frac{3867 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]}{1,5} = 2578 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma \text{ de la seccion propuesta.}$$

Para la fabricación de estas planchuelas, se cortan y se le realiza el agujero correspondiente mediante proceso de corte por láser chapas de acero SAE 1010 de 1/2" (12,7mm) de espesor, que está disponible comercialmente siguiendo la forma que detalla el plano de fabricación.

- Calculo soldadura agarre mordaza

La fuerza agarre mordaza producirá sobre el cordón de la soldadura esfuerzos normales y tangenciales:

Por teoría del maximo esfuerzo cortante:

$$\tau_t = \sqrt{\tau^2 + \frac{\sigma^2}{2}}$$

Donde:

$$\tau = \frac{F_{\text{agarre mordaza}}}{A_t}$$

$$\tau = \frac{F_{\text{agarre mordaza}}}{\cos(45^\circ) * h * L}$$

Siendo h es el espesor de la soldadura propuesto para el calculo 4mm y L la longitud del cordon que es de 20,5cm.

$$\tau = \frac{1281,74kgf}{\cos(45^\circ) * 0,4cm * 20,5cm} = 221,05 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$\sigma = \frac{Mf}{\cos(45^\circ) * h * I_u}$$

Siendo:

- Mf : Momento flector = 3845,22kgf.cm
- I_u : Momento resistente unitario

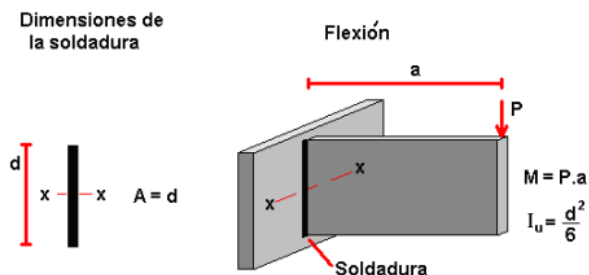


Figura 52. Momento resistente unitario.

$$I_u = \frac{L^2}{6}$$

$$I_u = \frac{20,5cm^2}{6} = 70,04cm^2$$

$$\sigma = \frac{3845,22kgf.cm}{\cos(45^\circ) * 0,4cm * 70,04cm^2}$$

$$\sigma = 194,1 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Por lo tanto por teoría del máximo esfuerzo cortante:

$$\tau_t = \sqrt{221,05 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]^2 + \left(\frac{194,1 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]}{2} \right)^2}$$

$$\tau_t = 241,41 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Comparando esta tensión con la tensión de fluencia del material de aporte:

Clasificación		Análisis típico del metal depositado, en porcentajes (%)		
AWS A5.18		Silicio	Manganeso	Carbono
ER 70 S-6		0,90	1,55	0,09

Propiedades mecánicas del metal depositado				
Tratamiento térmico	Límite elástico	Carga de rotura	Elongación	Valores impacto
	N/mm ²	N/mm ²	(LO=4d0) %	CVN test J
A / W	LF ≥ 420	RT ≥ 500	A ≥ 22%	≥ 27 a -29 °C

Figura 53. Tensión de fluencia material de aporte.

De especificaciones del alambre de soldadura AWS A5.18

$$\sigma_{fluAWS A5.18} = 420 \left[\frac{N}{mm^2} \right] = 4250,27 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$\tau_{fluAWS A5.18} = \frac{4250,27 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]}{2} = 2125,14 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Entonces:

$$N = \frac{\tau_{fluAWS A5.18}}{\tau_t} = \frac{2125,14 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]}{241,41 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]}$$

$$N = 8,8$$

Por lo tanto la soldadura propuesta de un cordón sobre la cara exterior del agarre mordaza cumple con las sollicitaciones a la cual esta sometida, de igual manera se le realizara cordones de soldaduras internos sin que estos interfieran con la mordaza, se soldará también la parte trasera al arreglo para vincular el cilindro mordaza, estos aumentarán la resistencia del conjunto.

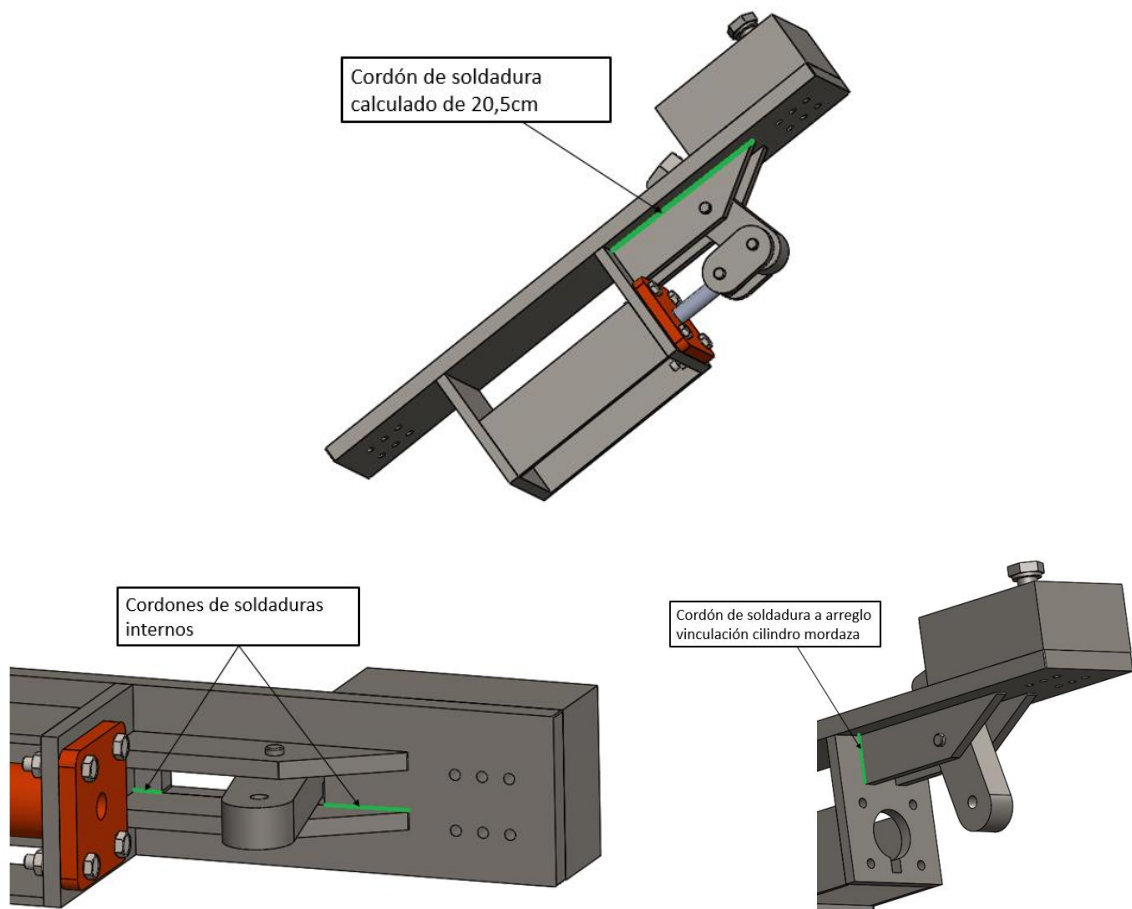


Figura 54. Cordones de soldadura de agarre mordaza a planchuela carro.

➤ Arreglo vinculación cilindro mordaza

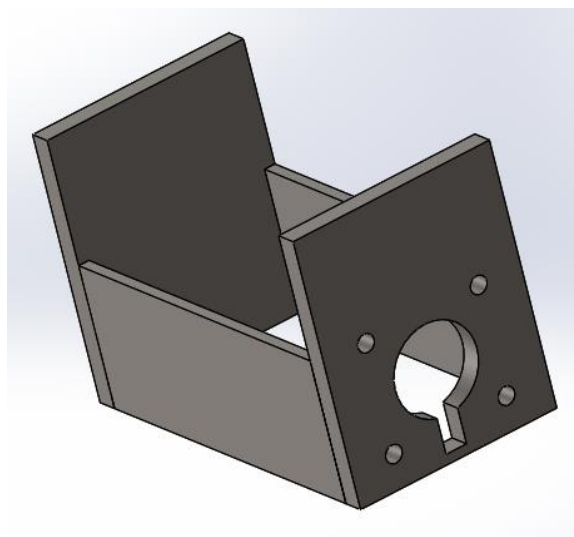


Figura 55. Arreglo vinculación cilindro mordaza.

Mediante este se vincula el cilindro que realiza la fuerza de apriete de las mordazas y le confiere resistencia a la planchuela del carro a la cual esta soldado.

La fabricación de este conjunto implica el corte de chapas de acero SAE 1010 con un espesor de 1/2" (12,7 mm) y 1/4" (6,4mm), siguiendo las dimensiones especificadas en el plano de fabricación. Posteriormente, estas chapas se sueldan para dar forma al conjunto final, el cual se suelda posteriormente a la planchuela del carro.

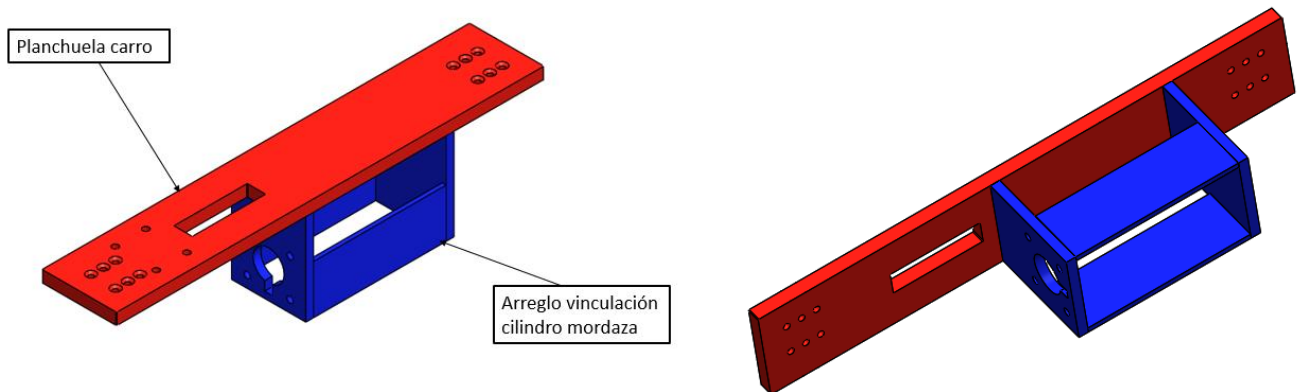
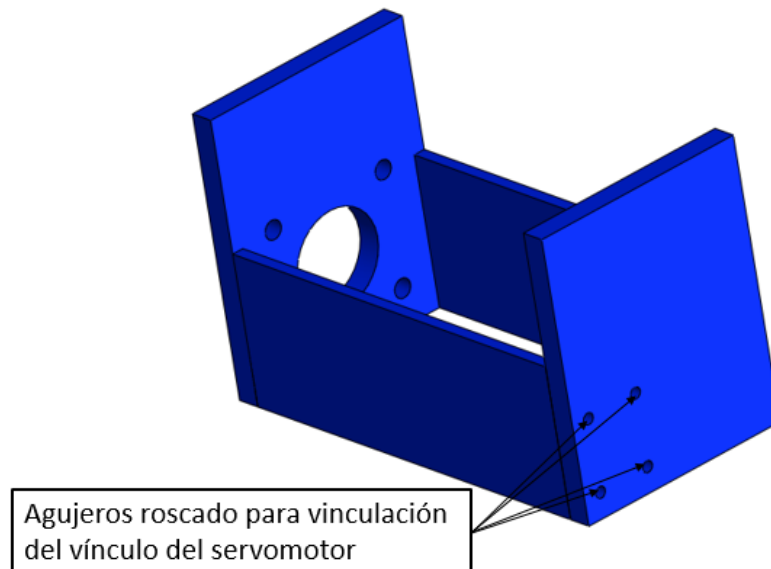


Figura 56. Conjunto final arreglo vinculación cilindro mordaza soldado a planchuela del carro.

Sobre la cara frontal del arreglo vinculación cilindro mordaza del carro móvil se realizan cuatro agujeros roscado para la vinculación del vínculo del servomotor que se explicara en el ítem siguiente.



➤ Vinculación servomotor

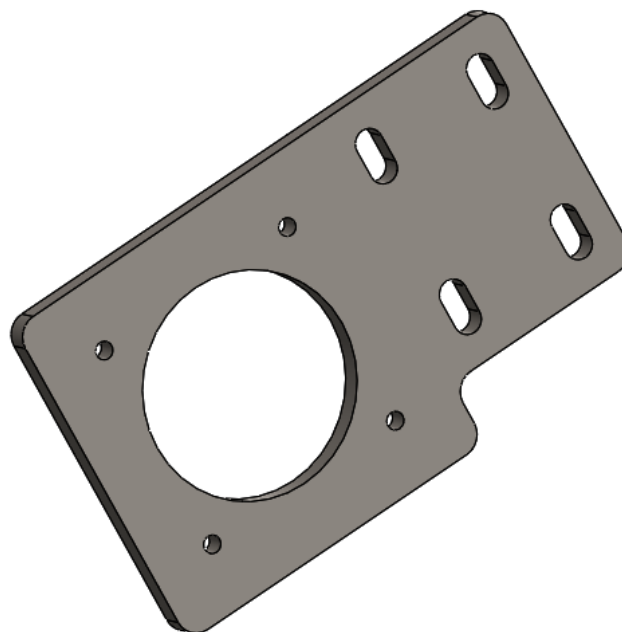


Figura 57. Vinculacion servomotor.

Este vínculo se atornilla en la parte frontal del arreglo vinculación cilindro mordaza explicado en el ítem anterior, cuenta con agujeros oblongos para de esa forma lograr el ajuste deseado del sistema de piñón-cremallera. Mediante este se vincula el servomotor encargado de retornar a los carros a su posición original luego de realizar el doblado.

Para la elaboración del mismo se corta a medida una chapa de acero SAE 1010 de 6,4mm de espesor bajo el proceso de corte por láser a la que se le realizan roscas hembras por medio de un macho de roscar para la vinculación del servomotor por medio de tornillos.

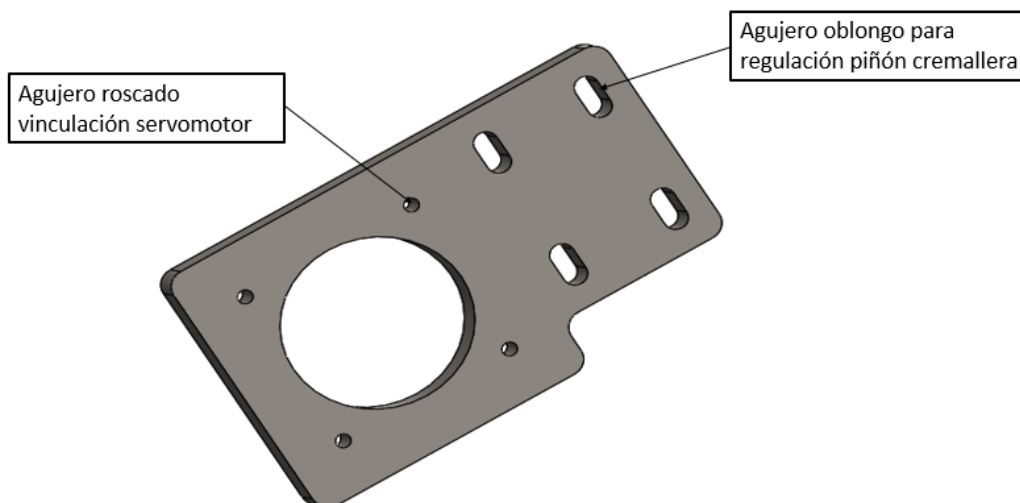


Figura 58. Agujeros vinculación servomotor.

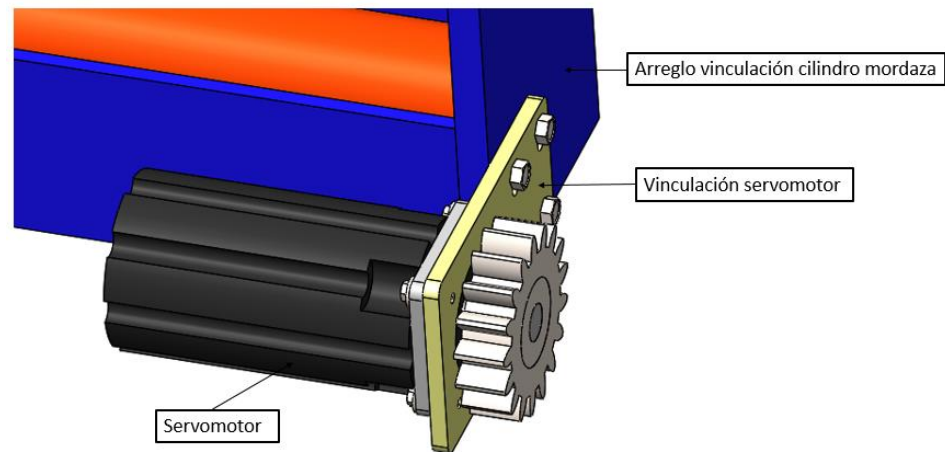


Figura 59. Forma en que se vincula el servomotor al carro.

Cabe mencionar que el plano de esta pieza está relacionado con la disponibilidad del servomotor al momento de construcción de la máquina.

➤ Cilindro mordaza

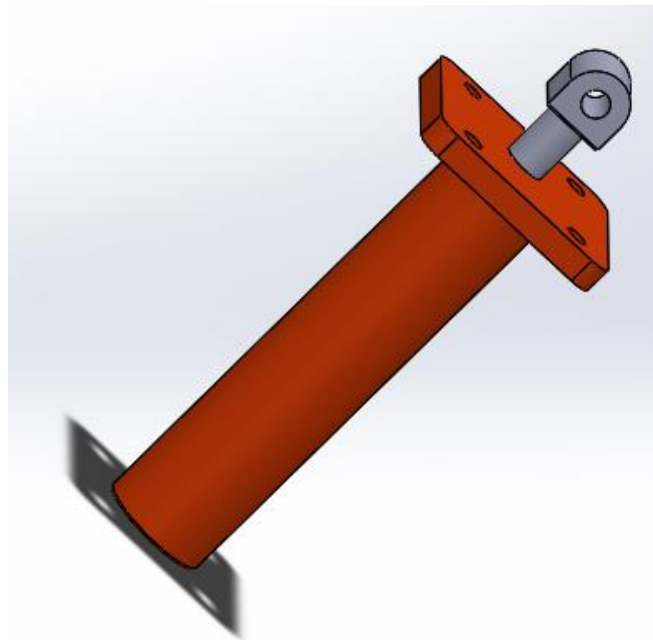


Figura 60. Cilindro mordaza ilustrativo.

Estos cilindros hidráulicos son componentes esenciales que se conectan a las mordazas y tienen la función de aplicar la fuerza necesaria para sujetar la barra, a su vez mediante la regulación del recorrido del vástago se logra la sujeción de los distintos diámetros de barra que la máquina dobla.

- Fuerza cilindro mordaza

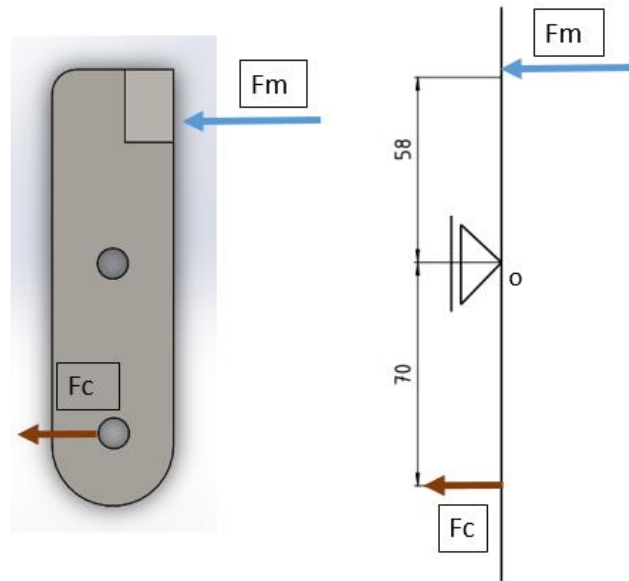


Figura 61. Fuerzas actuantes en mordaza

Para calcular la fuerza que tiene que hacer el cilindro considero el momento en que la mordaza está apretando y realizo la sumatoria de momentos respecto al agujero pasante donde se alojará el perno pivotante.

$$\Sigma M_o = Fm * 5,8cm - Fc * 7cm = 0$$

$$Fc = \frac{Fm * 5,8cm}{7cm}$$

$$Fc = \frac{750,01kgf * 5,8cm}{7cm}$$

$$Fc = 621,44kgf$$

Estos cilindros se fabricarán a medida respetando los siguientes parámetros:

- Son de tipo doble efecto.
- Son del tipo bridado en la parte delantera, lo que permite su vinculación al carro de manera eficiente.
- Diámetro del pistón:

De acuerdo al cálculo obtenido en el punto anterior de la fuerza necesaria que debe hacer el cilindro procederé a determinar el diámetro del pistón:

- ✓ Fuerza cilindro necesaria (F): 621,44kgf
- ✓ Presión de trabajo (P): 120bar = 122,366 $\frac{kgf}{cm^2}$

Por el hecho de como realiza la fuerza el cilindro (cerrando el cilindro realiza la sujeción de la barra), y proponiendo un cilindro de diámetro 1 ½" (38,1mm) y vástago de diámetro ¾".

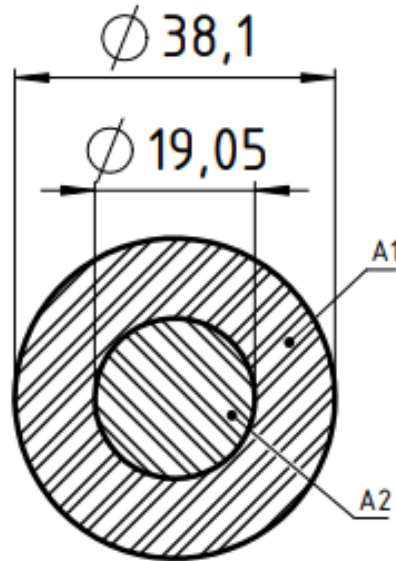


Figura 62. Área generadora de fuerza en pistón mordaza.

Resulta que el área con la que se obtendrá la fuerza necesaria en el pistón es:

$$A = A_1 - A_2$$

$$A_1 = \frac{\pi * 3,81cm^2}{4} = 11,4cm^2$$

$$A_2 = \frac{\pi * 1,905cm^2}{4} = 2,85cm^2$$

$$A = 11,4cm^2 - 2,99cm^2 = 8,55cm^2$$

Teniendo en cuenta la presión de trabajo y el área obtenida

$$F = 122,366 \frac{kgf}{cm^2} * 8,55cm^2$$

$$F = 1046,31kgf$$

$$F = 1046,31kgf \geq \text{Fuerza cilindro necesaria} = 621,44kgf$$

La fuerza máxima que puede realizar el cilindro de 1 ½" y vástago ¾" es mayor a la fuerza necesaria para realizar la sujeción.

De acuerdo a este resultado el diámetro del pistón será de 1 ½" (38,1mm)

- Carrera, de acuerdo a las necesidades que deben cumplir estos cilindros de sujetar los distintos diámetros de barras y por medio de su apertura generar que la mordaza no quede sobre la superficie de la planchuela del carro para que de esa forma se evite el contacto entre la barra doblada y la mordaza.

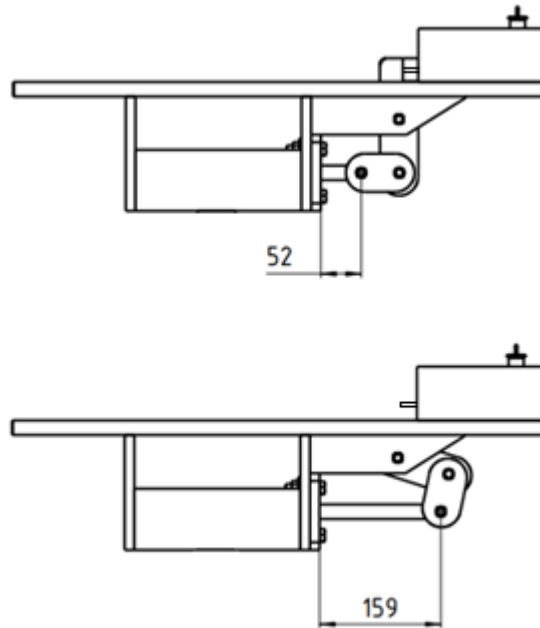


Figura 63. Carrera cilindro mordaza.

Entonces:

$$\text{Carrera cilindro} = \text{apertura máxima necesaria} - \text{apertura mínima necesaria}$$

$$\text{Carrera cilindro} = 159\text{mm} - 52\text{mm}$$

$$\text{Carrera cilindro} = 107\text{mm}$$

Mediante la observación y requerimientos que debe suplir el cilindro se obtuvo que la carrera del cilindro debe ser de 107mm.

Entonces, características del cilindro:

- ❖ Cilindro doble efecto.
- ❖ Tipo bridado.
- ❖ Diámetro del pistón 1 ½".
- ❖ Carrera mínima 107mm.

➤ Planchuela vínculo cilindro/mordaza

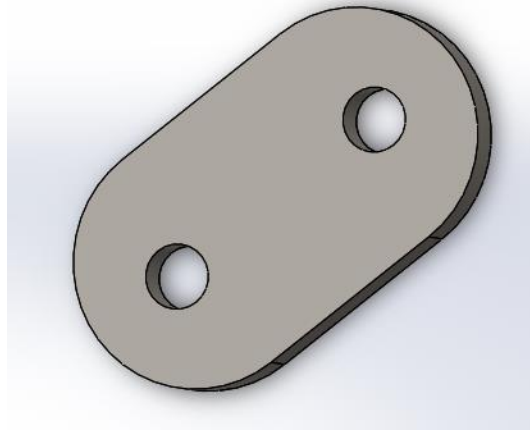


Figura 64. Vínculo cilindro/mordaza.

Mediante esta se vincula el cilindro mordaza y la mordaza

La misma es de acero SAE 1010 de 3/8" (9,5mm) de espesor, se cortan por medio del proceso de corte por láser siguiendo las medidas especificadas en el plano donde también se le realizan los agujeros pertinentes para vincular el cilindro mordaza y la mordaza.

- Verificación por medio de simulación del carro móvil

Una vez descrito en su totalidad al carro móvil procederé a realizar una simulación de elementos finitos mediante el software Solidworks para observar comportamientos de este conjunto.

Para la realización del mismo realizo fijaciones fijas sobre los patines de la guía lineal y hago actuar sobre la cara del apoyo barra la fuerza de 526,44 kgf que actúa sobre esta.

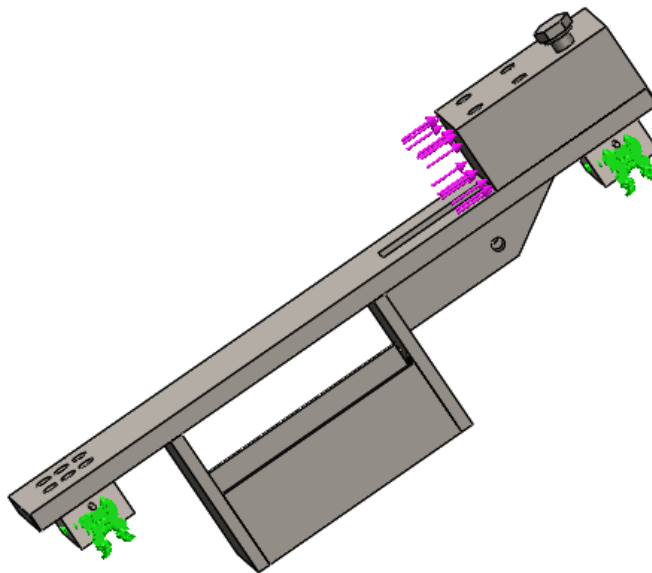


Figura 65. Fijación y fuerza actuante en carro móvil.

Los resultados obtenidos en esta simulación son los siguientes:

- Tensiones

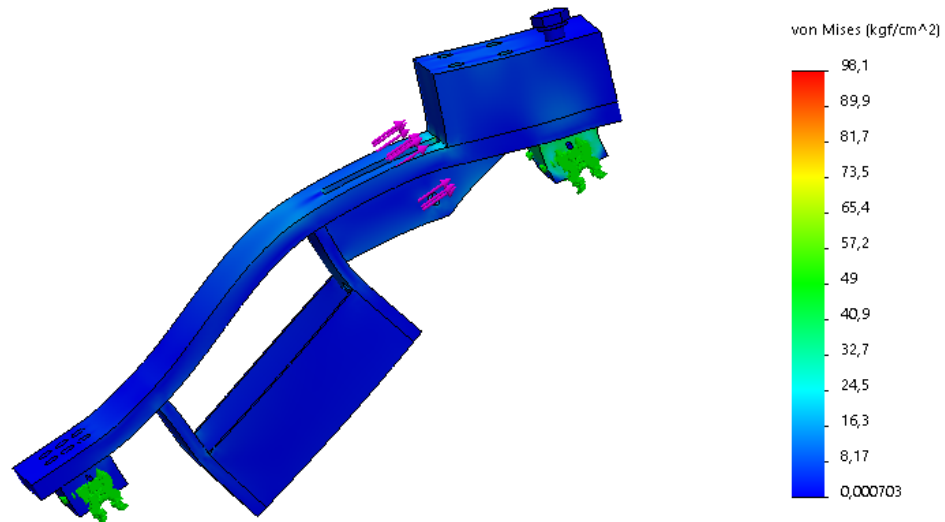


Figura 66. Tensiones en carro móvil.

Se observa que la tensión máxima a la que estará sometido el carro es de 98,1 kg/cm², el cual es un valor que está muy por debajo de la tensión admisible del acero SAE 1010 y acero inoxidable del patín de la guía lineal.

- Desplazamientos

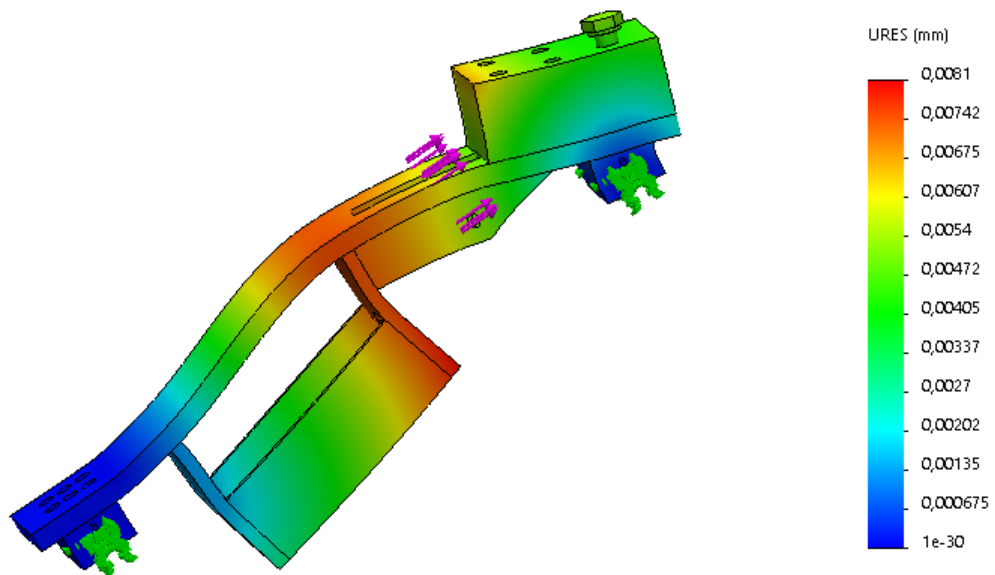


Figura 67. Desplazamientos en carro móvil.

Se observa que el desplazamiento máximo que tendrá será de 0,0081mm el cual es aceptable.

Mediante esta simulación se visualizó el comportamiento del carro en su conjunto y se obtuvieron resultados satisfactorios.

12.1.2 Carro cilindro

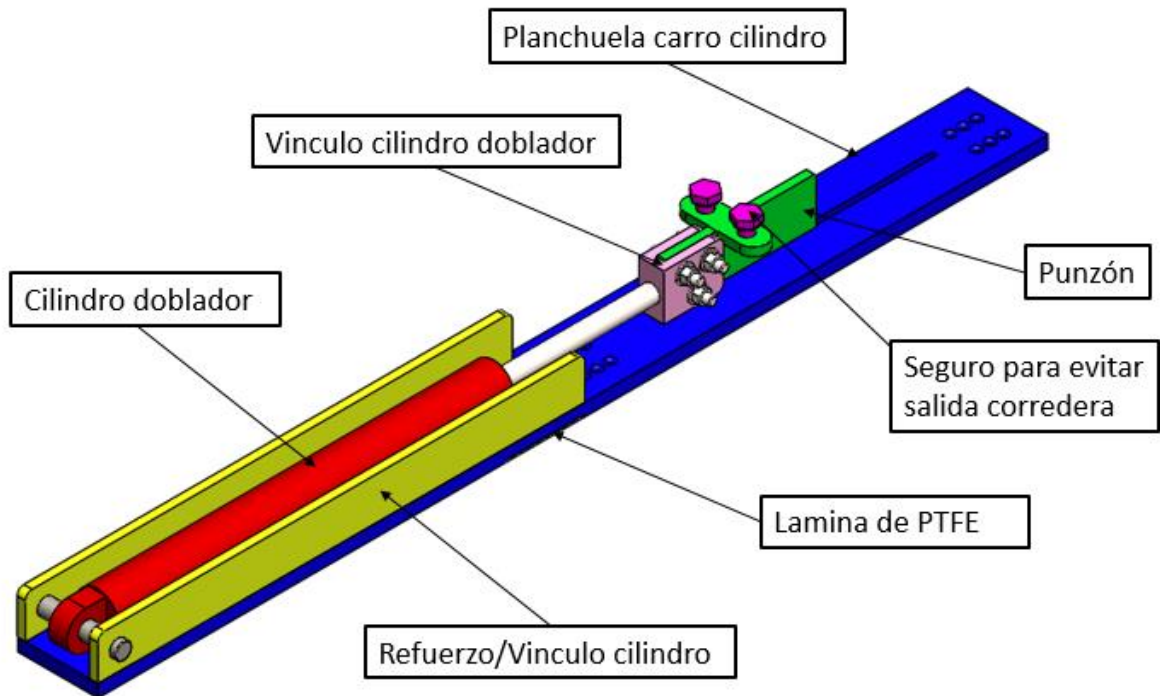


Figura 68. Carro cilindro.

➤ Planchuela carro cilindro

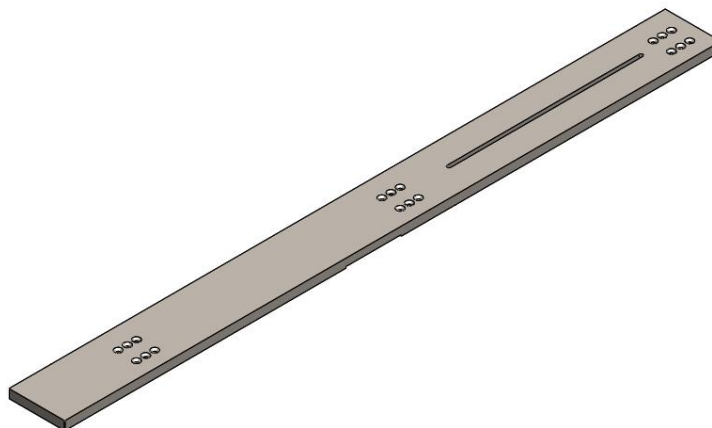


Figura 69. Planchuela carro cilindro.

En esta planchuela se monta el cilindro doblador, cuenta con una guía para dirigir el punzón, agujeros avellanados para conectar los patines de la guía lineal y una cavidad fresada para clavar una lámina de PTFE para evitar el contacto de metal-metal, entre el bastidor y la misma.

Para fabricar esta planchuela se corta a medida bajo el proceso de corte por láser una chapa de acero SAE 1010 la cual es de uso comercial, a su vez también bajo este proceso se le realiza la guía y agujeros correspondientes, mediante el proceso de fresado se realizan la cavidad donde se alojará una lámina de PTFE.

➤ Lámina de PTFE

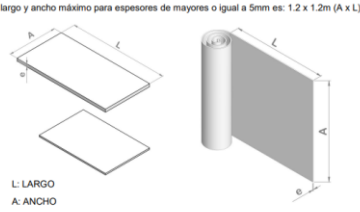
La misma se clava en cavidad fresada en la planchuela del carro cilindro para el evitar el contacto de metal-metal (planchuela carro-bastidor maquina).

Se selecciona de catálogo una lámina de 3mm, la cual es cortada a medida según el plano.

Planchas y Rollos:

Rollos:
El largo y ancho máximo para espesores de hasta 5mm es: 1.2m x 10 (A x L)

Planchas:
El largo y ancho máximo para espesores de mayores o igual a 5mm es: 1.2 x 1.2m (A x L)



Código	e (mm)	Peso de plancha/Rollo 1.2m x 1.2m (kg)	Área-Corte Mínimo (cm ²)	Formato
AL04500033	0.5	1.5	1200	Rollo
AL04500028	1	3.1	1200	Rollo
AL04500027	1.5	4.6	1200	Rollo
AL04500029	2	6.2	1200	Rollo
AL04500030	3	9.3	1200	Rollo

Figura 70. Lámina de PTFE

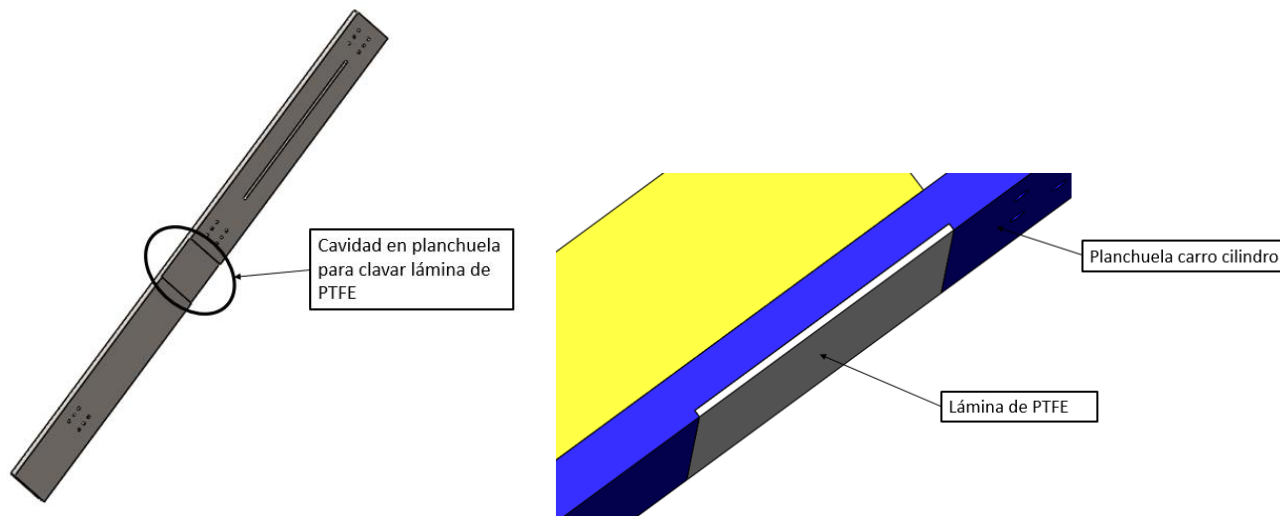


Figura 71. Cavidad en planchuela para el clavado de lámina de PTFE.

➤ Refuerzo/vínculo cilindro

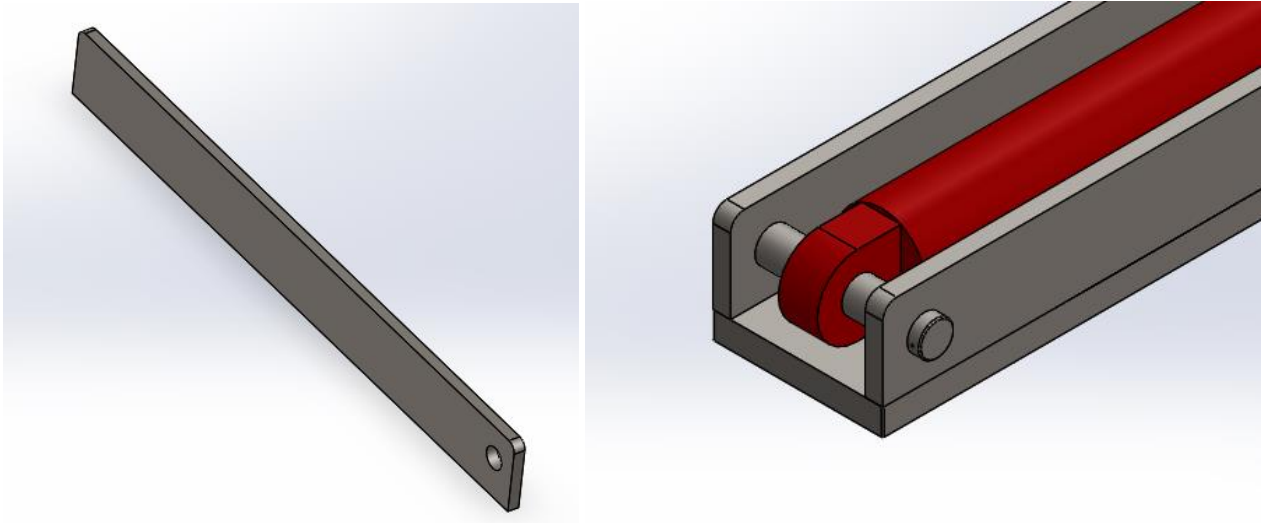


Figura 72. Refuerzo/vínculo cilindro.

Estas son dos planchuelas que se sueldan a la planchuela del carro del cilindro descrita en el punto anterior, cuentan con un agujero para la conexión del cilindro a través de un perno.

Las mismas están fabricadas de acero SAE 1010 de $\frac{1}{2}$ " (12,7mm) de espesor cortadas a medidas mediante el proceso de corte de laser según plano de especificación.

✓ Cálculo soldadura refuerzo/vínculo cilindro a planchuela carro cilindro.

- $\sigma_{rot} = 4218 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$ tensión normal de rotura material de aporte.
- $\tau_{adm} = \frac{\sigma_{rot}}{2 \cdot N} = \frac{4218 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]}{2 \cdot 1,5} = 1406 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$ tensión tangencial admisible
- $N = 1,5$ coeficiente de seguridad
- $\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,707 \cdot h \cdot L}$ tensión tangencial en soldadura
- $F = \frac{\text{Fuerza cilindro doblador}}{2} = \frac{1053,88kgf}{2} = 526,94kgf$
- $h = 0,3cm$ espesor cordón de la soldadura
- $L =$ longitud cordón de la soldadura

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,707 \cdot h \cdot L} \leq \tau_{adm}$$

$$L \geq \frac{F}{0,707 \cdot h \cdot \tau_{adm}}$$

$$L \geq \frac{526,94}{0,707 \cdot 0,3 \cdot 1406 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]}$$

$$L \geq 1,77cm$$

De acuerdo al cálculo, el cordón de soldadura deberá ser mayor a 1,77cm.

Se realizarán tres cordones de soldadura de 100mm de longitud equidistantemente como se observa en la figura 73.

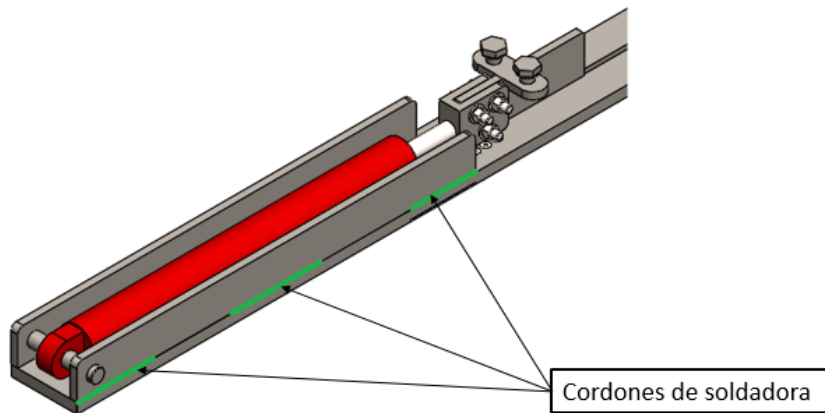


Figura 73. Cordones de soldadura planchuela carro cilindro-refuerzo/vínculo cilindro.

➤ Perno cilindro doblador

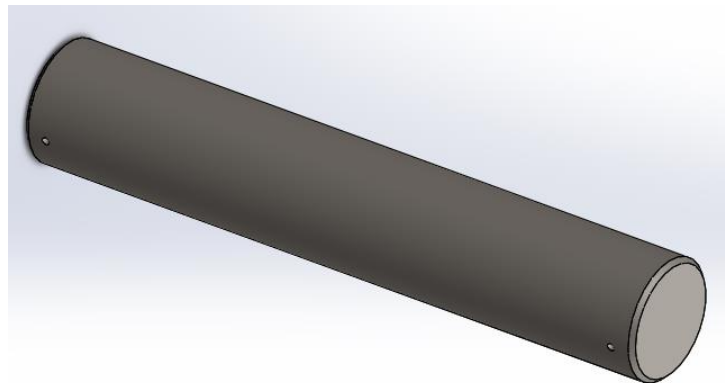


Figura 74. Perno cilindro doblador.

El mismo es el encargado de vincular el cilindro al carro, posee un diámetro de 25mm.

Los mismos son fabricados partiendo de una barra de sección circular que se cortan a 140mm de longitud, estas son de uso comercial, cuyo diámetro inicial es de 25,4mm (1") que luego se mecaniza en el torno para darle la dimensión final y se le realiza el agujereado correspondiente para introducir la chaveta.

- ✓ Verificación diámetro perno
- Corte

$$\frac{F_{corte}}{A_t} \leq \tau_{adm} = \frac{\tau_{fl}}{N}$$

Siendo:

- $F_{corte} = \frac{\text{Fuerza cilindro doblador}}{2} = \frac{1053,88[\frac{kg}{cm^2}]}{2} = 526,94[\frac{kg}{cm^2}]$: Fuerza de corte
- $\tau_{fl-AISI 1010}$: Tensión tangencial de fluencia acero AISI 1010 = $0,6 * \sigma_{fl-AISI 1010}$
- $\tau_{fl-AISI 1010} = 0,6 * 3867[\frac{kg}{cm^2}] = 2320,2[\frac{kg}{cm^2}]$
- N : Coeficiente de seguridad=1,5
- $A_t = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 2,5cm^2}{4} = 4,91cm^2$: Área sección transversal perno.
- d = Diámetro perno vinculante a mordaza.

$$\frac{F_{corte}}{A_t} \leq \frac{\tau_{fl}}{N} = \tau_{adm}$$

$$\frac{526,94[\frac{kg}{cm^2}]}{4,91cm^2} \leq \frac{2320,2[\frac{kg}{cm^2}]}{1,5} = \tau_{adm}$$

$$107,32[\frac{kg}{cm^2}] \leq 1546,8[\frac{kg}{cm^2}] = \tau_{adm}$$

Se verifica que la tensión tangencial admisible del perno es mayor a la tensión tangencial a la que estará sometida el perno.

➤ Flecha que sufre el perno

Debido a la distancia a la que están las planchuelas donde se vincula el perno y donde actúa la fuerza procederé a calcular la flecha que se producirá a fin de observar si es necesario realizar un cambio en la vinculación.

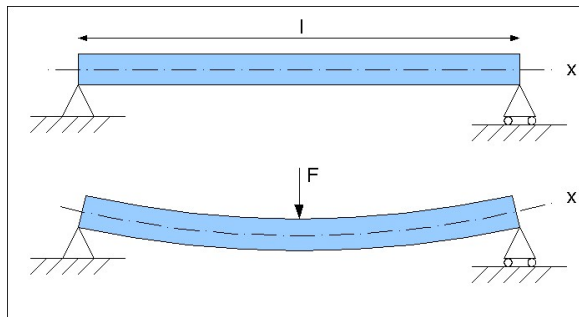


Figura 75. Flecha

$$f = \frac{P * L^3}{48 * E * I_x}$$

Siendo:

- f : flecha

- P : Fuerza generadora de flecha = 1053,88kgf
- L : Distancia entre apoyos = 10,93cm
- E : módulo de elasticidad del acero = $2,1 \times 10^6 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$
- I_x : Momento de inercia = $\frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 2,5^4}{64} = 1,92cm^4$

$$f = \frac{1053,88kgf \cdot (10,93cm)^3}{48 \cdot 2,1 \times 10^6 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] \cdot 1,92cm^4}$$

$$f = 7,11 \times 10^{-3}cm = 0,0711mm$$

La flecha que se ocasiona es prácticamente nula y no generará efectos negativos en el perno.

➤ Punzón

El punzón es la pieza que se vincula al cilindro doblador y transfiere la fuerza de doblado a la barra, a su vez este se vincula por medio de los vínculos corredera a los carros mediante las correderas.

Para el diseño del mismo se evaluaron distintas alternativas, donde el factor que hizo decidir por la más acorde fue el hecho de no tener interferencia entre el punzón y la barra doblada.

- Alternativa punzón 1:

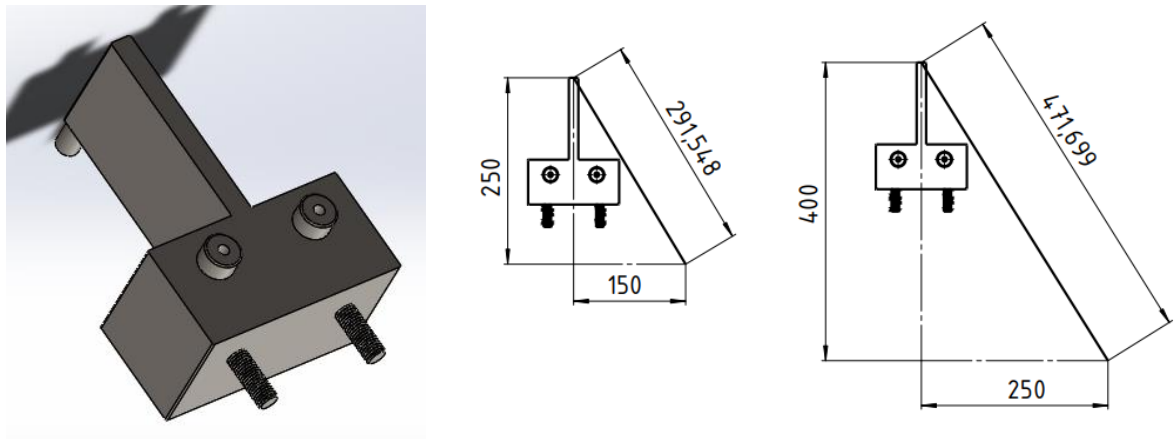


Figura 76. Alternativa punzón 1.

Mediante esta alternativa para un paso de 300mm que es el más utilizado por empresa comitente la hipotenusa estaría restringida en una longitud de 291,51mm, para realizar los doblados con hipotenusas cercanas a las usadas en la actualidad el paso debería ser de 500mm.

- Alternativa punzón 2:

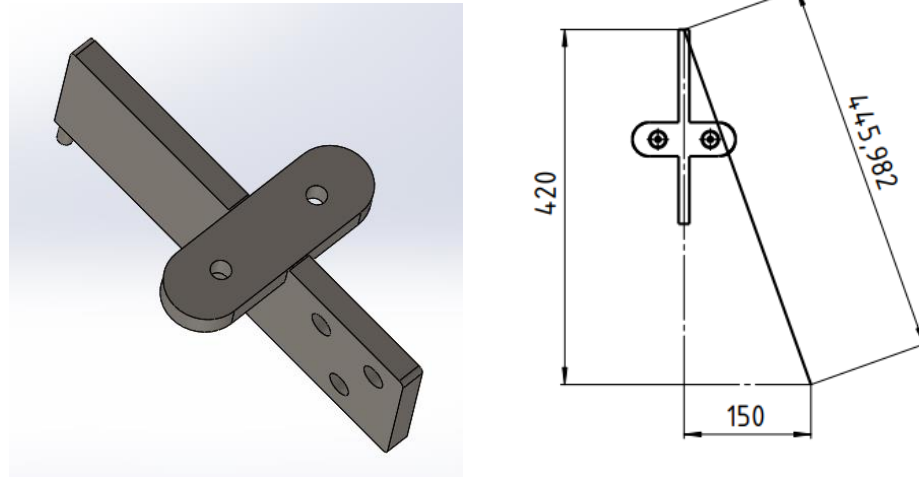


Figura 77. Alternativa punzón 2.

Mediante esta alternativa para un paso de 300mm, que es el más utilizado por la empresa comitente, la hipotenusa máxima que se podría usar será mayor a los 444mm de la hipotenusa máxima que utiliza la empresa.

Por medio de esta comparativa opto por la alternativa de punzón 2 ya que es más versátil por el hecho que permite realizar más configuraciones de doblado libre de interferencias.

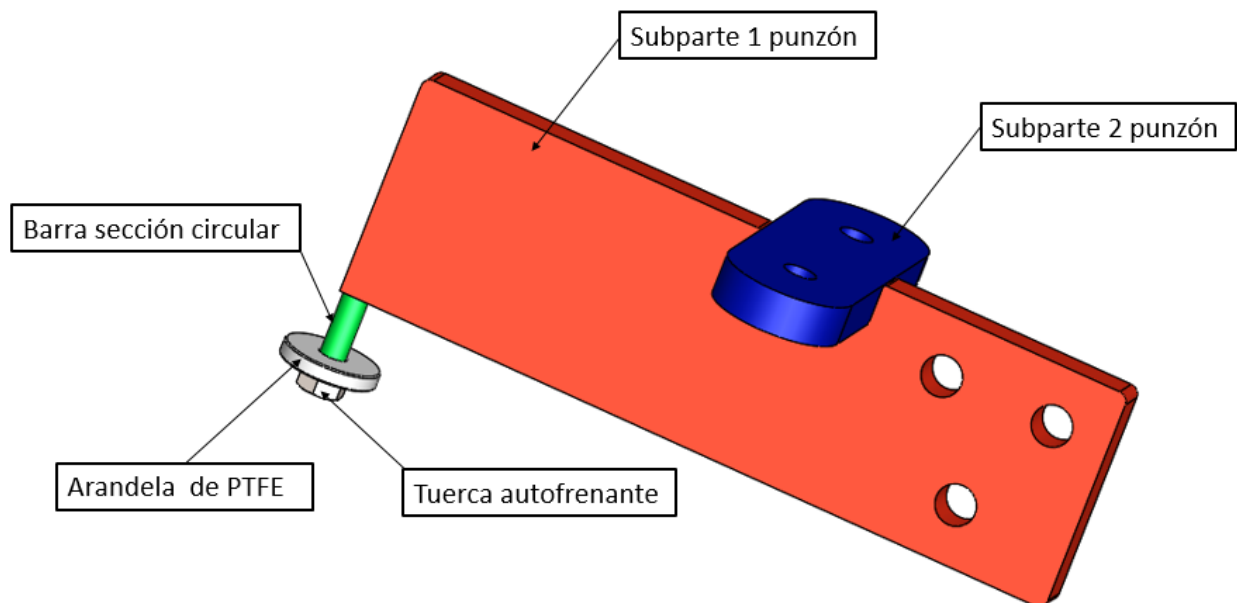


Figura 78. Partes punzón.

El mismo está constituido por las partes que se pueden observar en la figura 78, la subparte 1 es una chapa de acero SAE 1010 de 1/2" (12,7mm) de espesor, la cual es cortada a medida bajo el proceso de corte laser, a la parte que tendrá contacto directo con la barra que será doblada se le realiza un tratamiento de templado para de esa forma aumentarle la durabilidad.

En la parte inferior se le suelda una longitud de 32mm de barra laminada de sección circular de 8mm que será guía del punzón sobre el carro cilindro, a la cual en su extremo se le realiza una rosca hembra para roscar una tuerca y colocación de una arandela de PTFE de 5mm de espesor, la cual es cortada a medida bajo el proceso de corte por chorro de agua, con fin de asegurar que el punzón salga de la guía presente en la planchuela del carro.

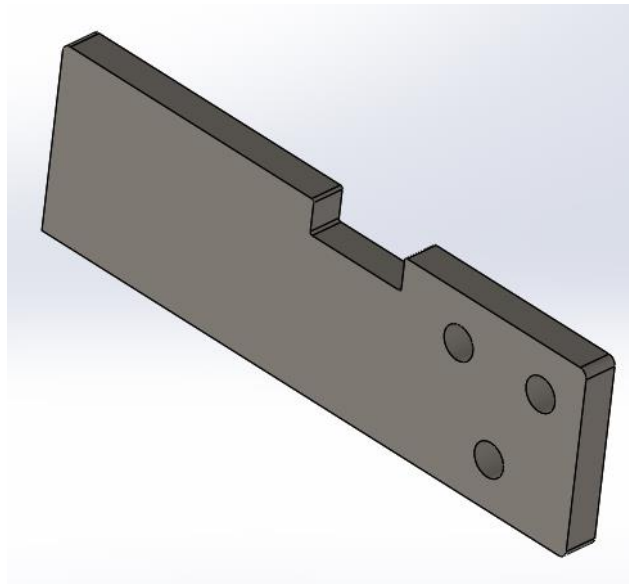


Figura 79. Subparte 1 punzón.

Sobre la cavidad que cuenta la planchuela de la figura 79 se suelda equidistantemente la subparte 2 que se observa en la figura 80, la cual es una chapa de acero SAE 1010 de 1/2" (12,7mm) de espesor, que es cortada a medida bajo el proceso de corte laser.

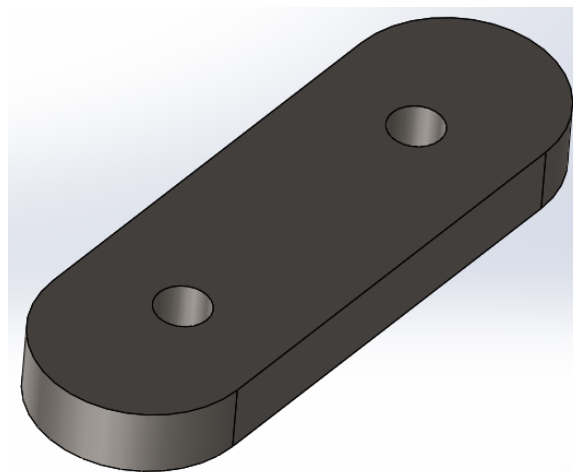


Figura 80. Subparte 2 punzón.

Sobre las cavidades presentes en la subparte 2 que se observa en la figura 80, se le realizan roscas por medio de un macho de roscar M12, en la que luego se enroscara el vínculo corredera.

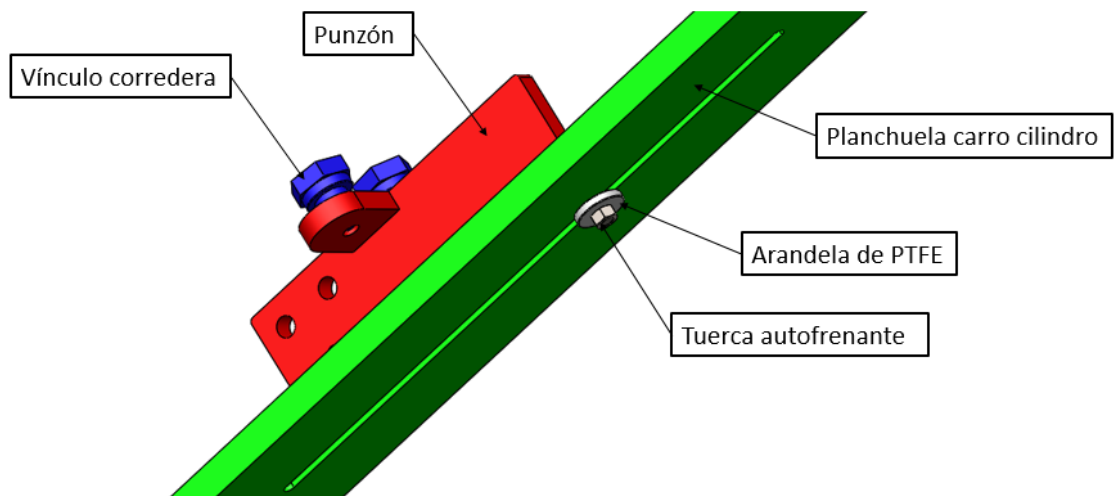


Figura 81. Visualización de interacción punzón en planchuela del carro cilindro

➤ Cilindro doblador



Figura 82. Cilindro doblador ilustrativo.

El mismo es el encargado de producir la fuerza de doblado necesaria para doblar las barras, este es un cilindro hidráulico que en el extremo superior del vástago se lo vincula al punzón por medio de un vínculo que describo a continuación y la parte inferior se vincula por medio de un perno al carro cilindro (ya descrito).

Este cilindro se fabricará a medida respetando los siguientes parámetros:

- Tipo doble efecto.
- Ojal en parte trasera para vincular a carro por medio de un perno.
- Diámetro del pistón:
- ✓ Fuerza cilindro (F): 1053,88kgf
- ✓ Presión de trabajo (P): 120bar = 122,366 $\frac{kgf}{cm^2}$

$$F = P * A$$

$$A = \frac{F}{P}$$

$$\frac{\pi * d^2}{4} = \frac{F}{P}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * F}{\pi * P}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 1053,88kgf}{\pi * 122,366 \frac{kgf}{cm^2}}}$$

$$d = 3,31cm = 33,11mm$$

De acuerdo a este resultado el diámetro del pistón será de 2" (50,8mm)

- Carrera:

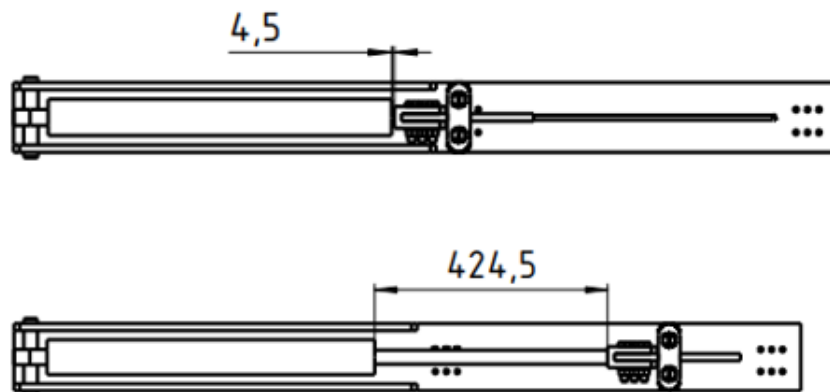


Figura 83. Carrera cilindro doblador.

Entonces:

$$\text{Carrera cilindro} = \text{apertura necesaria} - \text{cilindro cerrado}$$

$$\text{Carrera cilindro} = 424,5mm - 4,5mm$$

Carrera cilindro = 420mm

Mediante la observación y requerimientos que debe suplir el cilindro se obtuvo que la carrera del cilindro debe ser de 420mm.

Entonces, características cilindro:

- ❖ Cilindro doble efecto.
 - ❖ Ojal en parte trasera para vincular a carro por medio de un perno.
 - ❖ Diámetro del pistón 2".
 - ❖ Carrera mínima 420mm.
- Vínculo cilindro hidráulico

Para vincular el cilindro al punzón se realiza una vinculación a medida, que esta soldada al vástago del cilindro y cuenta con tres agujeros para la vinculación del mismo mediante bulones de ½".

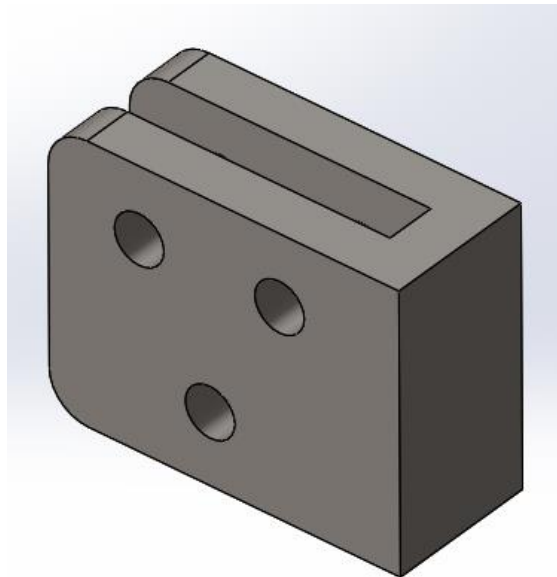


Figura 84. Vínculo cilindro doblador.

Este componente se construye mediante tres chapas de acero SAE 1010 con un espesor de 1/2 pulgada (12,7 mm), cortadas a medida mediante el proceso de corte por láser. En las planchuelas laterales, como se muestra en la figura 84, se realizan tres agujeros de diámetros específicos para la vinculación del punzón por medio de bulones de ½", las planchuelas se sueldan entre sí para obtener la forma deseada

Para la vinculación del vínculo del cilindro hidráulico al punzón se utilizan:

- Bulones del tipo hexagonal hierro G.2 pulgada de diámetro ½", tipo de rosca Withworth y largo 2".
- Arandela del tipo plana de hierro común cuya medida nominal es de ½", espesor de 1,25mm, diámetro interior 13,2mm y diámetro exterior 33mm.
- Tuerca autofrenante zincada W ½"

12.1.3 Carro fijo

El carro fijo es el encargado de sujetar la barra en el otro vértice, a diferencia del carro móvil este está fijo en su posición.

Cuenta con las mismas partes que fueron descritas en el carro móvil con la diferencia que en este la posición de la rosca hembra para vincular la corredera por medio del vínculo corredera presente en el apoyo barra está del lado opuesto, además este carro está montado sobre un apoyo fijo en lugar de un patín de guía lineal, lo que hace que los agujeros vinculantes en la planchuela del carro varíen. A su vez este a diferencia del carro móvil no cuenta con los agujeros roscados para la vinculación del vínculo del servomotor presentes en el arreglo cilindro mordaza del carro móvil.

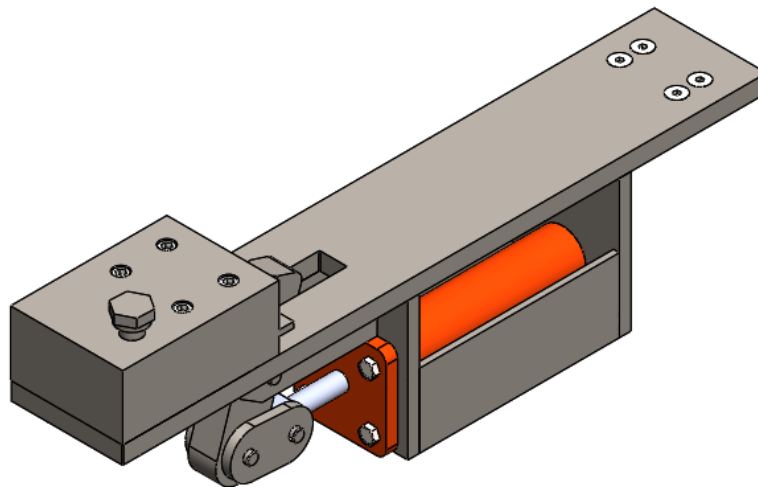


Figura 85. Carro fijo.

- Apoyo barra carro fijo.

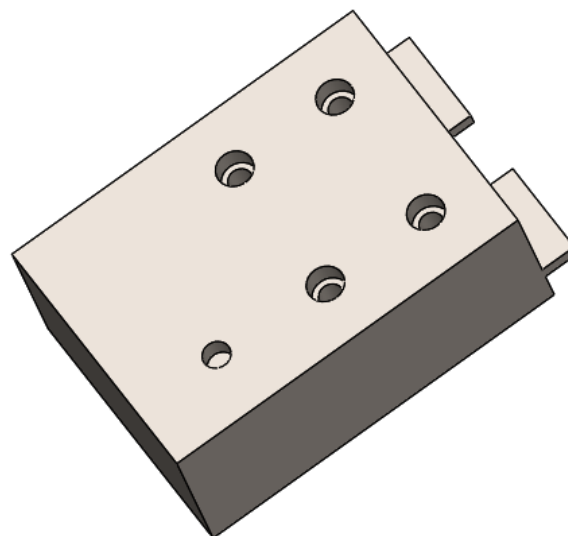


Figura 86. Apoyo barra carro fijo.

El mismo está construido de la misma forma que se construye el apoyo barra del carro móvil, con la diferencia que el agujero roscado donde se vinculara el vínculo corredera, se posiciona a la misma distancia, pero del lado opuesto.

12.1.4 Corredera

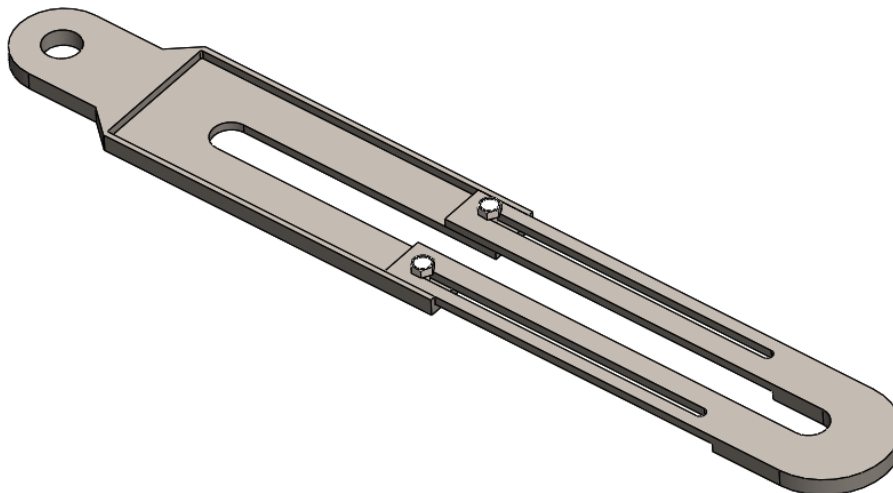


Figura 87. Corredera.

Las correderas son las encargadas de vincular el punzón y los carros por medio de los vínculos correderas. Estas son regulables por medio de tuerca para de esa forma abarcar diversas longitudes de hipotenusas y para facilitar la puesta a punto de la máquina.

Las mismas están constituidas de dos partes fabricadas con chapas de acero SAE 1045 de 3/8" (9,5mm) cortadas a medida mediante corte laser, siguiendo la especificación del plano, luego se le realizan un proceso de fresado como se observa en la figura 87 y se le realiza la rosca en los agujeros mediante un macho de roscar en los cuales se atornillará tornillos M6.

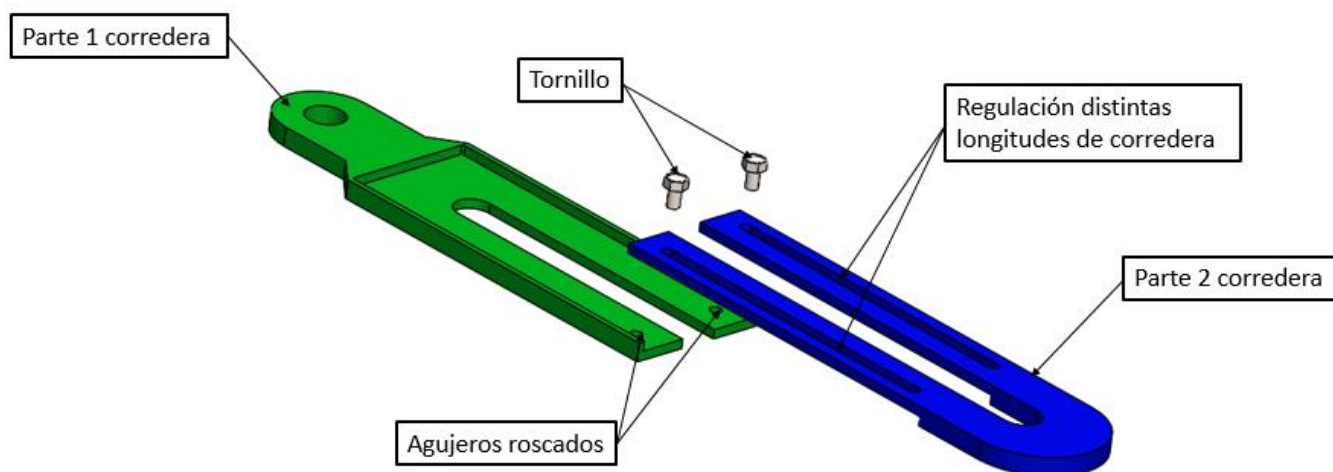


Figura 88. Partes correderas.

Por como es el funcionamiento de la corredera podría ocurrir que haya deslizamiento en la unión atornillada por tal motivo realizo el cálculo para determinar la resistencia a deslizamiento de dicha unión.

- Cálculo deslizamiento
 - ✓ Esfuerzo de pretensado (N_o)

$$N_o = 0,7 * f_{ub} * A_s$$

Donde

As: Área resistente a tracción del tornillo:

$$A_s = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 0,6cm^2}{4} = 0,283cm^2$$

f_{ub} : Tensión última a tracción del tornillo, que de tabla es: $800 \frac{N}{mm^2} = 8157,73 \frac{kgf}{cm^2}$ teniendo en cuenta un tornillo del tipo 8.8.

Tabla 2

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Tipo de tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

$$N_o = 0,7 * 8157,73 \frac{kgf}{cm^2} * 0,283cm^2 = 1616,04kgf$$

Entonces la resistencia al deslizamiento $F_{s,Rd}$ es:

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s * n * \mu}{\gamma_{Mb}} * N_o$$

k_s : para el caso de agujero rasgado largo en dirección normal al esfuerzo: 0,7

n : es el número de superficies en contacto entre las chapas de la unión: 2

μ : es el coeficiente de rozamiento que depende del estado de las superficies de contacto: 0,2 (para superficies sin tratar o galvanizadas)

γ_{Mb} : 1,1

$$F_{s,Rd} = \frac{0,7 * 2 * 0,2}{1,1} * 1616,04kgf$$

$$F_{s,Rd} = 411,35kgf$$

Masa de los carros segun software solidworks = carro movil + carro cilindro

Masa de los carros segun software solidworks = 34,36kg + 42,09kg

Masa de los carros segun software solidworks = 76,45kg

Comparando la resistencia a de deslizamiento de la unión atornillada presente en la corredera con la masa de los carros y considerando que están montados sobre guías lineales, concluyo que no habrá deslizamiento de dicha unión.

Por como es el funcionamiento de la máquina, que los carros se deslizan sobre guías lineales, las cuales prácticamente no tiene rozamiento, estas correderas no estarían bajo un esfuerzo elevado. De igual manera calculo a continuación la fuerza que soporta la sección mínima de la corredera.

- Calculo fuerza máxima que resiste la corredera

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{N} \geq \frac{P}{A}$$

Donde:

- P: Fuerza máxima que resiste la corredera.
- $\sigma_{fl-AISI 1045} = \text{límite de fluencia acero AISI 1045} = 4148 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$
- N=1,5 coeficiente de seguridad
- A: Área normal a la fuerza actuante = $A = (1,2cm * 0,475cm + 0,7cm * 0,475cm) * 2$

$$A = 1,805cm^2$$

$$\sigma_{adm} = \frac{4148 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]}{1,5}$$

$$\sigma_{adm} = 2765,33 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{N} \geq \frac{P}{A}$$

$$P \leq \sigma_{adm} * A$$

$$P \leq 2765,33 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] * 1,805cm^2$$

$$P \leq 4991,43kgf$$

Masa de los carros segun software solidworks = carro movil + carro cilindro

Masa de los carros segun software solidworks = 34,36kg + 42,09kg

Masa de los carros segun software solidworks = 76,45kg

Comparando la fuerza que resiste la sección mínima de la corredera con la masa de los carros y considerando que están montados sobre guías lineales, concluyo que la corredera resistirá al esfuerzo normal a la que estará sometida.

- Vínculo corredera.

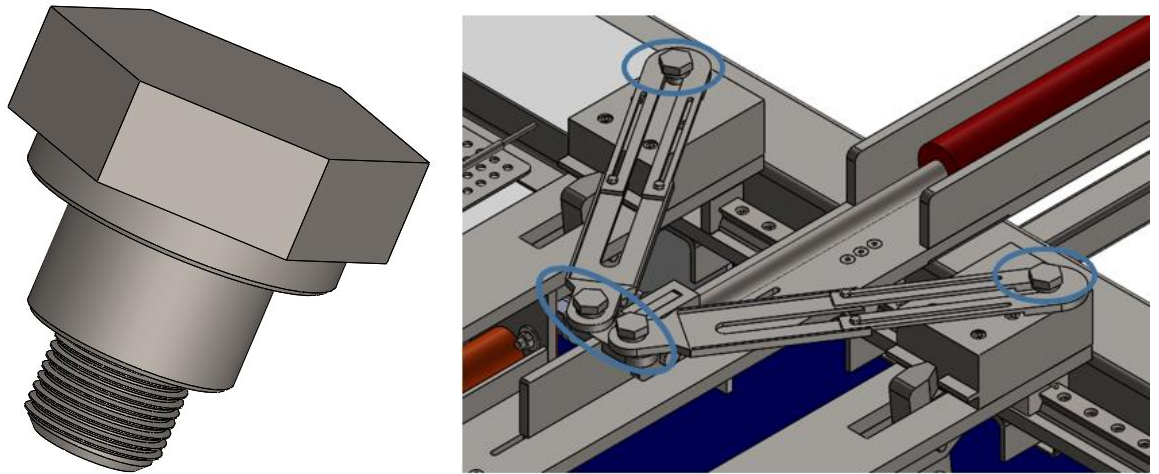


Figura 89. Vínculo corredera.

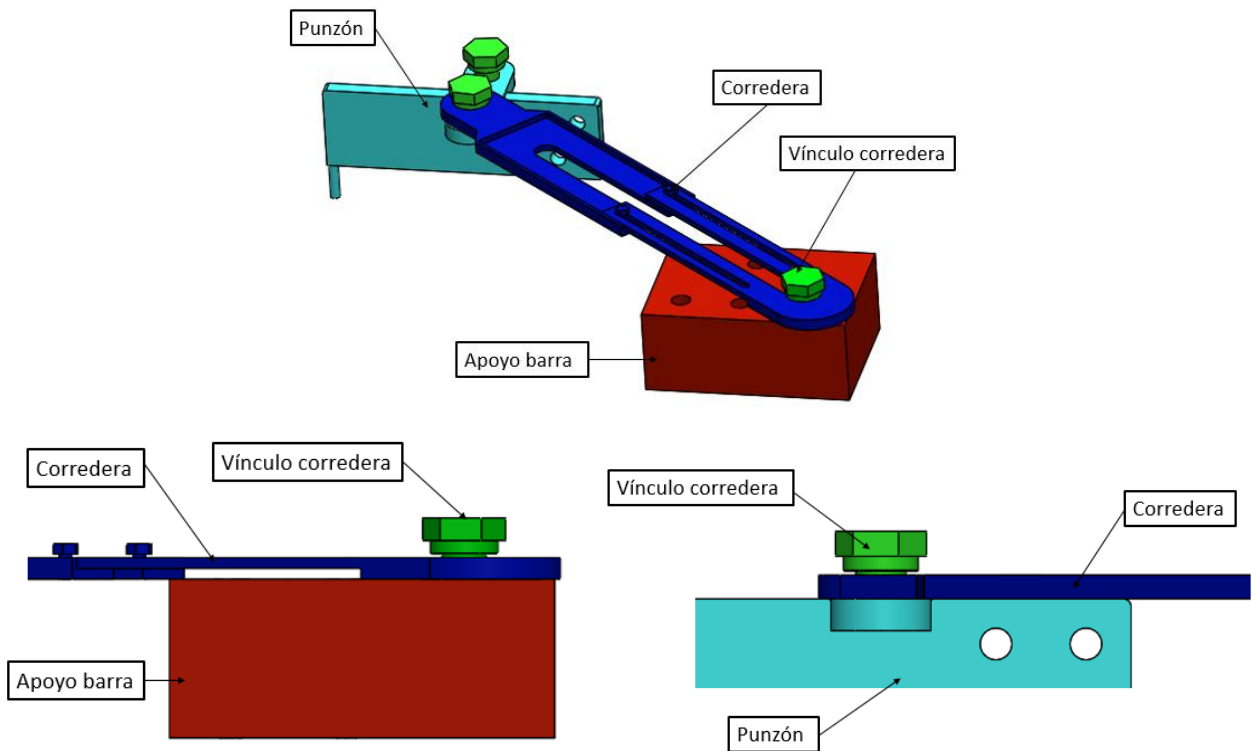



Figura 90. Disposición de partes involucradas.

Este componente vincula el apoyo barra de los carros fijos y móvil con el punzón del carro cilindro por medio de las correderas. El mismo se enrosca en las roscas hembras presentes en el punzón y apoyo barra. Este al enroscarse no aprieta a la corredera sobre el apoyo barra/punzón para de esa forma no impedirle el movimiento como se observa en las figuras 90.

Para la construcción del mismo se parte de una barra hexagonal de material SAE 1010, de distancias de entre caras de 31,8mm. Esta se mecaniza siguiendo el plano de fabricación. En la parte que mantiene contacto con la corredera se realiza un tratamiento de templado para aumentarle su vida útil y reducir el desgaste.



EC (Entre cara)			
(mm)	(pulgadas)	(mm)	(pulgadas)
19.1	3/4	31.8	1 - 1/4
20.6	13/16	33.3	1 - 5/16
22.2	7/8	34.9	1 - 3/8
23.8	15/16	36.5	1 7/16
25.4	1	38.1	1 - 1/2
27.0	1 - 1/16	39.7	1 - 9/16
28.6	1 - 1/8	41.3	1 - 5/8
30.2	1 - 3/16	42.8	1 - 11/16

Figura 91. Materia prima vínculo corredera.

12.1.5 Guía lineal

Las guías lineales son las encargadas de vincular el carro móvil y carro cilindro al bastidor.

Las mismas son un sistema guiado que permiten el movimiento de traslación relativo entre dos piezas, en la máquina su función es guiar a los carros de manera armónica, donde no haya entrecruzamiento entre los puntos de apoyos y transmitan las cargas actuantes a la estructura de la máquina.

Se van a utilizar guías lineales de la marca HIWIN. Siguiendo la forma de selección que propone la marca, acorde con el tipo de esfuerzos a las que estarán sometidas las mismas se seleccionarán a continuación:

Para el caso de las guías necesarias en los carros se usarán la serie QR de la marca mencionada anteriormente, la cual proporciona una rigidez extremadamente buena y una muy buena capacidad de carga. Presenta la siguiente estructura:

- Guía de rodamientos de rodillos de recirculación en 4 filas.
- Ángulo de contacto de 45°.
- Distintas variantes de juntas según el campo de aplicación.
- 6 opciones de conexión para engrasadores y adaptador de lubricación.
- Tecnología SynchMotion.

Ventajas:

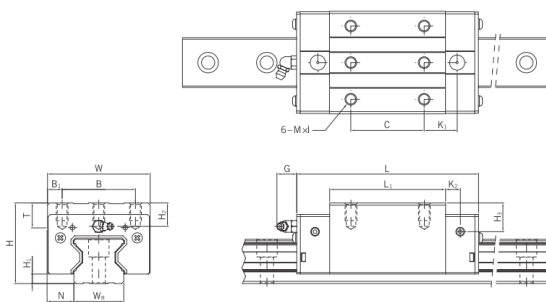
- Juego cero.
- Intercambiable.
- Capacidades de carga muy altas.
- Rigidez muy alta.

- Intervalos de lubricación más largo (por contar con Tecnología SynchMotion)



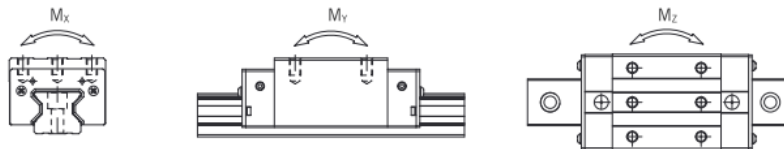
Figura 92. Guía lineal.

- Dimensión patín:
De acuerdo a catalogo provisto por HIWIN selecciono patín: SERIE QRH30CA



Series / tamaño	Dimensiones instalación (mm)			Dimensiones del patín (mm)													Capacidades de carga (N)		Peso (kg)
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	K ₁	K ₂	G	M × l	T	H ₂	H ₃	C _{dyn}	C ₀	
QRH30CA	45	6,0	16,0	60	40	10,0	40	71,0	109,8	23,50	8,00	12,0	M8 × 10	9,5	9,5	10,3	51.500	73.000	0,89
QRH30HA							60	93,0	131,8	24,50							64.700	95.800	1,15

CAPACIDADES Y PARES DE CARGA



Series / tamaño	Capacidad de carga dinámica C_{dyn} (N) ⁽¹⁾	Capacidad de carga estática C_0 (N)	Momento dinámico (Nm)			Momento estático (Nm)		
			M_x	M_y	M_z	M_{0x}	M_{0y}	M_{0z}
QR_30C	51.500	73.000	906	667	667	1.284	945	945

Figura 93. Dimensiones patín guía lineal.

De acuerdo a la sollicitación que estará sometido el patín procederé a verificar los momentos:

- Momento dinámico M_x :

$$M_x = F_d * L$$

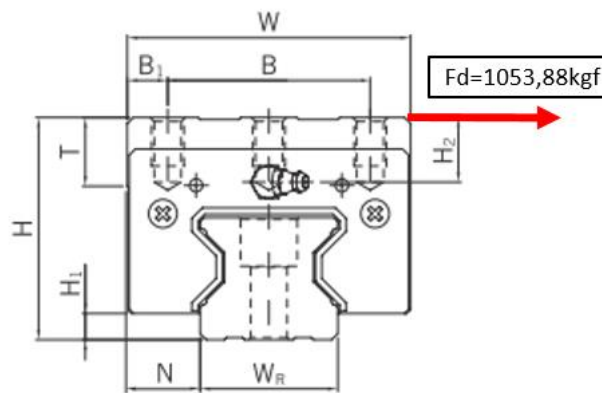


Figura 94. Aplicación fuerza para calcular M_x .

Al mismo lo calcularé en el patín del carro cilindro, sobre el mismo actúa la fuerza de doblado

$$F_d = 1053,88 \text{ kgf} = 10328,024 \text{ N}$$

La longitud L para el cálculo sería la distancia H provista del catálogo sumada al espesor de la planchuela del carro

$$L = H + e$$

$$L = 45 \text{ mm} + 19 \text{ mm} = 64 \text{ mm} = 0,064 \text{ m}$$

$$M_x = 10328,024 \text{ N} * 0,064 \text{ m}$$

$$M_x = 660,99 \text{ Nm}$$

$$M_x: \text{Momento sometido en maquina} = 660,99 \text{ Nm} \leq M_x: \text{Momento máximo según catálogo} = 906 \text{ Nm}$$

El momento M_x máximo dinámico al que estará sometido el patín en la maquina será menor al resistente que brinda el catálogo.

- Momento dinámico M_z :

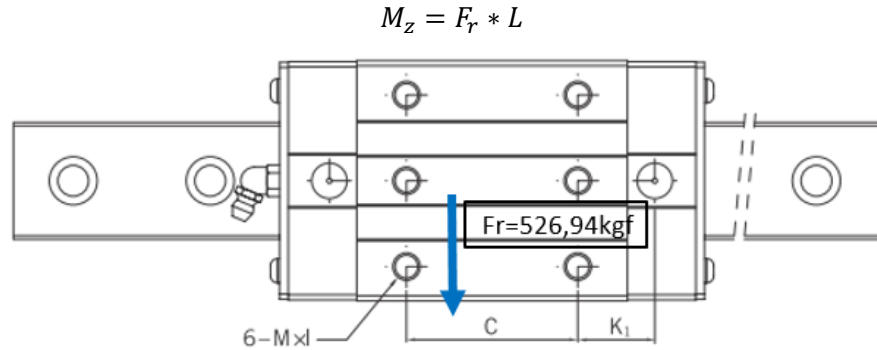


Figura 95. Aplicación fuerza para calcular M_z .

Al mismo lo calcularé en el patín del carro móvil, sobre el mismo actúa la fuerza F_r

$$F_r = 526,94 \text{ kgf} = 5164,012 \text{ N}$$

La longitud L para el cálculo sería la mitad del espesor de la mordaza que tiene contacto con la barra.

$$L = \frac{\text{espesor mordaza}}{2} = \frac{12,7 \text{ mm}}{2} = 6,35 \text{ mm} = 0,00635 \text{ m}$$

$$M_z = 5164,012 \text{ N} * 0,00635 \text{ m}$$

$$M_z = 32,8 \text{ Nm}$$

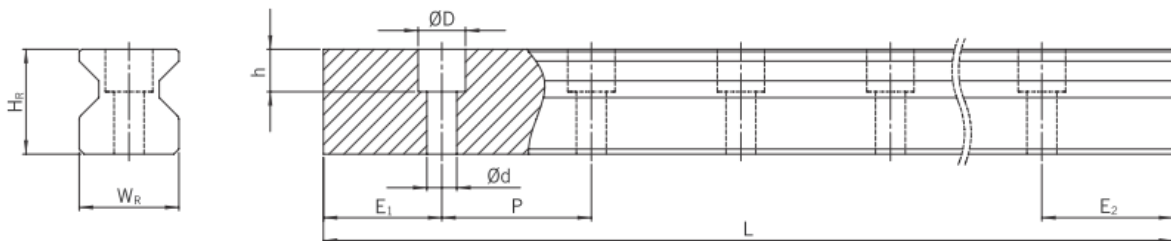
$$M_z: \text{Momento sometido en máquina} = 32,8 \text{ Nm} \leq M_z: \text{Momento máximo según catálogo} = 667 \text{ Nm}$$

El momento M_z máximo dinámico al que estará sometido el patín en la máquina será menor al resistente que brinda el catálogo.

➤ Dimensión riel:

De acuerdo a catálogo provisto por HIWIN selecciono riel: RGR30R

El riel seleccionado se vincula de la parte superior al apoyo riel mediante bulones M8x25, los mismos se colocarán equidistantes a 40mm según recomendación del fabricante.



Series / tamaño	Tornillo montaje para riel (mm)	Dimensiones del riel (mm)						Longitud máx. (mm)	Longitud máx. $E_1 = E_2$ (mm)	$E_{1/2}$ mín. (mm)	$E_{1/2}$ máx. (mm)	Peso (kg/m)
		W_R	H_R	D	h	d	P					
RGR30R	M8 x 25	28	28,0	14,0	12,0	9,0	40,0	4.000	3.920.0	9	31,0	4,41

Figura 96. Dimensiones riel.

- Verificación bulones

Según el fabricante los bulones sobre el riel se tienen que colocar a 40mm uno de otro, el largo del patín es de 122mm, entonces:

$$\text{cantidad bulones solicitados} = \frac{122\text{mm}}{40\text{mm}} = 3,05$$

Para el cálculo consideraré que la fuerza de doblado F_d , que es la máxima, es soportada por 3 bulones M8.

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fl}}{N} \leq \frac{F_{corte}}{A_t}$$

Donde:

- F_{corte} : Fuerza de corte = $F_d = 1053,88\text{kgf}$
- $\tau_{fl-AISI 1010}$: Tensión tangencial de fluencia acero AISI 1010 = $0,6 * \sigma_{fl-AISI 1010}$
- $\tau_{fl-AISI 1010} = 0,6 * 3867[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}] = 2320,2[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}]$
- N : Coeficiente de seguridad=1,5
- $A_t = \frac{\pi * d^2}{4}$ = Área sección transversal bulón.
- d = Diámetro bulón.

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fl}}{N} \geq \frac{F_{corte}}{3 * A_t}$$

$$\tau_{adm} = \frac{2320,2[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}]}{1,5} \geq \frac{1053,88\text{kgf}}{3 * \frac{\pi * 0,8\text{cm}^2}{4}}$$

$$\tau_{adm} = 1546,8[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}] \geq 698,87[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}]$$

Verifica que la tensión admisible de los bulones sea mayor a la tensión que sufre cada bulón en el caso donde la fuerza de doblado es máxima.

12.1.6 Vuelta carros

La vuelta de los carros se realiza por un sistema de piñón corredera accionado por servomotor, el cual cuenta con un encoder que se programa para posicionar nuevamente los carros en su lugar dependiendo de la corredera que se está utilizando.

Este sistema funcionaria de la siguiente manera:

1. Al momento de iniciar el doblado el piñón está situado en concordancia con el carro móvil.

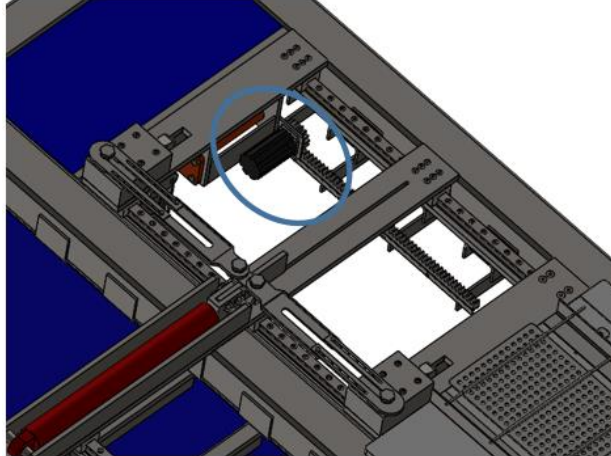


Figura 97. Piñón en inicio de doblado.

2. Al momento en que se va realizando el doblado, el piñón va engranando por la cremallera siguiendo el movimiento del carro.

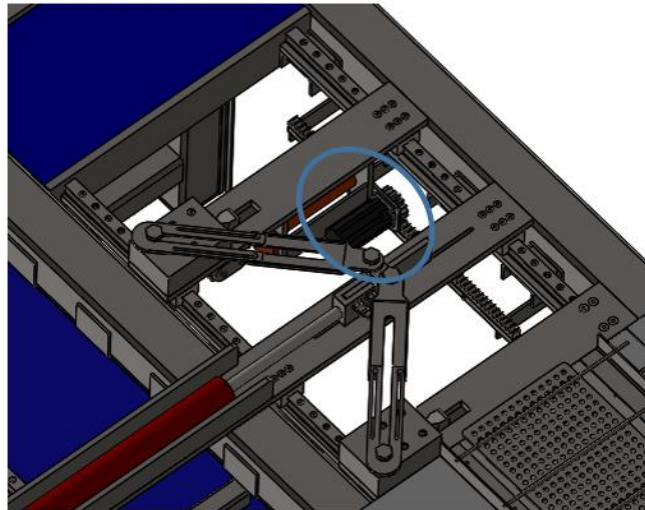


Figura 98. Piñón en el momento que se va realizando el doblado.

Esto se logra por con la colocación de un rodamiento antiretroceso. Con este logro que el piñón quede libre al momento en que se va realizando el doblado y traccione cuando se active el servomotor para el retorno de los carros.

Esto se lleva a cabo clavando el diámetro interno del rodamiento antiretorno en el eje del servomotor y el diámetro exterior en el piñón.

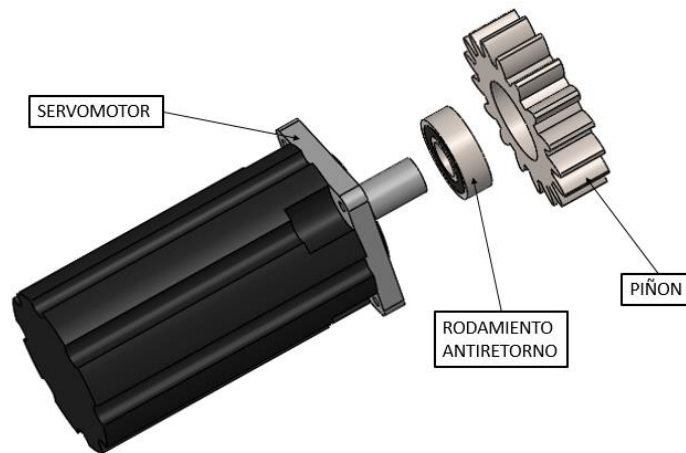


Figura 99. Vinculación rodamiento antiretorno.

3. Al momento en que tienen que regresar los carros móvil y cilindro, se acciona el servomotor previamente programado que retorna a estos a su lugar para así realizar el doblado consecutivo.

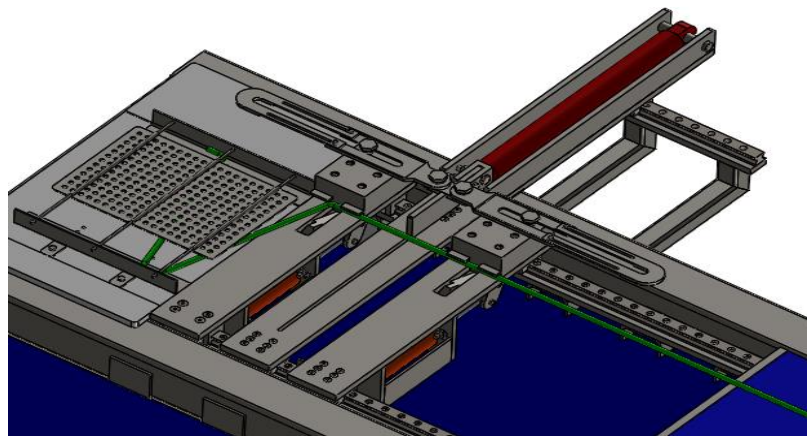


Figura 100. Momento en el que se activa el servomotor.

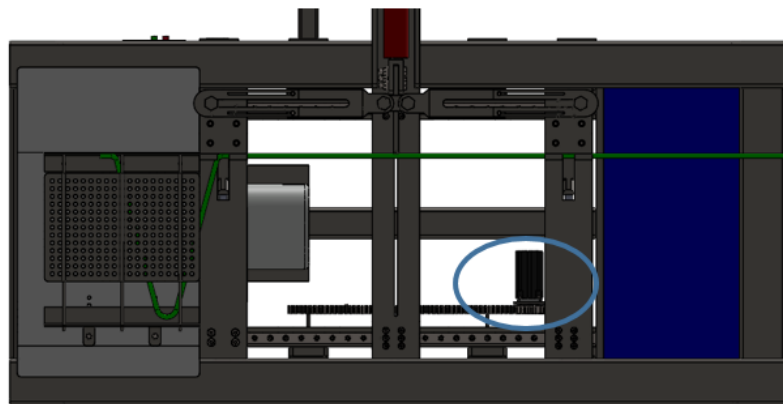


Figura 101. Retorno de carros para realizar doblado consecutivo.

Selección de elementos involucrados en la vuelta de los carros:

- Piñón-cremallera: Estos son elementos estándar, los cuales se encuentran en el mercado ya que son utilizados en portones corredizos. Por una cuestión de costos y ya que no demandan grandes esfuerzos se opta por utilizar estos tipos de piñón-cremallera, a los cuales se le realizan modificaciones para adaptarlos a la máquina.

✓ Piñón:



- Modulo:4
- Material: acero.
- Tratamiento: zincado.
- Cantidad de dientes: 17.
- Espesor: 26mm.
- Diámetro de eje 17,5mm.

A este se le realiza un proceso de torneado para poder clavar el rodamiento antiretorno y se lo lleva al espesor requerido.

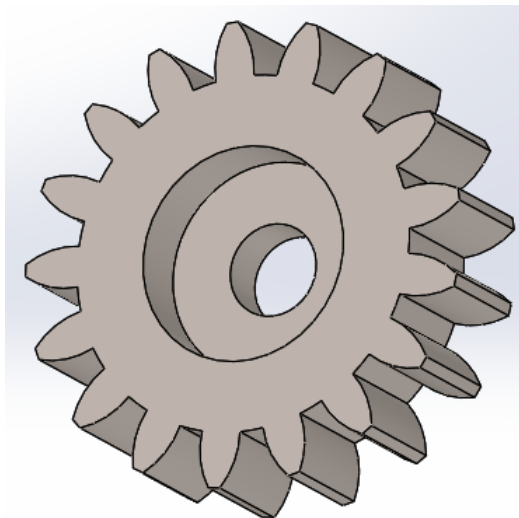


Figura 102. Piñón modificado.

✓ Cremallera:



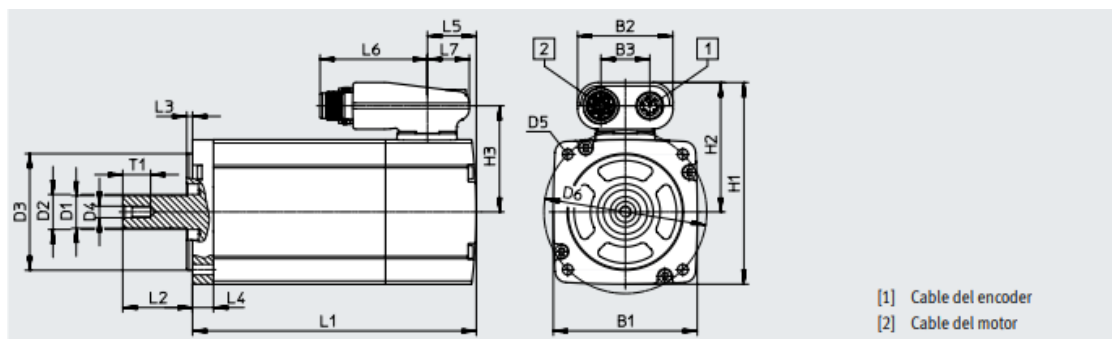
Figura 103. Cremallera.

- Modulo:4
- Espesor:20mm
- Longitud:1m
- Material: Nylon

Esta es cortada a una longitud de 700mm.

- Servomotor

Se selecciona de catálogo de la marca festo cuyo código de producto es: EMME-AS-60-S-LS-AS



Tamaño de la brida	Longitud	B1	B2	B3	D1 ø h6	D2 ø	D3 ø h7	D4
40	S	40	41	21	8	10	30	M3
	M							
60	S	62	41	21	14	15	50	M5
	M							
80	S	82	41	21	19	20	70	M6
	M							
100	S	102	41	21	19	25	95	M6
	M							

Tamaño de la brida	Longitud	D5 ø	D6 ø ±0,3	H1	H2	H3	L1	
							±2	Con freno ±2
40	S	3,4	45	68,5	48,5	38,5	89	124
	M						114	149
60	S	4,5	70	86,5	55,5	45,5	122	156
	M						152	186
80	S	5,5	90	106,5	65,5	55,5	158	200
	M						178	220
100	S	9	115	126,5	75,5	65,5	200	242
	M						225	267

Tamaño de la brida	Longitud	L2	L3 ±0,2	L4 ±0,3	L5	L6	L7	T1
40	S	20±0,5/-0,7	2,5	4,5	25,3	46,2	18	9
	M							
60	S	30±0,5/-0,2	2,5	9	21	46,2	18	12,5
	M							
80	S	35±0,4/-0,2	3	10	23	46,2	18	16
	M							
100	S	40±0,4/-0,2	3	12	25,5	46,2	18	16
	M							

- Rodamiento antiretorno: Teniendo en cuenta el diámetro del eje del servomotor, el espesor y diámetro base del piñón, se selecciona de catálogo de la marca C.T.S el modelo US 15.



Tipo Type Modele	d ₁₇ mm	D ₁₆ mm	L mm	D ₂ mm	s mm	Peso Weight Masse Kg	n _{max} (min ⁻¹)1 Anello interno Inner race Bague interne	n _{max} (min ⁻¹)2 Anello esterno Outer race Bague externe	T _w Nm	Coppia resist. in folle Resistance torque Couple résiduel Nm
US 8	8	24	8	19	1	0,03	4350	6600	3,8	0,003
US 10	10	30	9	25	1	0,04	3550	5200	6,8	0,004
US 12	12	32	10	26	1	0,05	3200	4850	13	0,005
US 15	15	35	11	30	1	0,10	2900	4300	14	0,007

Figura 104. Rodamiento antiretorno.

12.2 Bastidor y estructura.

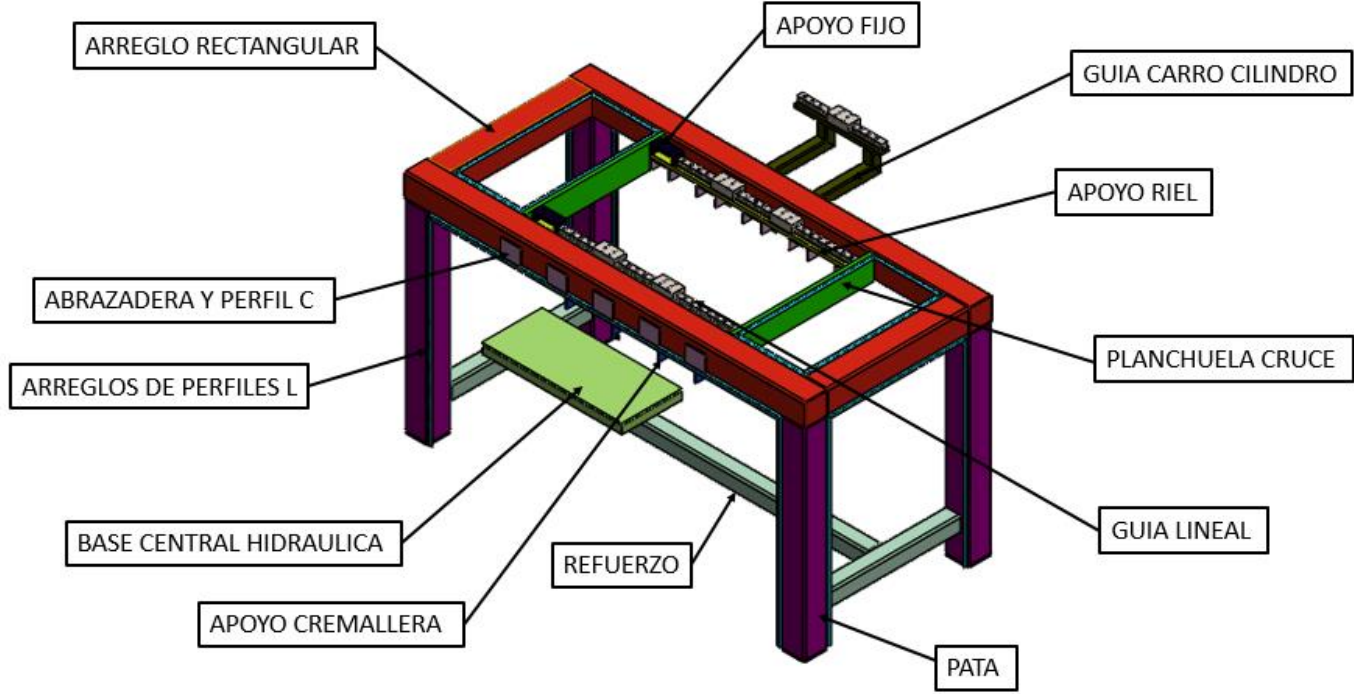


Figura 105. Bastidor y estructura.

➤ Arreglo rectangular

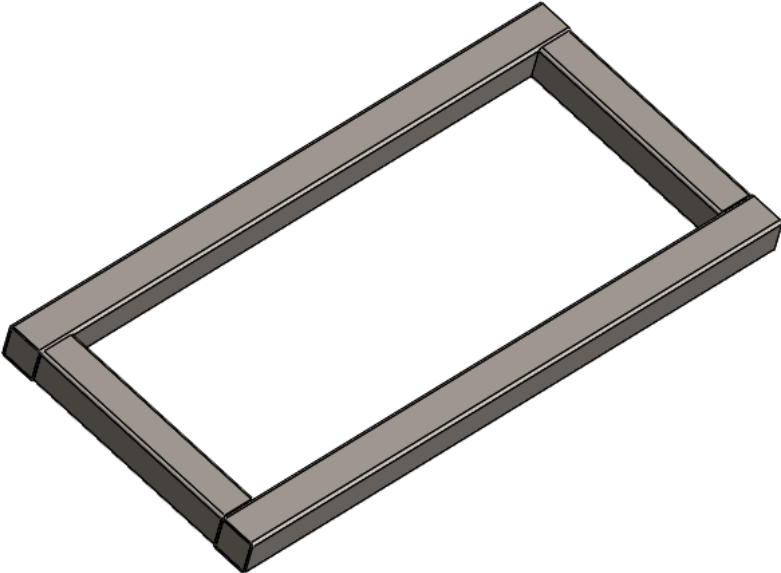


Figura 106. Arreglo rectangular.

Sobre el mismo se distribuirán los esfuerzos actuantes y necesarios para realizar el doblado de las barras.

Este está construido de chapa plegada generando una sección cuadrada de 120mmx120mm la chapa utilizada es de uso comercial de material SAE 1010 cuyo espesor es de 6,4mm, estos perfiles se sueldan formando el arreglo rectangular de 2000mmx940mm (cuyas medidas son exteriores), en las cavidades interiores de los perfiles se sueldan chapas de material SAE 1010 cortadas a medidas de 6,4mm de espesor para de esa forma impedir que ingrese suciedad como se muestra en la figura 107.

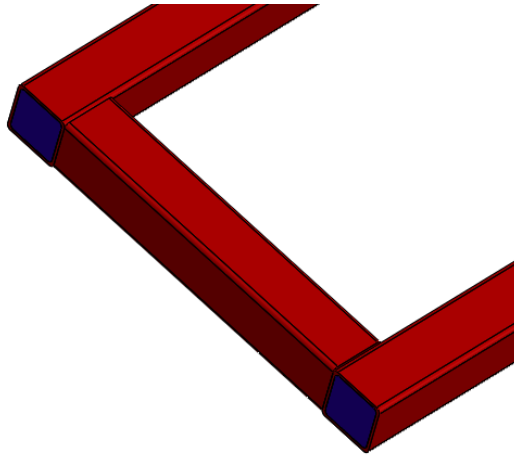


Figura 107. Cerramiento cavidad perfil.

➤ Planchuela cruce

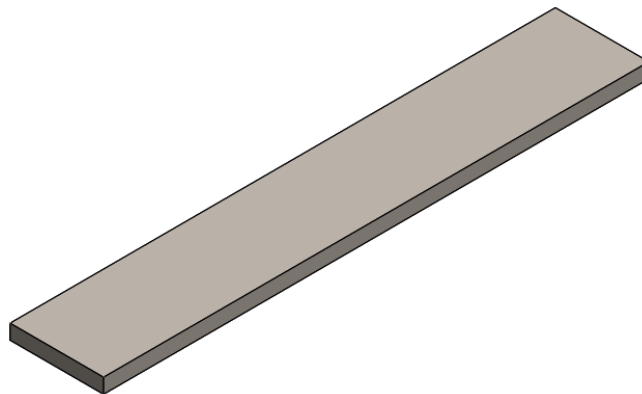


Figura 108. Planchuela cruce.

Estas planchuelas son dos, de acero SAE 1010 de $\frac{3}{4}$ " (19mm) de espesor, cuentan con una longitud de 700mmx120mm las mismas están soldadas en las caras internas del arreglo rectangular para aumentarle rigidez a la estructura.

➤ Abrazadera y perfil C

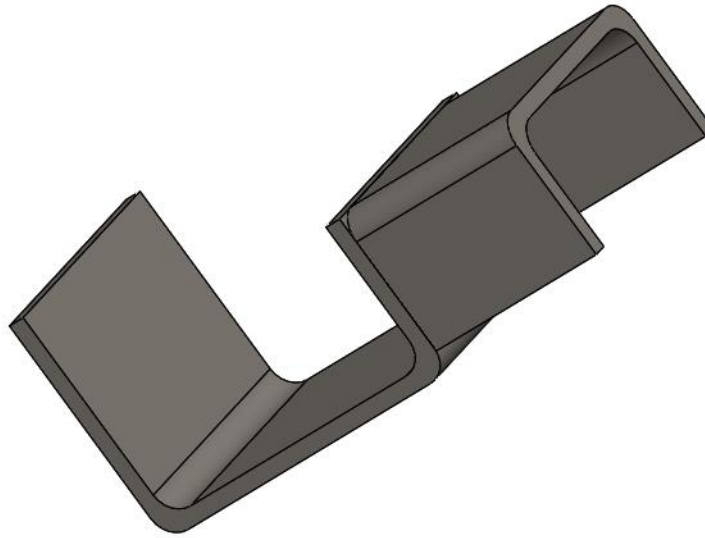


Figura 109. Abrazadera y perfil C

El propósito de la realización de esta abrazadera es para aumentar la superficie de soldadura y que no solamente una cara del perfil del arreglo rectangular del bastidor soporte las cargas. Para ello se sueldan cinco de estos por lado equidistantemente uno de otro.

Sobre este, mediante soldadura se montará el apoyo donde luego se vinculará el riel de la guía lineal y el apoyo fijo.

La abrazadera se fabricará con chapa de acero SAE 1010 de 1/4" (6,4mm) de espesor, la cual es cortada a la medida necesaria y luego es plegada. A esta se le suelda otra chapa plegada del mismo espesor semejante a un perfil C cuyas medidas son de 100mmx50mm y una longitud de 75mm.

➤ Apoyo riel



Figura 110. Apoyo riel.

Sobre el la abrazadera y perfil C, descrita en el ítem anterior se suelda a las distancias descritas en el plano dos planchuelas de acero SAE 1010 de 3/4" (19mm) de espesor las mismas presentan una longitud de 1022mmx50mm, en la que luego irá montado el riel de la guía lineal y el apoyo fijo para su correspondiente carro.

Cabe mencionar que en la figura 110 se observa el riel luego de la operación del fresado y realización de agujeros para la colocación del riel de la guía lineal. Esta operación de fresado se realiza una vez soldada la planchuela a las abrazaderas.

- Apoyo cremallera.

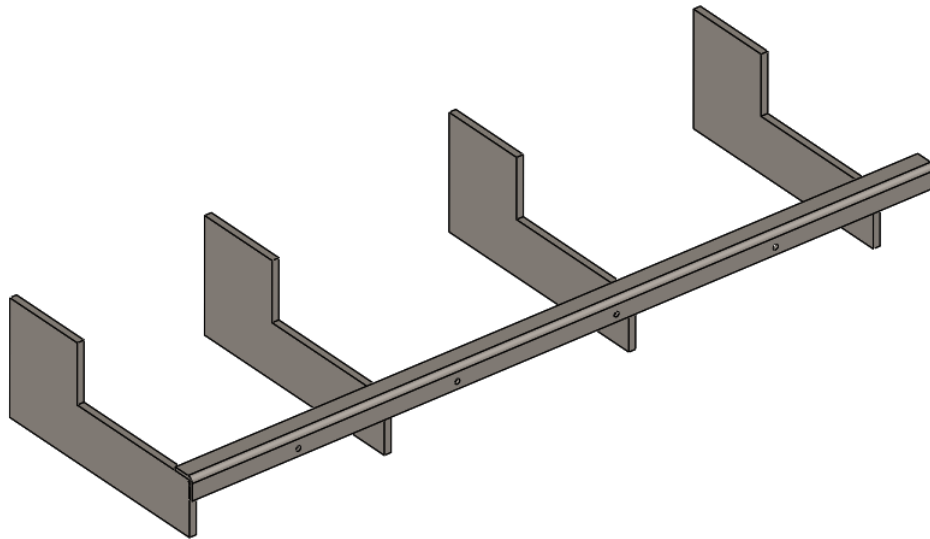


Figura 111. Apoyo cremallera.

Sobre este se vincula la cremallera encargada que retornar a los carros una vez que el doblado fue realizado.

Este está construido con cuatro chapas de acero SAE 1010 de 6,4 mm de espesor, cortadas a medida mediante el proceso de corte láser para garantizar precisión. Este método asegura la obtención de la planitud deseada, que luego se transfiere directamente a la cremallera. Las chapas se unen mediante un perfil L de acero SAE 1010 de 20mmx20mmx3mm, el cual está perforado para permitir la fijación de la cremallera mediante tornillos.

Este conjunto se suelda sobre la cara inferior de la abrazadera y perfil c descrita en ítems anteriores.

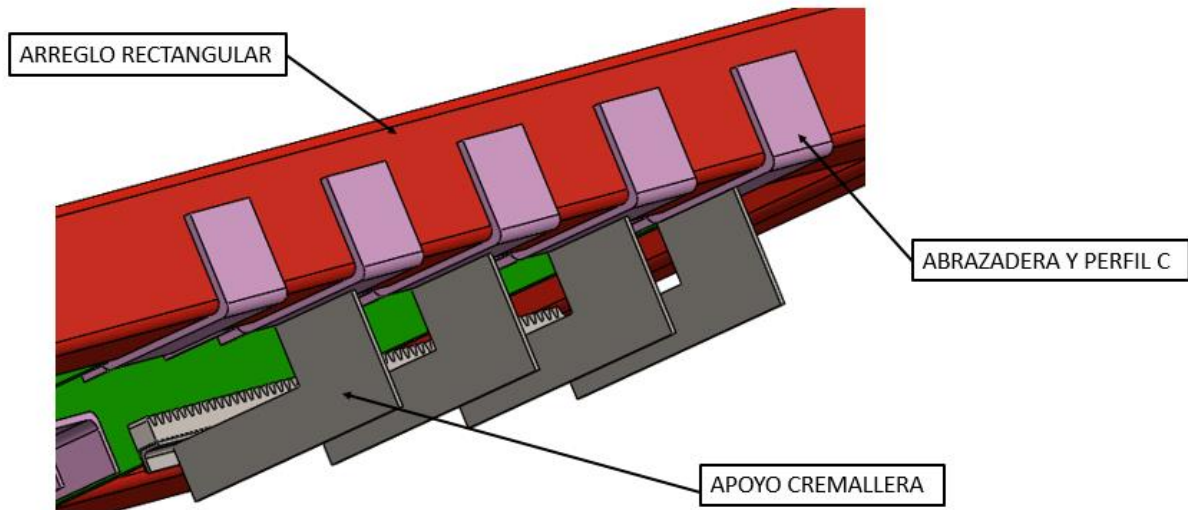


Figura 112. Visualización de donde se suelda el apoyo cremallera

➤ Apoyo fijo

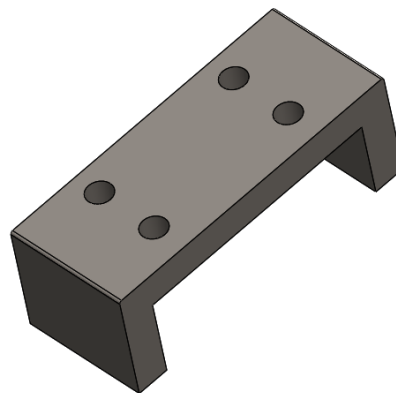


Figura 113. Apoyo fijo.

Sobre este va montado por medio de tornillos el carro fijo. Estos son dos que están soldados en los extremos del apoyo riel.

Los mismos están contruidos de chapa acero SAE 1010 de $\frac{1}{2}$ " (12,7mm) de espesor cortadas a medida bajo el proceso de corte por láser y luego soldadas para así formar la pieza que se observa en la figura 113. En los agujeros realizados se le realizan rosca mediante un macho de roscar.

➤ Guía carro cilindro

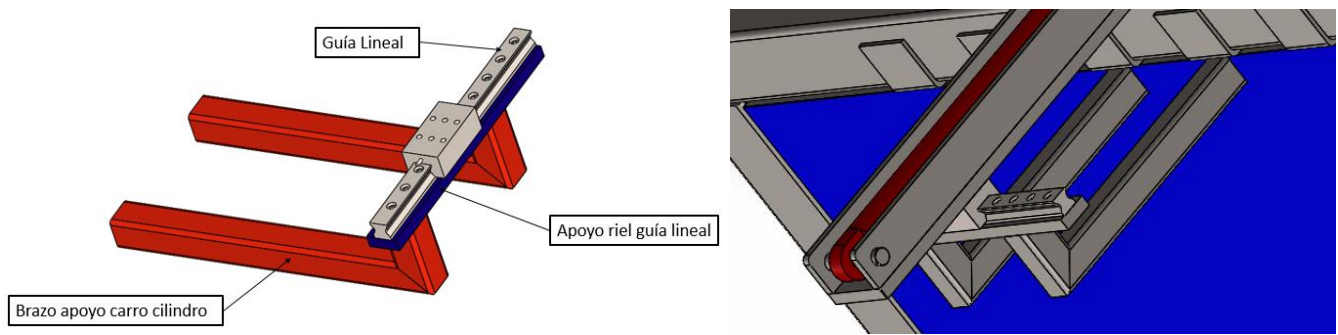


Figura 114. Guía carro cilindro.

Esta guía está soldada al bastidor, por medio de esta se obtiene que la parte trasera del carro cilindro no quede en voladizo ocasionando esfuerzos no deseados en la guía lineal.

Este está fabricado con dos brazos contruidos de caños de material SAE 1010 de sección cuadrada de 50mmx50mmx3,2mm cortados a medida y soldados, a los que se le suelda una longitud de 425mm de planchuela de material SAE 1010 de 50mmx19mm, fresada y con agujeros para la vinculación por medio de tornillos del tipo Allen del riel de la guía lineal.

➤ Patas

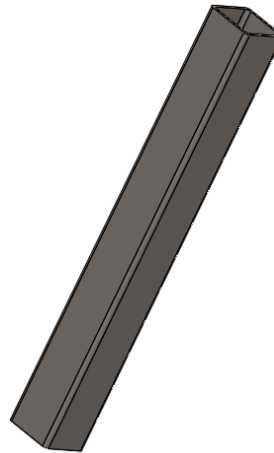


Figura 115. Pata.

Las patas son cuatro, las mismas son fabricadas de igual manera que el arreglo rectangular con chapa plegada generando una sección cuadrada de 120mmx120mm, la chapa utilizada es de uso comercial de material SAE 1010 cuyo espesor es de 6,4mm, estas tienen una longitud de 1000mm y se sueldan en los vértices del arreglo rectangular.

➤ Refuerzo y base central hidráulica

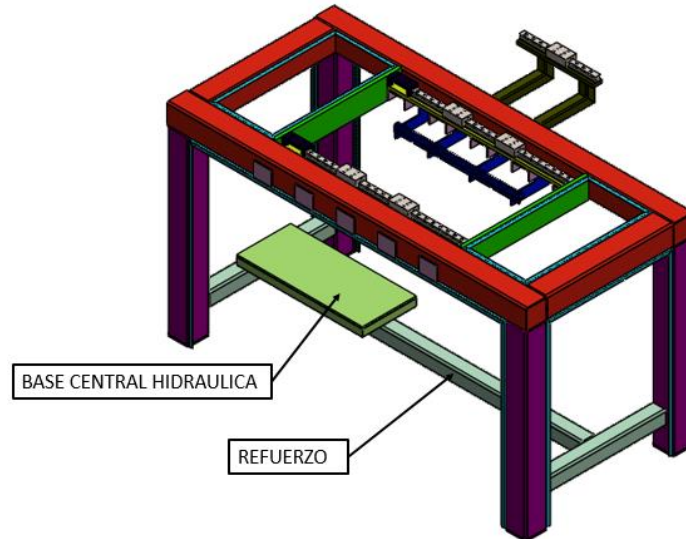


Figura 116. Refuerzo y base central hidráulica.

En la parte interna de la estructura se suelda un refuerzo el cual es un arreglo constituido por perfiles de sección cuadrada de 80x80, contruidos por chapa plegada de $\frac{1}{4}$ " (6,4mm), el mismo tiene la finalidad de generar estabilidad y rigidez en la estructura, como se observa en la figura 116, sobre este refuerzo a su vez también se vincula por medio de soldadura otro arreglo rectangular constituido por perfiles de uso comercial de sección cuadrada de 50x50 y chapa de 6,4mm de espesor en su superficie superior sobre el cual se ubicará la central hidráulica.

➤ Cerramiento de maquina

Para realizar el cerramiento de la máquina, se sueldan sobre la estructura perfiles comerciales del tipo L, cuyas medidas son 20mmx20mmx3mm como se observa en la figura 117, sobre estos luego se atornillan chapas de acero SAE 1010 de espesor 1,2mm como se observa en la figura 118.

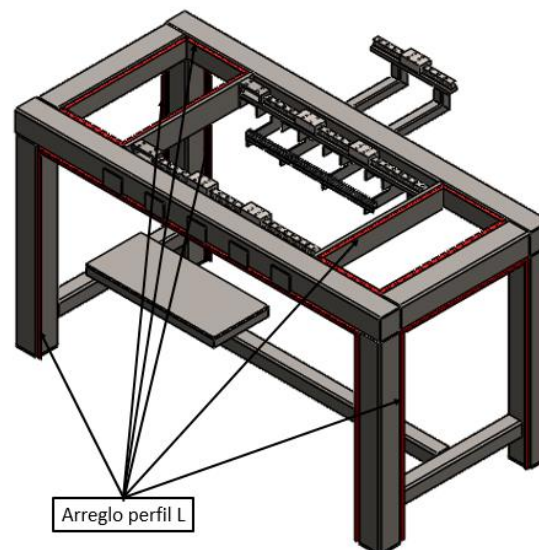


Figura 117. Arreglo de perfiles L para cerramiento de máquina.

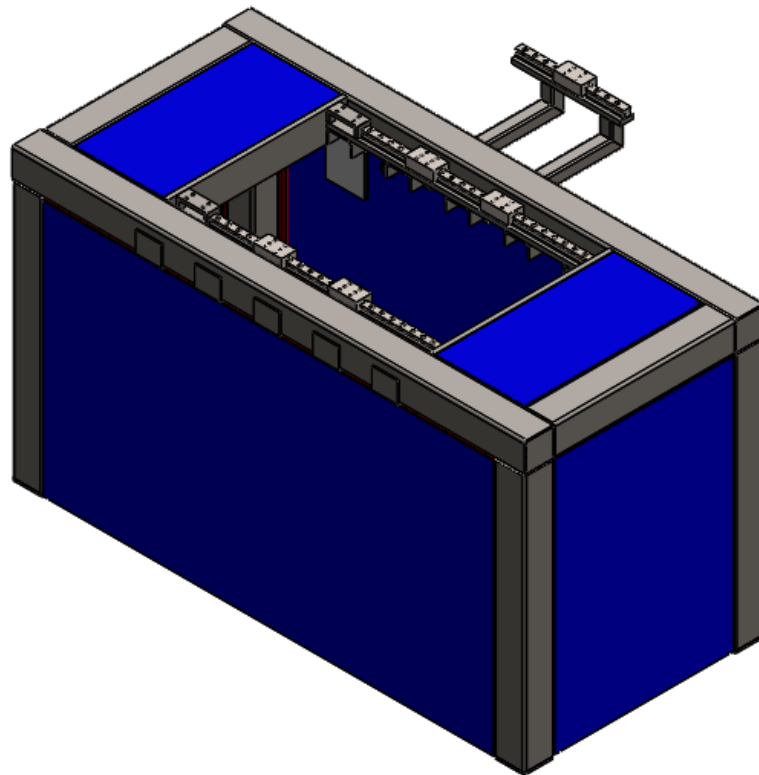


Figura 118. Chapas cerramiento.

➤ Apoyo y guía de barra doblada

Por como es el funcionamiento de los carros, las planchuelas de los mismos (ya descritas) quedan a 19mm (espesor de la misma) de distancia del bastidor, lo que generaría que una vez que la barra es doblada y se realice el avance esta quedara en voladizo.

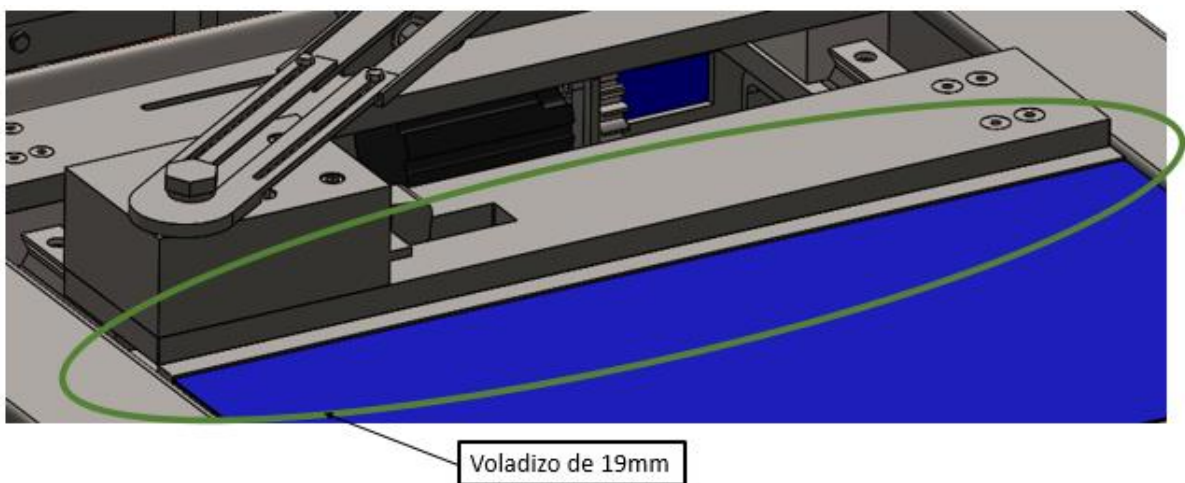


Figura 119. Voladizo de 19mm.

A su vez también para impedir que en la barra doblada se generen doblados indeseados, se apoya sobre la máquina una guía denominada apoyo y guía de barra doblada, que subsana el voladizo mencionado y guía a la barra doblada.

Este apoyo y guía de barra doblada se observa en la figura 120, tiene la particularidad de ser regulable para abarcar todos los zigzags que la máquina es capaz de realizar, el mismo se apoya sobre el bastidor manteniendo contacto con la planchuela del carro fijo.

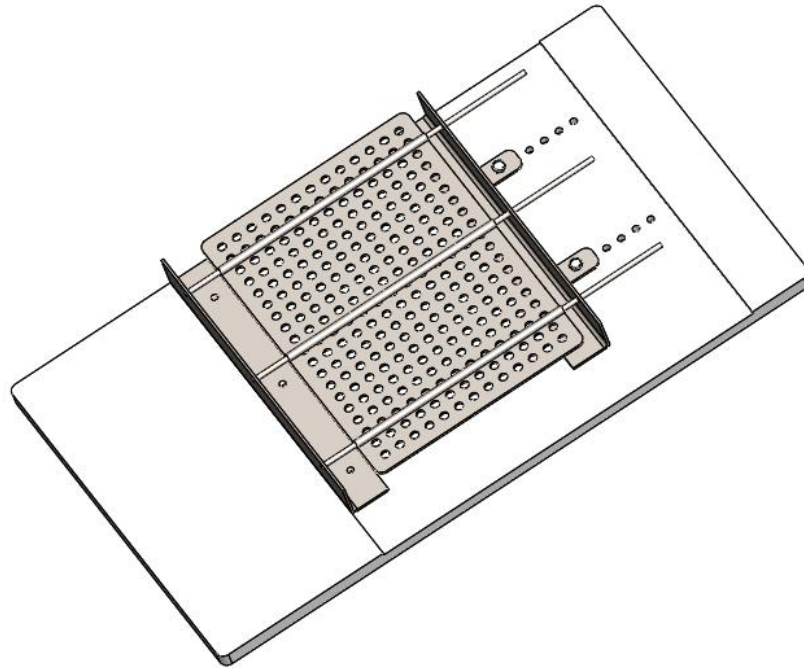


Figura 120. Apoyo y guía de barra doblada.

Este apoyo y guía de barra doblada está constituido por una plancha de polioximetileno (POM), a la cual se le realiza un proceso de fresado para dejar a nivel a los perfiles L en los cuales se apoya la barra, a esta planchuela a su vez también se le realizan agujeros roscados para fijar el perfil L fijo y para regular el perfil L regulable por medio de tornillos.

Al perfil L fijo se le sueldan segmentos de barra sección circular, estos funcionan de guía de una chapa cortada bajo el proceso de corte por láser, la cual tiene soldada caños guías, esta chapa impide que la barra doblada se doble indeseadamente hacia arriba.

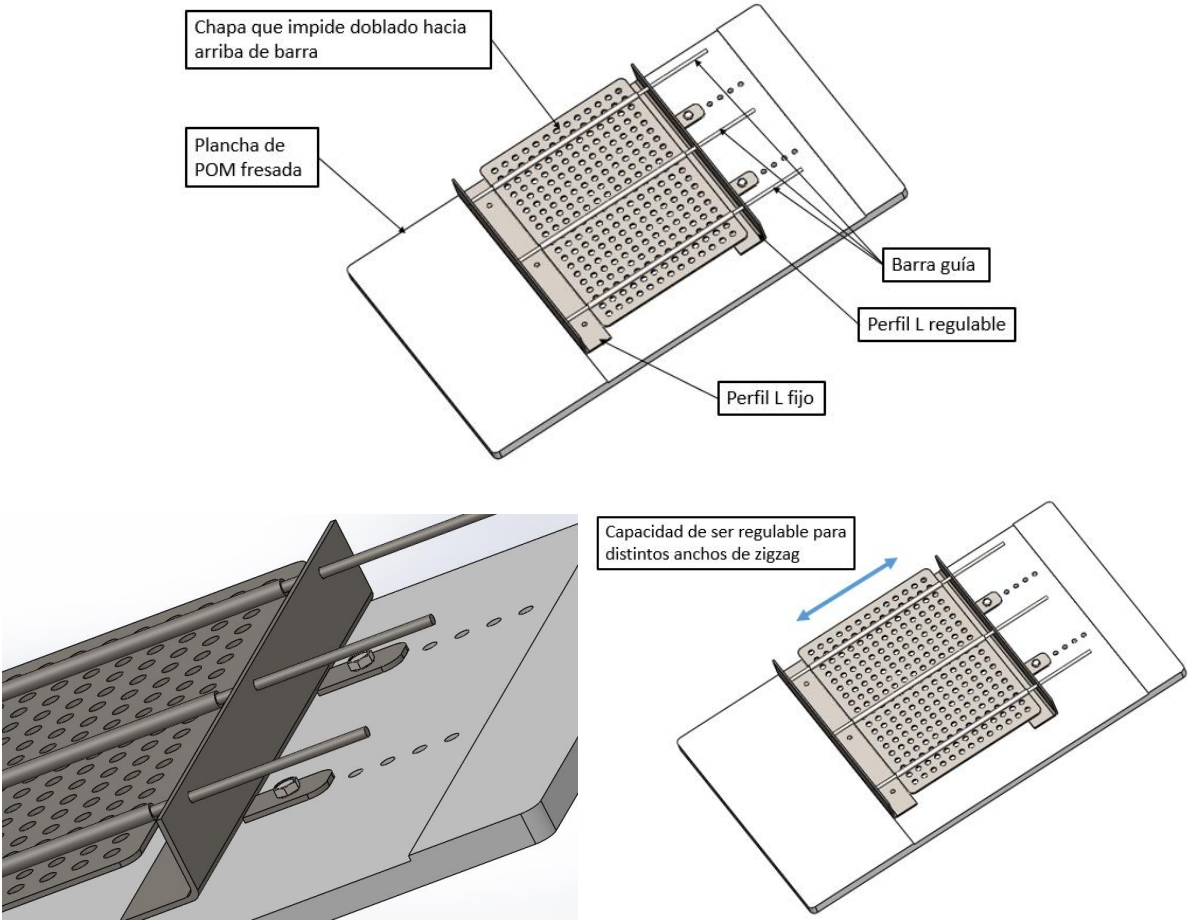


Figura 121. Partes apoyo y guía de barra doblada.

Una vez que la barra doblada abandona los límites de la maquina se recomienda colocar una mesa de rolos con la cual también impedir que la barra doblada quede en voladizo, a su vez también en esta instancia se realizaría el corte de la barra doblada a la longitud deseada.



Figura 122. Mesa de rolos.

- Pasos a seguir para la construcción del bastidor y estructura.
1. Se realiza el arreglo rectangular por medio de soldadura.

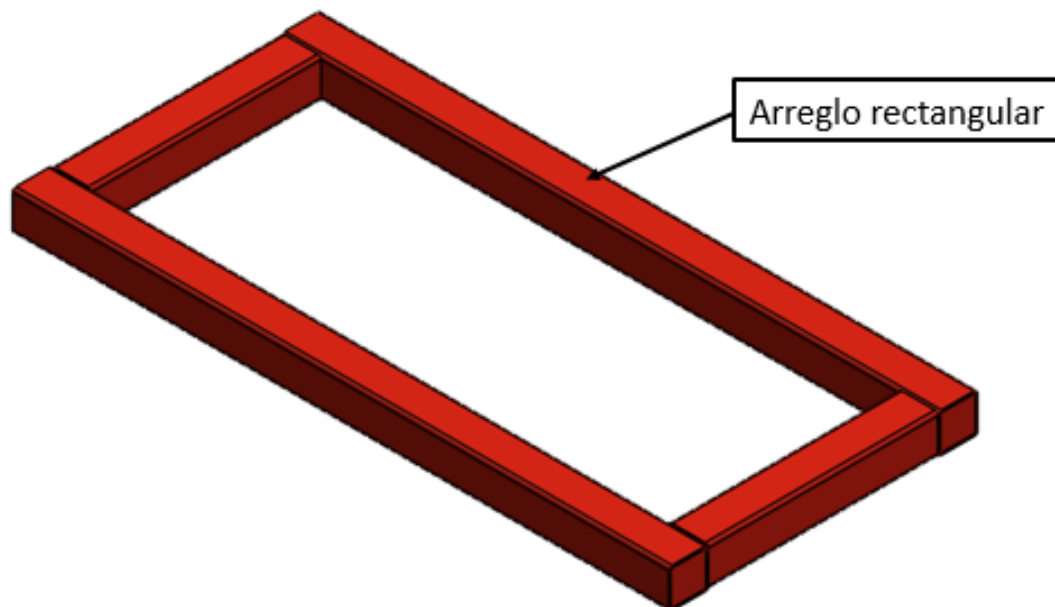


Figura 123. Realización de arreglo rectangular

2. Se sueldan en las caras internas del arreglo rectangular las planchuelas de cruce.

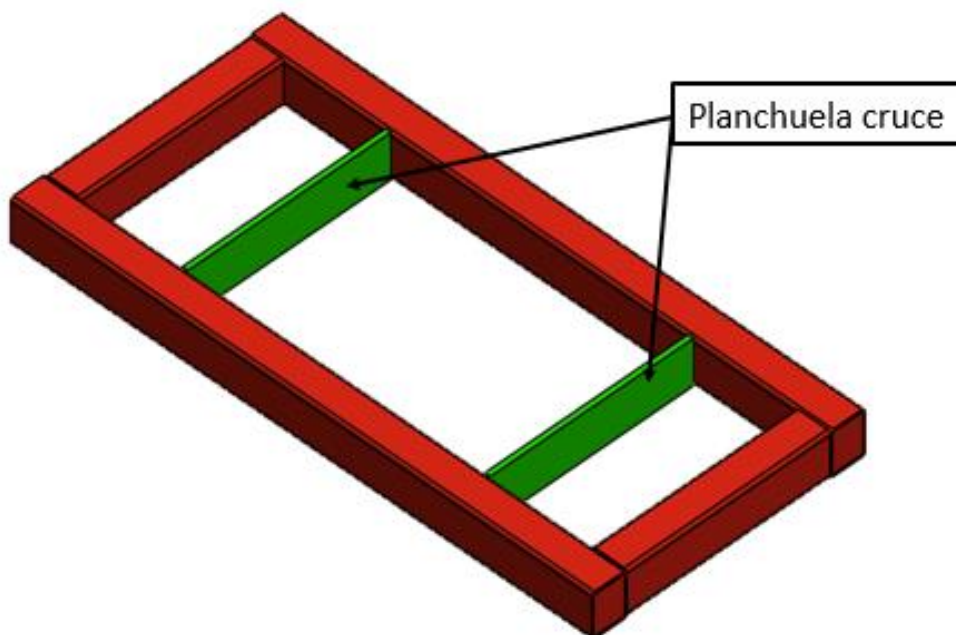


Figura 124. Soldado de planchuelas cruce

3. Se sueldan las abrazaderas al arreglo rectangular.

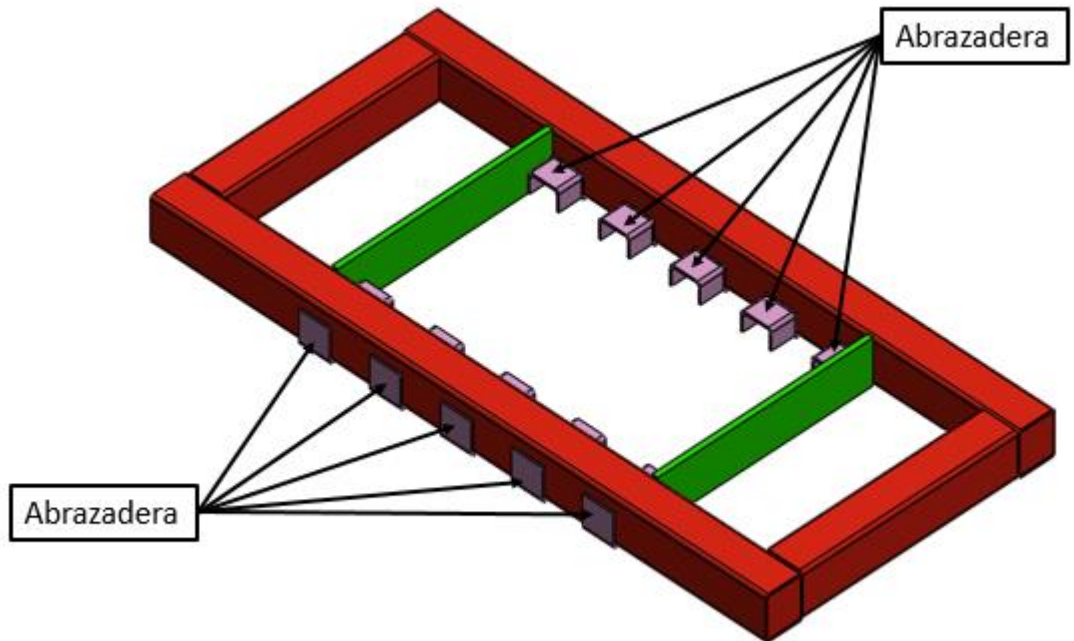


Figura 125. Soldado de abrazaderas.

4. Se suelda la planchuela de apoyo riel y se monta sobre una fresadora donde a dicha planchuela se le realiza un mecanizado consistiendo en un resalto para posicionar de manera plana y paralela los rieles, a su vez también se realizan los agujeros pertinentes para luego realizar mediante macho de rosca las roscas internas para vincular el riel.

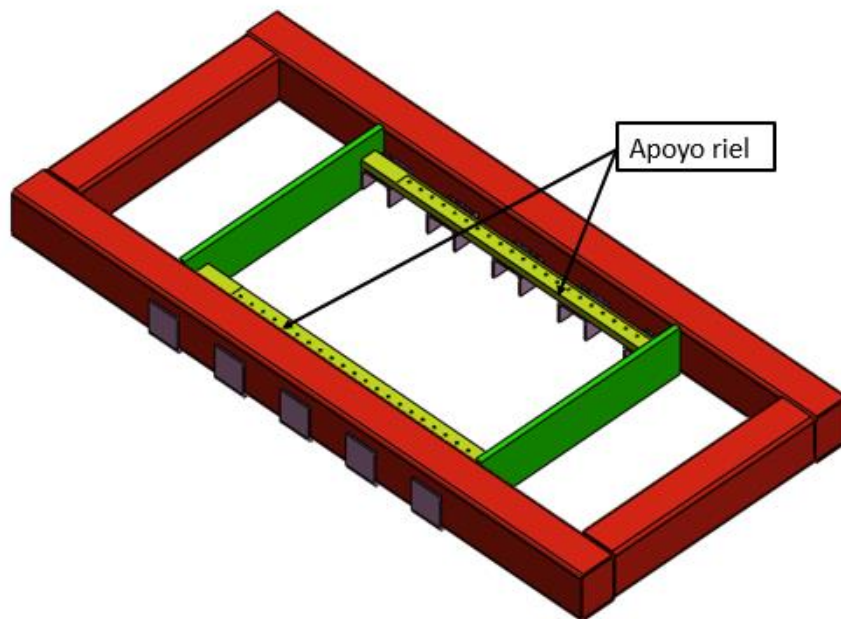


Figura 126. Soldado y fresado apoyo riel.

5. Se sueldan los apoyos fijos en los extremos del apoyo riel.

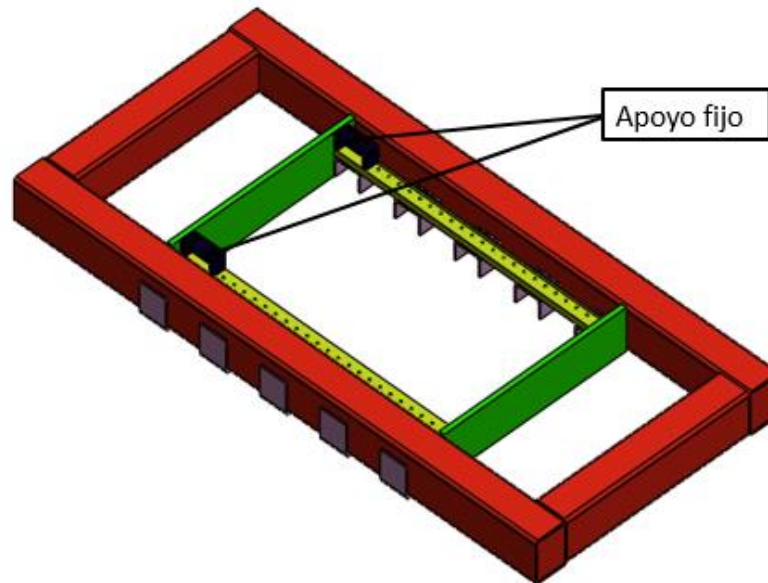


Figura 127. Soldado apoyos carro fijo.

6. Se sueldan las patas al arreglo rectangular.

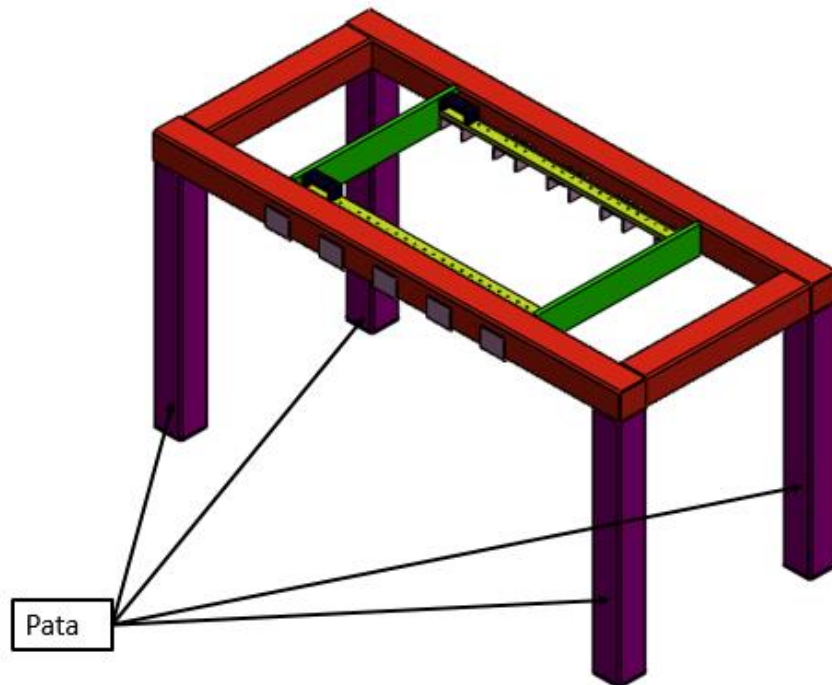


Figura 128. Soldado patas.

7. Se suelda el apoyo cremallera.

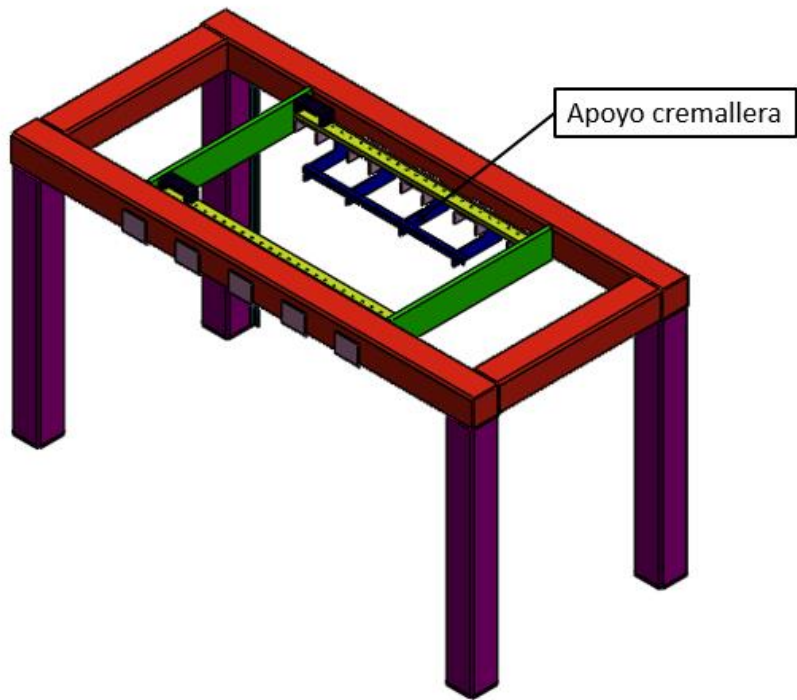


Figura 129. Soldado apoyo cremallera.

8. Se suelda el refuerzo y la base para la central hidráulica.

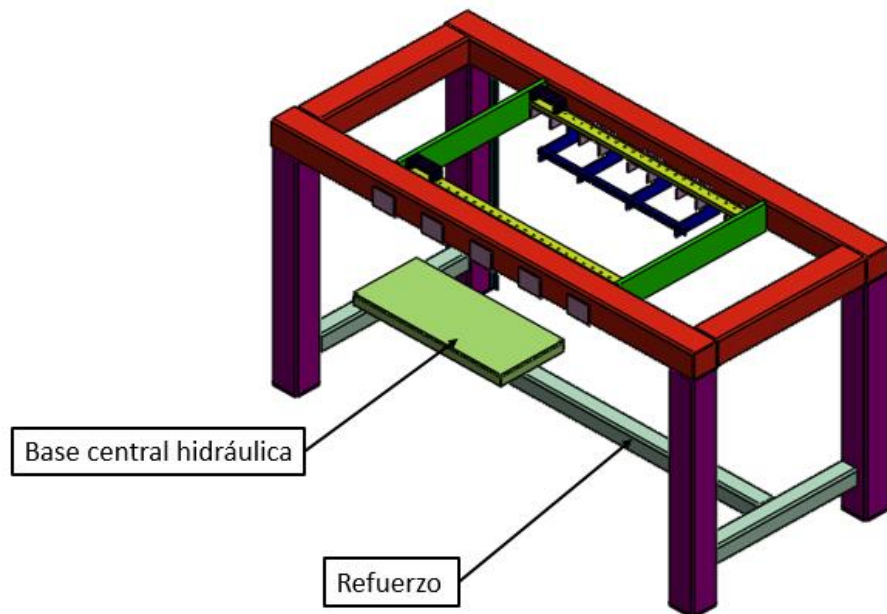


Figura 130. Soldado refuerzo y base central.

9. Se suelda la guía para el carro cilindro al arreglo rectangular.

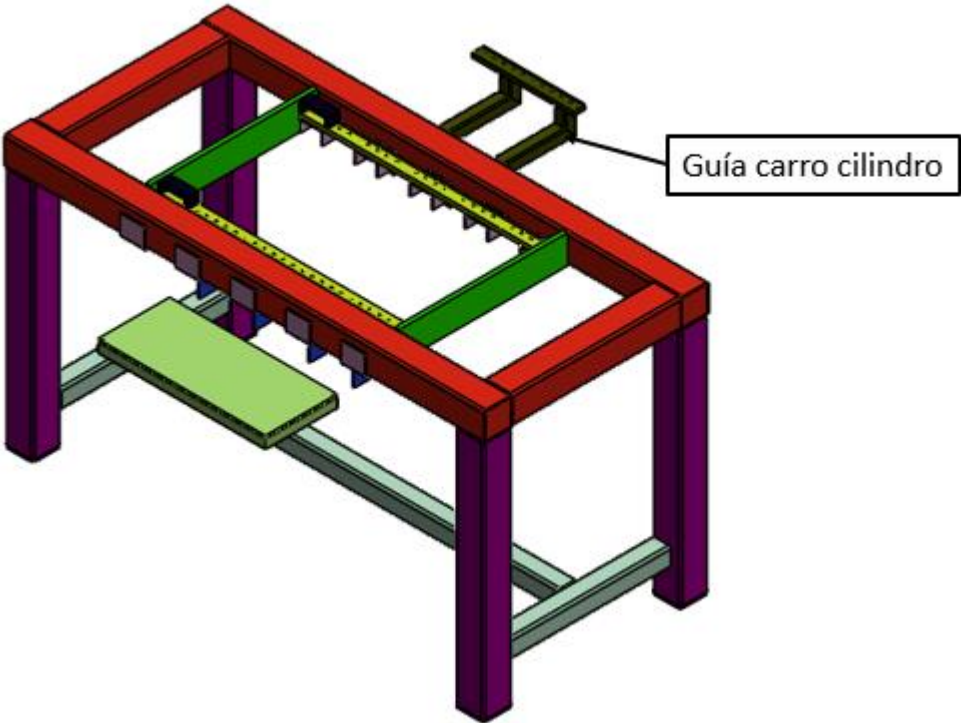


Figura 131. Soldado de guía carro cilindro.

10. Se suelda el arreglo de perfiles L.

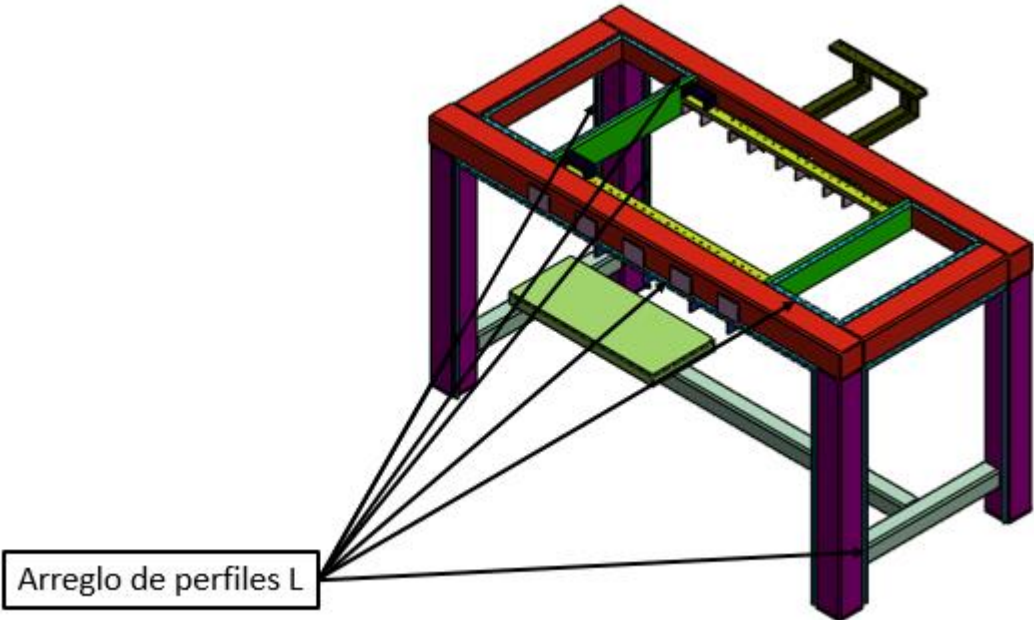


Figura 132. Soldado arreglo de perfiles L.

- Verificación por medio de solidworks del bastidor y estructura

Una vez descrito en su totalidad el bastidor y la estructura procederé a realizar una simulación de elementos finitos mediante el software Solidworks para observar comportamientos de este conjunto.

A la simulación la realicé para el instante donde la fuerza de doblado es máxima, que según el ensayo es de $F_d=1053,88\text{kgf}$, a esta la hice actuar en su totalidad en uno de los patines del carro cilindro y sobre el apoyo fijo y patín del carro móvil hice actuar en sentido opuesto sobre cada uno de ellos una fuerza $F_r=526,94\text{kgf}$.

Con respecto a las fijaciones para asemejarlo a la realidad genere sujeciones fijas sobre cada una de las cuatro patas que cuenta la estructura.

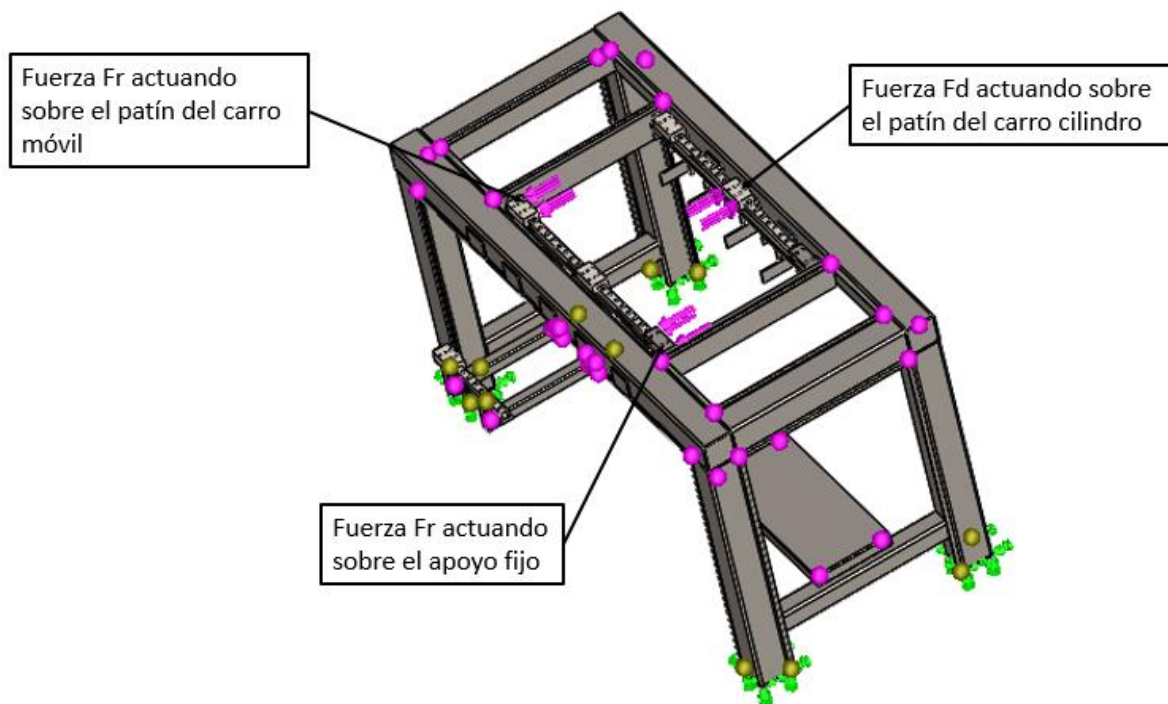


Figura 133. Fijación y fuerzas actuantes en bastidor y estructura.

- Desplazamientos

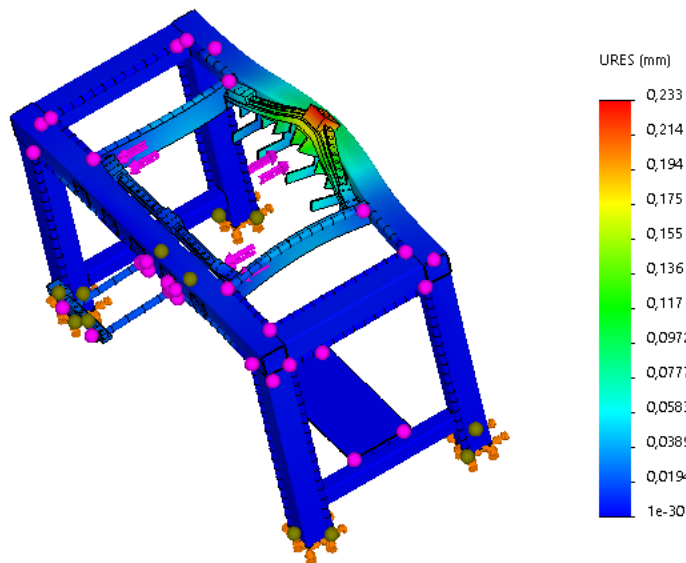


Figura 134. Desplazamientos en bastidor y estructura.

Los resultados de la simulación arrojan un desplazamiento máximo de 0,233mm, el cual es aceptable ya que para la simulación se exageró la distribución de la fuerza a punto tal que las fuerzas actuantes busquen “abrir” la estructura.

- Tensiones

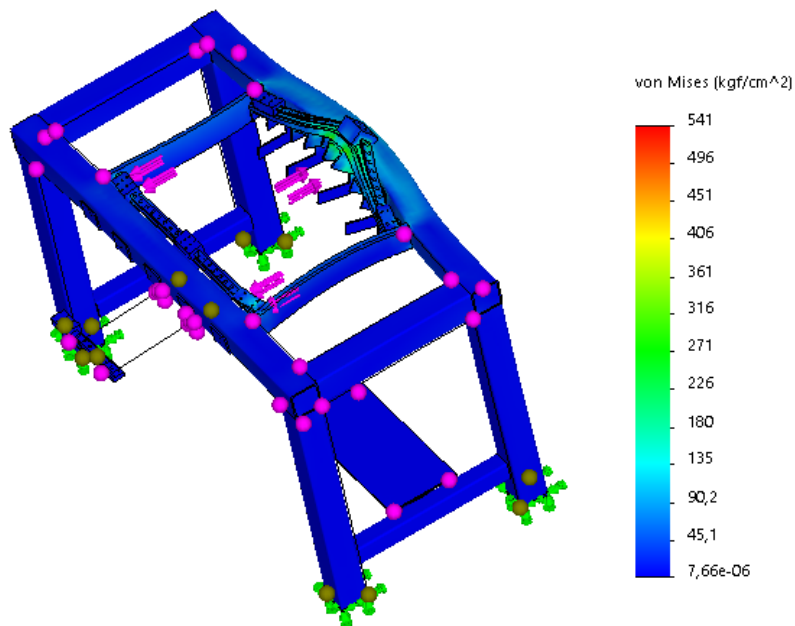


Figura 135. Tensiones en bastidor y estructura.

Siendo la tensión máxima obtenida 541kgf/cm²

$$\sigma_{fl-AISI\ 1010} = 3867 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$N = \frac{\sigma_{fl-AISI\ 1010}}{\sigma_{maxima\ obtenida}} = \frac{3867 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]}{541 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]}$$

$$N = 7,14$$

Comparando la tensión máxima obtenida en la simulación respecto a la tensión de fluencia del acero SAE 1010, el cual es con el que se construirá la estructura, el coeficiente de seguridad es de 7,14 este es aceptable considerando también que los puntos de aplicación de las fuerzas actuantes fueron exagerados para realizar la simulación.

12.3 Vinculación sistema de deformación a bastidor

A continuación, describo como se vincula el sistema de deformación al bastidor

1. En primera instancia se atornilla la guía lineal al bastidor.

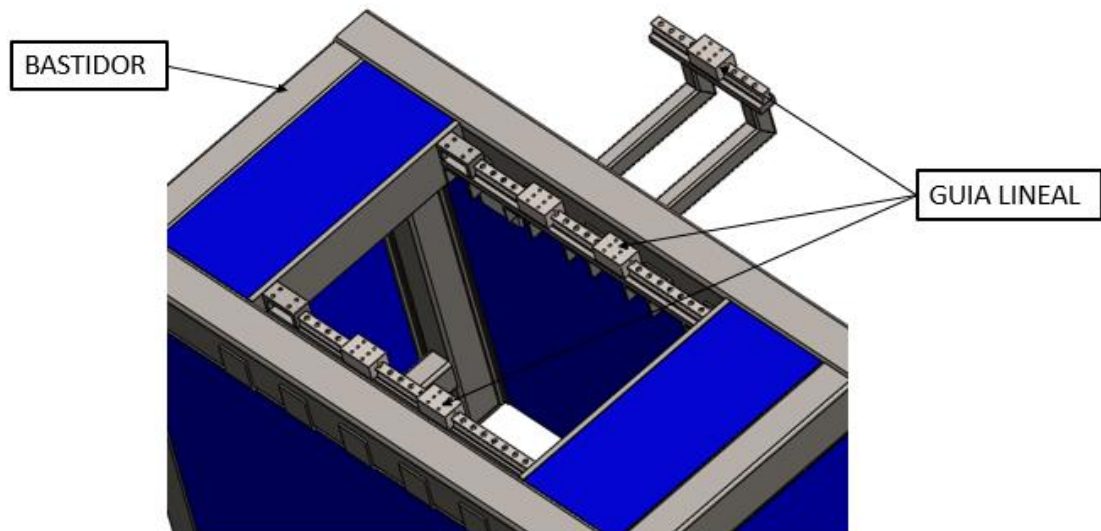


Figura 136. Vinculación guía lineal a bastidor.

2. Se atornilla el carro móvil a los patines de la guía lineal, sin el apoyo barra y se regula la vinculación servomotor de modo tal de lograr el engrane deseado.

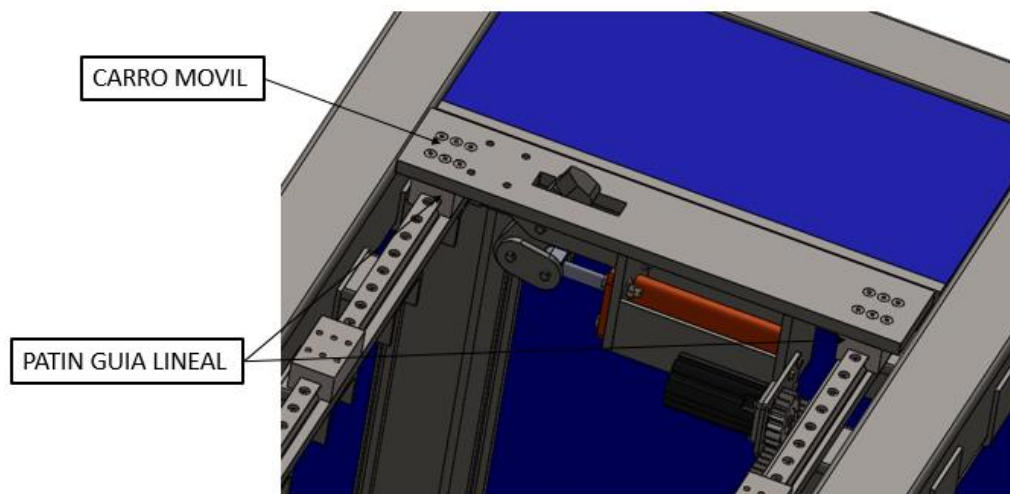


Figura 137. Vinculación carro móvil.

3. Se atornilla el carro cilindro a los patines de la guía lineal sin el cilindro doblador y el punzón.

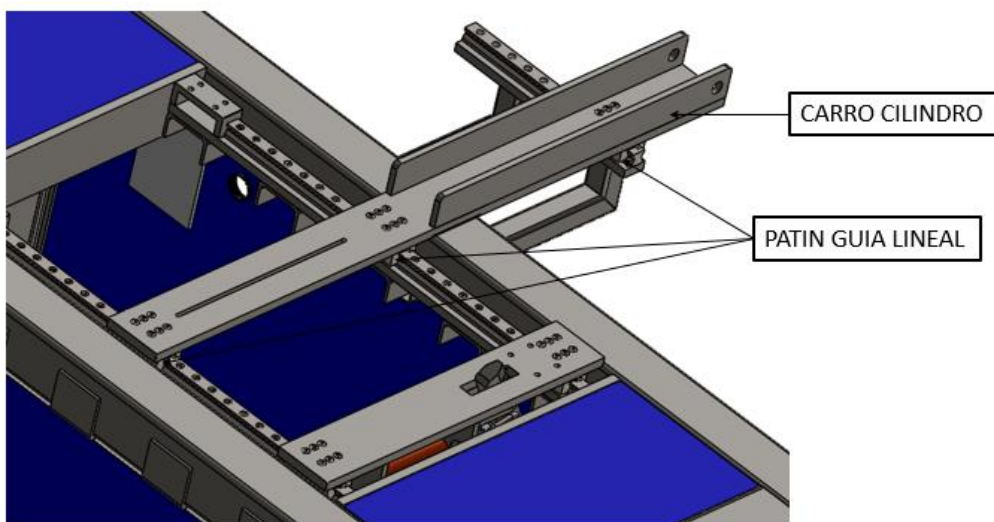


Figura 138. Vinculación carro cilindro

4. Se atornilla el carro fijo sin el apoyo barra.

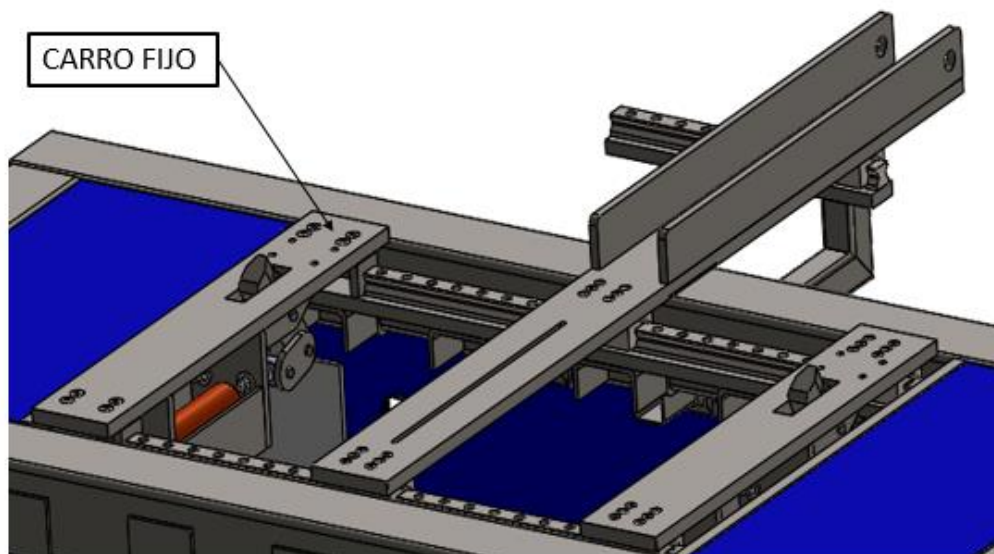


Figura 139. Vinculación carro fijo.

5. Se atornillan los apoyos barras, se coloca el cilindro doblador y el punzón.

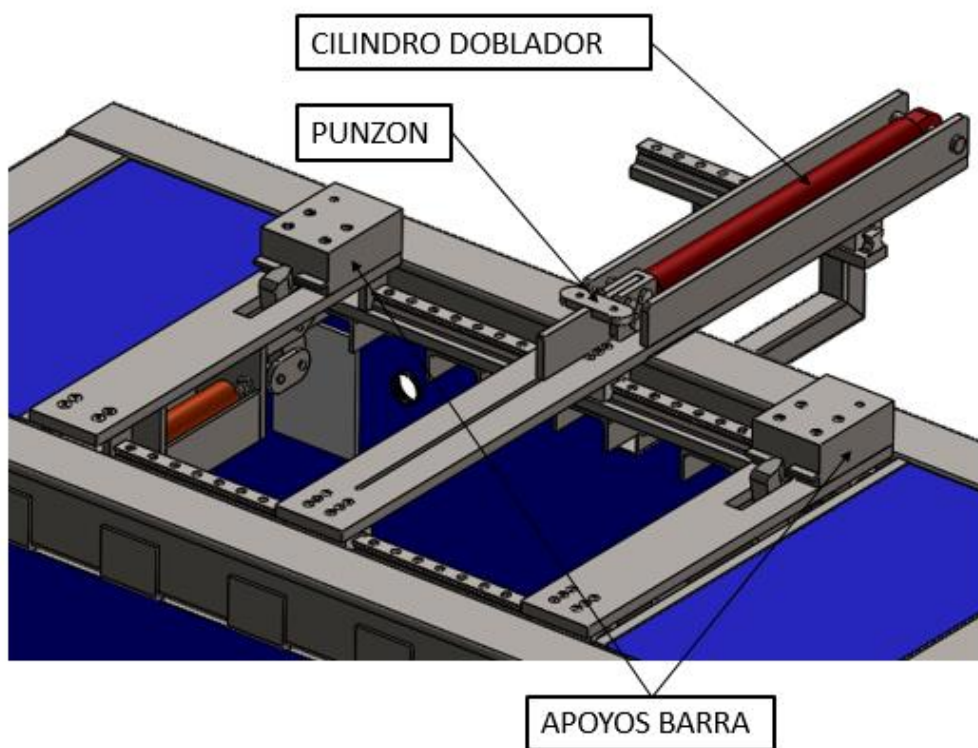


Figura 140. Vinculación apoyos barra, cilindro doblador y punzón.

6. Se coloca la corredera regulable por medio de su vinculación.

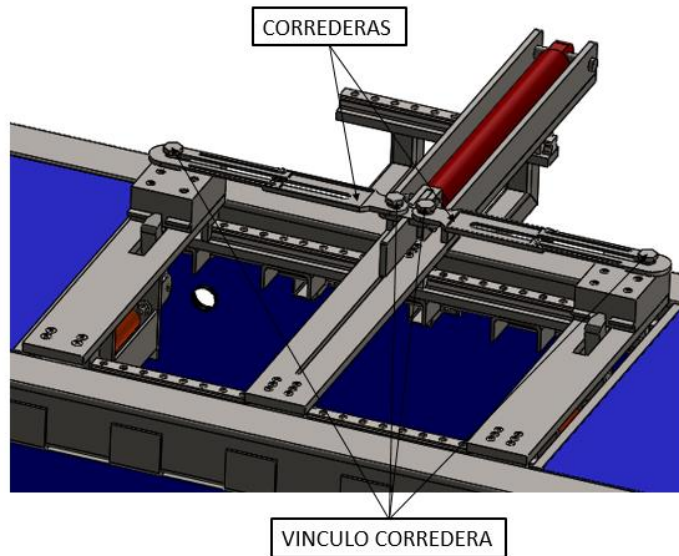


Figura 141. Colocación de correderas regulables.

12.4 Central hidráulica

Este componente se encargará de bombear el aceite hacia los cilindros hidráulicos. Está compuesta por una bomba, motor eléctrico, tanque de almacenamiento y un manifold donde se ubican las distintas válvulas.

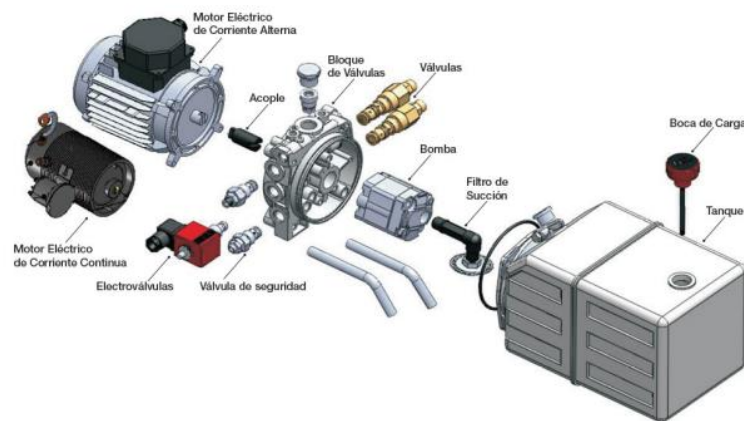


Figura 142. Central hidráulica ilustrativa.

A continuación, se procede a realizar los cálculos necesarios para la selección de la central hidráulica de catálogo Verion:

- Presión: La presión de operación elegida para la misma es de 120 [bar] porque es la presión recomendada para los cilindros utilizados, con la cual determine su diámetro.

$$P_{\text{bomba}} = 120[\text{bar}]$$

- Caudal: El caudal que debe proveer es el siguiente:

$$Q_{bomba\ te\orico} = \frac{V_{total\ cilindros}}{t_{operaci\on}}$$

$$t_{operaci\on} = 10[s]$$

$$V_{total\ cilindros} = V_{cilindro\ doblador} + 2 * V_{cilindro\ mordaza}$$

$$V_{cilindro\ doblador} = \frac{\pi * 5,08cm^2}{4} * 42cm = 815,27cm^3$$

$$V_{cilindro\ mordaza} = \frac{\pi * 3,81cm^2}{4} * 10,7cm = 121,99cm^3$$

$$V_{total\ cilindros} = 815,27cm^3 + 2 * 121,99cm^3 = 1059,25cm^3$$

$$Q_{bomba\ te\orico} = \frac{1059,25cm^3}{10[s]} = 105,93 \frac{cm^3}{s} = 6,36 \frac{litros}{min}$$

$$Q_{bomba} = \frac{Q_{bomba\ te\orico}}{\eta_{vol}} = \frac{6,36 \frac{litros}{min}}{0,9} = 7,06 \frac{litros}{min}$$

Para el cálculo del volumen se tuvo en cuenta el diámetro del pistón y la longitud L corresponde a la carrera mínima necesaria para el funcionamiento de los cilindros.

- Potencia motor

$$N_{motor}[HP] = \frac{P_{bomba}[bar] * Q_{bomba}[\frac{litros}{min}]}{450 * \eta_{total}}$$

$$N_{motor}[HP] = \frac{120[bar] * 7,06[\frac{litros}{min}]}{450 * 0,85} = 2,21[HP] = 1,65[kw]$$

Motores de corrientes alterna

Código	Modelo	Tensión / Potencia (V) / (kW)	Código	Modelo	Tensión / Potencia (V) / (kW)
A1	MS711-2	400 / 0,75	E2	MS90S1-2	380 / 1,85
A2	ML711-2	220 / 0,75	E4	MS90M2-4	380 / 1,85
B2	MS801-2	380 / 0,75	R2	ML90L2-2	220 / 2,20
H2	ML801-2	220 / 0,75	K2	ML90S-2	110 / 1,50
B4	MS801-4	380 / 0,75	F2	MS90L1-2	380 / 2,20
H4	ML802-4	220 / 0,75	F4	MS90L2-4	380 / 2,20
C2	MS801-2	380 / 1,10	N2	MS90L2-2	380 / 3,00
C4	MS801-4	380 / 1,10	Y3	YS90L-2	380 / 2,20
I2	ML90S-2	220 / 1,50	K4	ML90L1-4	110 / 1,15
J2	ML90L1-2	220 / 1,85	L2	ML90L1-2	110 / 1,85
D2	MS90S-2	380 / 1,50	L4	ML90L2-4	110 / 1,85
D4	MS90M1-4	380 / 1,50	Q2	ML90L2-2	110 / 2,20
I4	ML90L1-4	220 / 1,50	Q4	ML90L-4	110 / 2,20
J4	ML90L2-2	220 / 2,20	Y1	YL90L-2	110 / 2,20
			Y2	YL90L-2	220 / 2,20

Ítem	Orden de Código	Voltaje nominal	Potencia nominal	Fase	Hz	Velocidad de rotación	Modo de operación
D2	MS90S-2	380 V	1.5 kW	3	50	2850 rpm	S3
D4	MS90M1-4	380 V	1.5 kW	3	50	1400 rpm	S3
E2	MS90S1-2	380 V	1.85 kW	3	50	2850 rpm	S3
E4	MS90M2-4	380 V	1.85 kW	3	50	1400 rpm	S3
F2	MS90L1-2	380 V	2.2 kW	3	50	2850 rpm	S3
F4	MS90L2-4	380 V	2.2 kW	3	50	1400 rpm	S3
N2	MS90L2-4	380 V	3.0 kW	3	50	2850 rpm	S3
I2	ML90S-2	220 V	1.5 kW	1	50	2850 rpm	S3
I4	ML90L1-4	220 V	1.5 kW	1	50	1400 rpm	S3
J2	ML90L1-2	220 V	1.85 kW	1	50	2850 rpm	S3
J4	ML90L2-4	220 V	1.85 kW	1	50	1400 rpm	S3
R2	ML90L2-2	220 V	2.2 kW	1	50	2850 rpm	S3

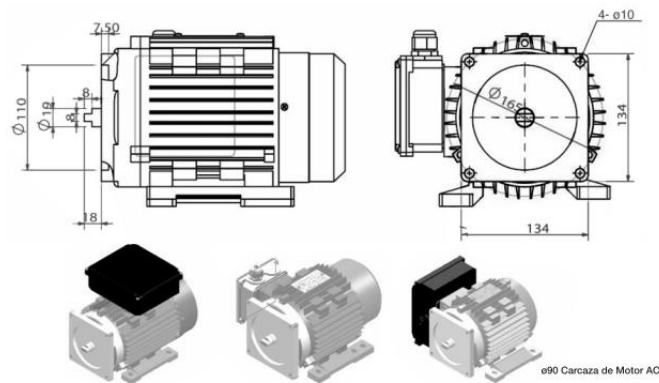


Figura 143. Motores para realizar selección.

De catálogo se selecciona motor con las siguientes características:

- ❖ Motor corriente alterna
- ❖ Voltaje nominal: 380 [V]
- ❖ Potencia nominal: 2,2 [kw]
- ❖ Fase: 3
- ❖ Frecuencia: 50[hz]
- ❖ Velocidad de rotación: 2850 rpm

- Revoluciones de motor: Por características del motor seleccionado las revoluciones del mismo son:

$$\eta_{motor} = 2850 \text{ rpm}$$

- Cilindrada bomba:

$$C_{bomba} = \frac{Q_{bomba}}{\eta_{motor}} * 1000$$

$$C_{bomba} = \frac{9,06 \frac{\text{litros}}{\text{min}}}{2850 \text{ rpm}} * 1000$$

$$C_{bomba} = 3,18 \frac{\text{cc}^3}{\text{rev}}$$

Código para ordenar

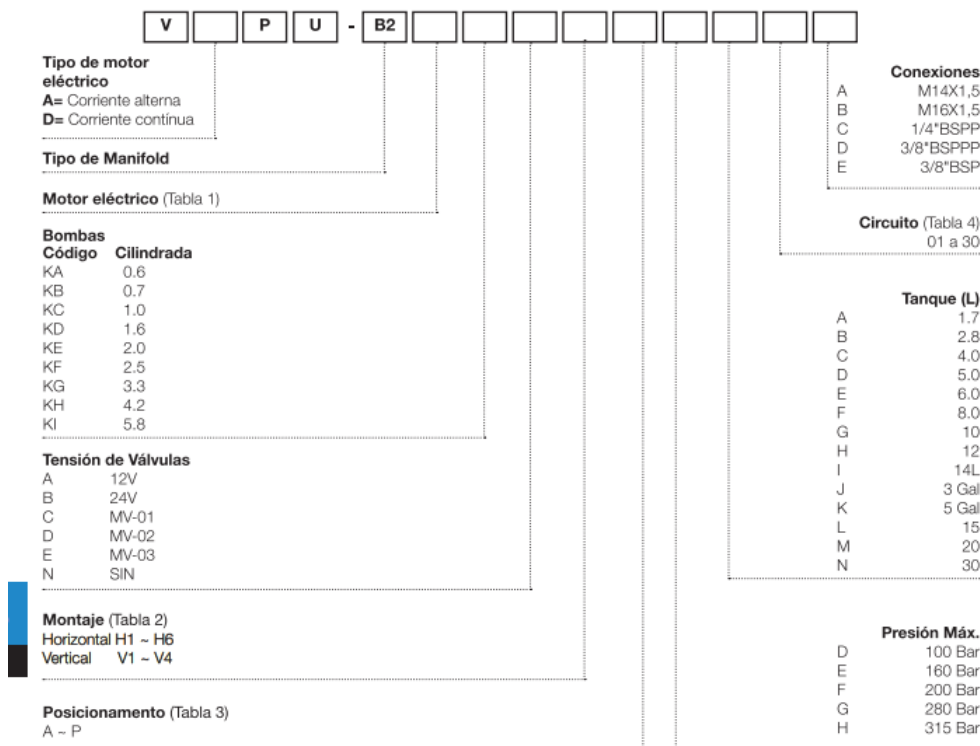


Figura 144. Código para ordenar.

De acuerdo al catálogo brindado por Verion el código de orden de la central hidráulica es el siguiente:

V	A	P	U	-	KH	E	H1	A	E	L	1	C
---	---	---	---	---	----	---	----	---	---	---	---	---

Esta central se dotará de electroválvulas solenoides del tipo doble efecto, las cuales se observan esquemáticamente en la figura 145, estas serán accionadas por medio de sensores que se instalarán al momento de sincronizar el funcionamiento de la máquina.

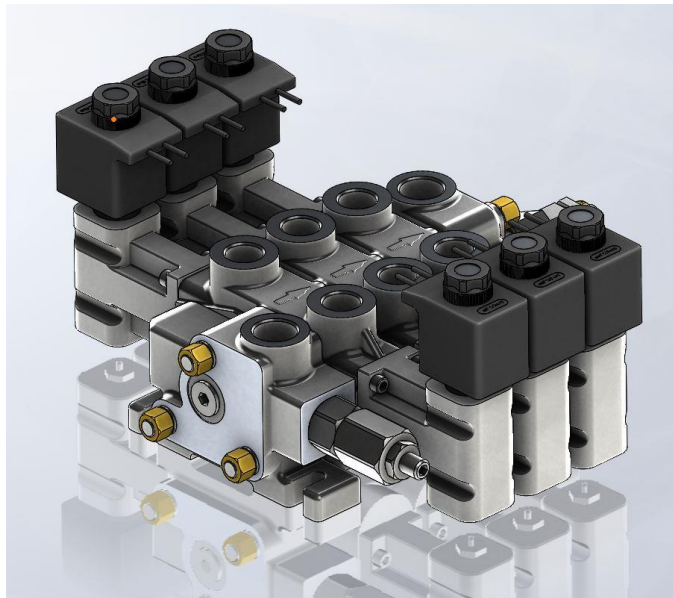


Figura 145. Electroválvulas solenoides.

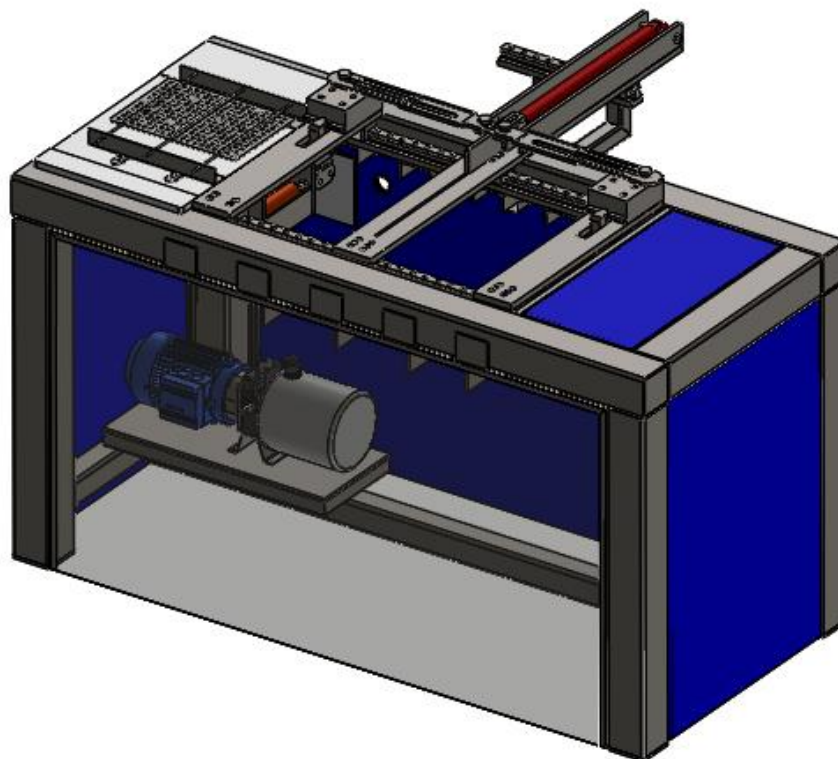


Figura 146. Disposición de central hidráulica.

- Esquema de circuito hidráulico

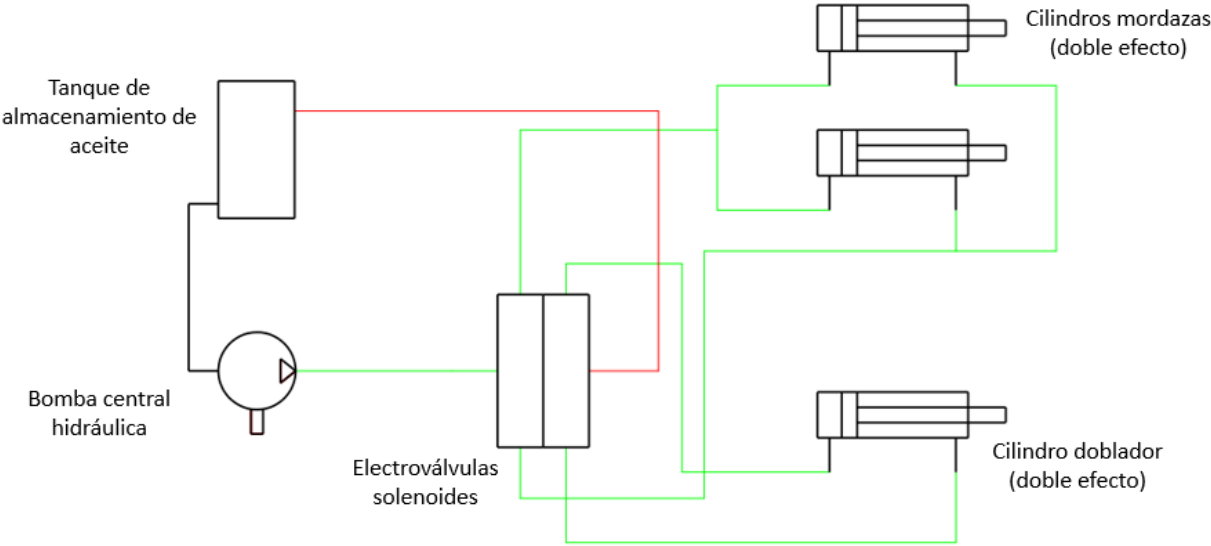


Figura 147. Esquema circuito hidráulico.

- Mangueras

Estas cuentan con un suficiente espacio para realizar su labor dentro de la máquina para alimentar a los cilindros mordazas; a su vez también cuenta con una abertura para alimentar al cilindro doblador exterior.

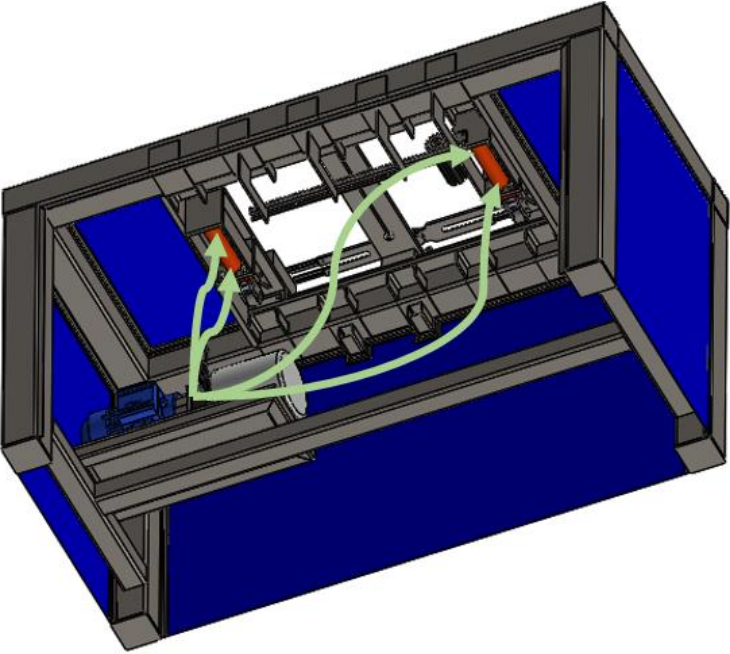


Figura 148. Alimentación esquemática cilindros mordaza y cilindro vuelta.

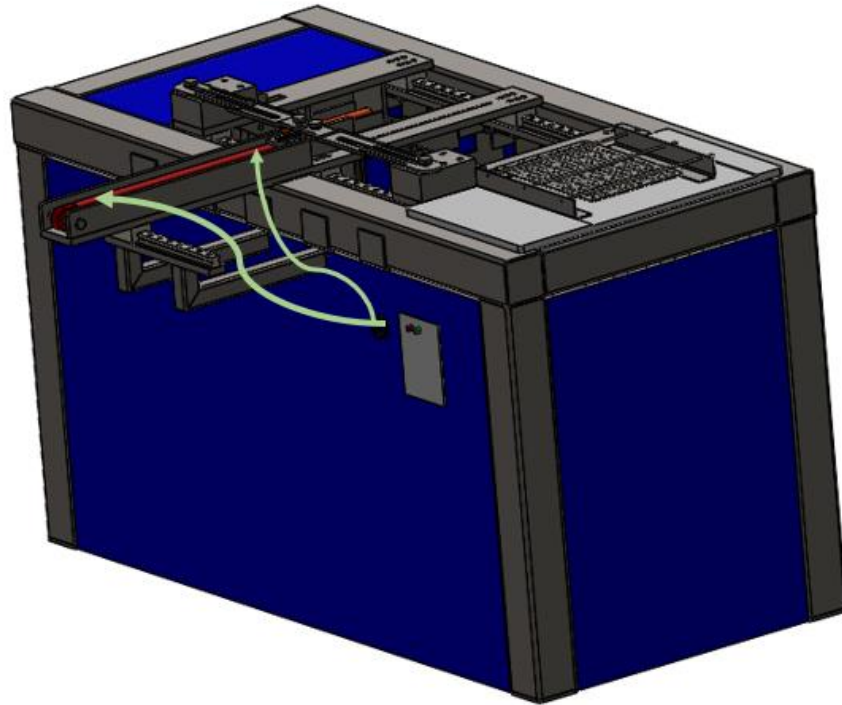


Figura 149. Alimentación esquemática cilindro doblador.

12.5 Circuito electrónico

Con el fin de sincronizar todos los movimientos tales como:

- Avance de barra.
- Apriete de mordaza.
- Accionamiento y retroceso del cilindro doblador.
- Vuelta de los carros.

Se menciona como debería dotarse la máquina dobladora con sensores cuyo fin es obtener la sincronización de los movimientos, para obtener dicho resultado se debe realizar un circuito electrónico que funcione de la siguiente manera:

1. La barra montada sobre la máquina, avanza producto del mecanismo de avance el cual escapa del análisis de este proyecto como ya mencioné, al llegar al carro fijo un sensor detecta su presencia, se detiene el avance de la barra y se activan los cilindros que realizan el apriete de las mordazas, este apriete depende del diámetro de la barra que se desea doblar, el cual se regula electrónicamente.
2. Una vez que es apretada la barra, comienza a doblar el cilindro doblador hasta que la longitud del paso sea la deseada.
3. Cuando el cilindro regresa a su posición inicial, se abren las mordazas mediante la apertura de los cilindros mordazas.
4. Se realiza el avance de la barra.
5. Se activa el servomotor y vuelven los carros a su posición de origen.

Para la realización de este sincronizado se necesitarán sensores que serán instalados en la máquina por una persona idónea para realizar esta labor. Cabe mencionar que al momento que fui realizando el desarrollo de la parte mecánica fui considerando lugares y espacios para la colocación de dichos componentes.

13 Análisis de costos

Para realizar el análisis de costos procederé a calcular la materia prima necesaria para la elaboración de la máquina.

Se realizó un análisis, el que se puede observar en la tabla 3, de la cantidad de chapa acero SAE 1010 de diversos espesores que se necesitará para la elaboración de la máquina, esto se hizo mediante el cálculo del área necesaria para para la realización de cada parte comprendida en los sistemas descritos.

Tabla 3

Análisis de chapa					
Sistema	Parte	Material	Espesor	Área necesaria mm ²	Área total mm ²
Bastidor y estructura	Cerramiento maquina	SAE 1010	1/8"	5.400.000	5.400.000
	Arreglo rectangular	SAE 1010	1/4"	2.592.000	6.069.300
	Pata	SAE 1010		1.920.000	
	Refuerzo	SAE 1010		1.088.000	
	Abrazadera y perfil c	SAE 1010		430.900	
	Vinculo cilindro vuelta	SAE 1010		38.400	
	Apoyo fijo	SAE 1010	1/2"	21.000	21.000
	Planchuela cruce	SAE 1010	3/4"	168.000	270.200
	Apoyo riel	SAE 1010		102.200	
Carro	Agarre mordaza	SAE 1010	1/2"	41.000	378.566
	Refuerzo/vínculo	SAE 1010		93.950	
	Arreglo vinculación cilindro mordaza	SAE 1010		142.736	
	Planchuela carros	SAE 1010	3/4"	345.870	345.870

En la tabla 4 se realiza una sumatoria de las áreas totales de cada espesor de chapa de la tabla 2.

Tabla 4

Espesor de chapa	Área necesaria mm ²
1/8"	5.400.000
1/4"	6.069.300
1/2"	399.566

3/4"

616.070

En la tabla 5, se relaciona el precio de las chapas de dimensiones conocidas con las dimensiones necesarias. Estos precios fueron consultados a un proveedor.

Tabla 5

Espesor de chapa	Dimensiones chapa provista	Área chapa provista mm ²	Área necesaria mm ²	Precio chapa provista	Precio chapa necesaria
1/8"	1500mmx2000mm	3000000	5400000	\$ 195.163,03	\$ 351.293,45
1/4"	1500mmx3000mm	4500000	6069300	\$ 593.588,30	\$ 800.592,33
1/2"	1500mmx3000mm	4500000	399566	\$ 1.157.848,58	\$ 102.808,21
3/4"	1500mmx3000mm	4500000	616070	\$ 2.768.119,55	\$ 378.967,87
					\$ 1.633.661,86

De este análisis se concluye que el costo de las chapas necesarias para la elaboración de la maquina es de \$1.633.661,86, teniendo en cuenta la cotización del dólar oficial en \$842,25; el precio de las chapas necesarias expresadas en dólares es de usd 1939,64.

En la tabla 6 se determina el precio de la materia prima necesaria para la elaboración de las partes especificadas.

Tabla 6

Parte	Denominación materia prima	Material	Cantidad	Precio
Mordaza	Palanquilla 50mmx50mm	SAE 1045	0.3m	\$ 8.838,54
Pernos mordaza	Macizo circular Ø12,7mm	SAE 1010	0.24m	\$ 74.985,85
Perno cilindro mordaza	Macizo circular Ø25,4mm	SAE 1010	0.14m	\$ 154.000,00
Punzón	Chapa 12,7mm	SAE 1010	20930mm ²	\$ 5.385,28
				\$ 243,209.67

El precio total de las partes especificadas en la tabla 5 es de \$243.209,67, teniendo en cuenta la cotización del dólar oficial en \$842,25; el precio de la materia prima de las partes especificadas expresadas en dólares es de usd 288,76.

En la tabla 7 se observa el precio de tornillería y elementos de fijación.

Tabla 7

Accesorio	Utilidad	Cantidad	Precio unitario \$	Precio total
Bulón Allen avellanado M10x80	Vinculación parte macho a hembra	8	\$ 810,00	\$ 6.480,00
Bulón hexagonal W 1/2" x 2"	Vinculación cilindro hidráulico a punzón	3	\$ 670,00	\$ 2.010,00
Arandela plana 1/2"	Vinculación cilindro hidráulico a punzón	3	\$ 48,00	\$ 144,00

Tuerca autofrenante W 1/2"	Vinculación cilindro hidráulico a punzón	3	\$ 256,00	\$ 768,00
Bulón Allen M8x25	Vinculación riel	46	\$ 155,00	\$ 7.130,00
Bulón hexagonal M10x45	Vinculación cilindro mordaza	8	\$ 380,00	\$ 3.040,00
Arandela plana M10	Vinculación cilindro mordaza	8	\$ 95,00	\$ 760,00
Tuerca autofrenante M10	Vinculación cilindro mordaza	8	\$ 139,00	\$ 1.112,00
Tornillo Allen avellanado M6x10	Vinculación chapa a estructura	50	\$ 121,00	\$ 6.050,00
				\$ 27.494,00

El precio total de la tornillería y elementos de fijación es de \$27.494, teniendo en cuenta la cotización del dólar oficial en \$842,25; el precio de la tornillería y elementos de fijación expresadas en dólares es de usd 32,64.

En la tabla 8 se observa el precio de los cilindros necesarios para la elaboración de la máquina.

Tabla 8

Cilindro	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Mordaza	2	\$ 175.000,00	\$ 350.000,00
Doblador	1	\$ 294.000,00	\$ 294.000,00
			\$ 644.000,00

El precio total de los cilindros necesarios para la elaboración de la máquina es de \$644.000, teniendo en cuenta la cotización del dólar oficial en \$842,25; el precio de los cilindros hidráulicos expresadas en dólares es de usd 764,62.

En la tabla 9 se observa el precio de componentes restantes

Tabla 9

Componente	Precio
Guía lineal	usd 2.650,60
Mini central hidráulica	usd 3.500,00
Mangueras	usd 150,00
Servomotor	usd 550,00
Piñón-Cremallera	usd 10,00
usd 6.860,60	

El precio total de componentes restantes para la elaboración de la máquina es de usd 6860,60.

Por el hecho de que la economía argentina es muy fluctuante y que algunos proveedores me realizaron la cotización en peso argentino y otros en dólares estadounidenses, llevé todas las cotizaciones a dólares estadounidenses, siendo esta una moneda más estable, para esto tomé como referencia la cotización del dólar del día que solicité la cotización.

En la tabla 10 se puede observar el precio total de la materia prima y elementos necesario para la elaboración de la máquina dobladora.

Tabla 10

Materia prima/elementos necesarios	Importe
Precio de chapa	usd 1.939,64
Partes	usd 288,76
Tornillería y elementos de fijación	usd 32,64
Cilindros hidráulicos	usd 764,62
Componentes restantes	usd 6.860,60
	usd 9886,26

El precio total de la materia prima y elementos necesarios para la elaboración de la maquina dobladora es de usd 9886,26+ iva.

14 Planos

En la tabla 11 se puede observar cómo se especificarán los planos de fabricación de la máquina dobladora, la cual se divide por nombre del conjunto/pieza y el código de identificación.

Tabla 11

	Conjunto/pieza	Código
1	Ensamblaje completo	EC-DOB-00
2	Subensamblaje estructura	EC-DOB-01
3	Subensamblaje arreglo rectangular	EC-DOB-SE-01
4	Arreglo rectangular	EC-DOB-SE-SAR-01
5	Larguero 2000	EC-DOB-SE-SAR-AR-01
6	Larguero 700	EC-DOB-SE-SAR-AR-02
7	Planchuela cruce	EC-DOB-SE-SAR-02
8	Abrazadera	EC-DOB-SE-SAR-03
9	Vinculación a estructura	EC-DOB-SE-SAR-AB-01
10	Perfil C	EC-DOB-SE-SAR-AB-02
11	Apoyo cilindro doblador	EC-DOB-SE-SAR-04
12	Arreglo L	EC-DOB-SE-SAR-ACD-01
13	Apoyo riel cilindro doblador	EC-DOB-SE-SAR-ACD-02
14	Apoyo riel	EC-DOB-SE-SAR-05
15	Vinculo cremallera	EC-DOB-SE-SAR-06
16	Planchuela L	EC-DOB-SE-SAR-VC-01
17	Perfil L	EC-DOB-SE-SAR-VC-02
18	Apoyo fijo	EC-DOB-SE-SAR-07
19	Parte arriba apoyo fijo	EC-DOB-SE-SAR-AF-01

20	Parte lateral apoyo fijo	EC-DOB-SE-SAR-AF-02
21	Refuerzo/base central	EC-DOB-SE-02
22	Refuerzo	EC-DOB-SE-REB-01
23	Larguero 1760-80	EC-DOB-SE-REB-R-01
24	Larguero 700-80	EC-DOB-SE-REB-R-02
25	Base central	EC-DOB-SE-REB-02
26	Arreglo rectangular base	EC-DOB-SE-REB-B-01
27	Chapa base	EC-DOB-SE-REB-B-02
28	Perfiles L cerramiento maquina	EC-DOB-SE-03
29	Pata	EC-DOB-SE-04
30	Apoyo y guía de barra doblada	EC-DOB-SE-05
31	Plancha de POM	EC-DOB-SE-AG-01
32	Perfil L fijo	EC-DOB-SE-AG-02
33	Perfil L móvil	EC-DOB-SE-AG-03
34	Planchuela reguladora	EC-DOB-SE-AG-04
35	Barra sección circular guía	EC-DOB-SE-AG-05
36	Chapa agujereada	EC-DOB-SE-AG-06
37	Caño guía	EC-DOB-SE-AG-07
38	Subensamblaje carro móvil	EC-DOB-02
39	Subensamblaje piezas soldadas carro móvil	EC-DOB-SCM-01
40	Planchuela carro móvil	EC-DOB-SCM-SP-01
41	Arreglo vinculación cilindro mordaza	EC-DOB-SCM-SP-02
42	Parte anterior arreglo vinculación cilindro mordaza	EC-DOB-SCM-SP-AVCM-01
43	Parte lateral arreglo vinculación cilindro mordaza	EC-DOB-SCM-SP-AVCM-02
44	Parte posterior arreglo vinculación cilindro mordaza	EC-DOB-SCM-SP-AVCM-03
45	Planchuela agarre mordaza	EC-DOB-SCM-SP-02
46	Mordaza	EC-DOB-SCM-02
47	Apoyo barra carro móvil	EC-DOB-SCM-03
48	Ortoedro fresado carro móvil	EC-DOB-SCM-ABCM-01
49	Planchuela tope	EC-DOB-SCM-ABCM-02
50	Vinculo corredera	EC-DOB-SCM-04
51	Planchuela vinculo cilindro mordaza	EC-DOB-SCM-05
52	Perno	EC-DOB-SCM-06
53	Vinculación servomotor	EC-DOB-SCM-07
54	Subensamblaje carro cilindro	EC-DOB-03
55	Planchuela carro cilindro	EC-DOB-SCC-01
56	Punzón	EC-DOB-SCC-02
57	Parte longitudinal punzón	EC-DOB-SCC-P-01
58	Parte transversal punzón	EC-DOB-SCC-P-02
59	Barra sección circular guía	EC-DOB-SCC-P-03
60	Refuerzo/vinculo cilindro	EC-DOB-SCC-03

61	Perno cilindro doblador	EC-DOB-SCC-04
62	Lamina de PTFE 120	EC-DOB-SCC-05
63	Subensamblaje carro fijo	EC-DOB-04
64	Subensamblaje piezas soldadas carro fijo	EC-DOB-SCF-01
65	Planchuela carro fijo	EC-DOB-SCF-SP-01
66	Apoyo barra carro fijo	EC-DOB-SCF-02
67	Ortoedro fresado carro fijo	EC-DOB-SCF-ABCF-01
68	Corredera	EC-DOB-05
69	Parte 1 corredera	EC-DOB-C-01
70	Parte 2 corredera	EC-DOB-C-02

15 Conclusión

Como conclusión a este trabajo puedo decir que se cumplieron los objetivos planteados al principio, tanto los objetivos principales que hacían referencia a la maquina a desarrollar y particulares referidos a mi formación como futuro profesional.

Este proyecto me permitió abordar diversas áreas de gran importancia para mi formación, como el caso de realizar consideraciones para la realización de cálculos, selección de materias primas y accesorios, tener contacto directo con proveedores.

En cuanto a la maquina se logró un diseño versátil y que permita doblar los diversos diámetros de barra, la cual reduzca los tiempos de doblado actuales y no demande esfuerzos en los operarios.

Cabe aclarar que como es una máquina nueva que no está en el mercado, al momento que se realice la elaboración de la misma y se le de uso, surjan mejoras o inquietudes que deberán abordarse.

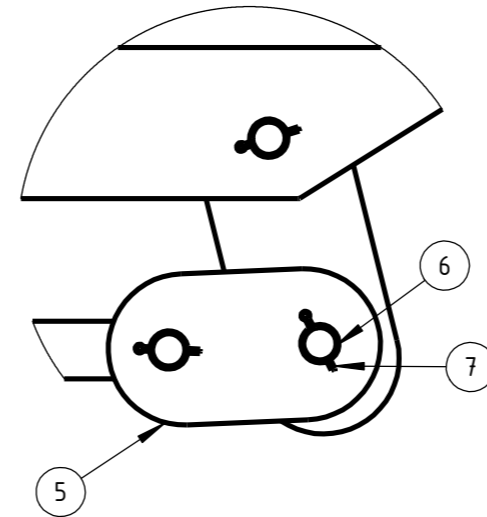
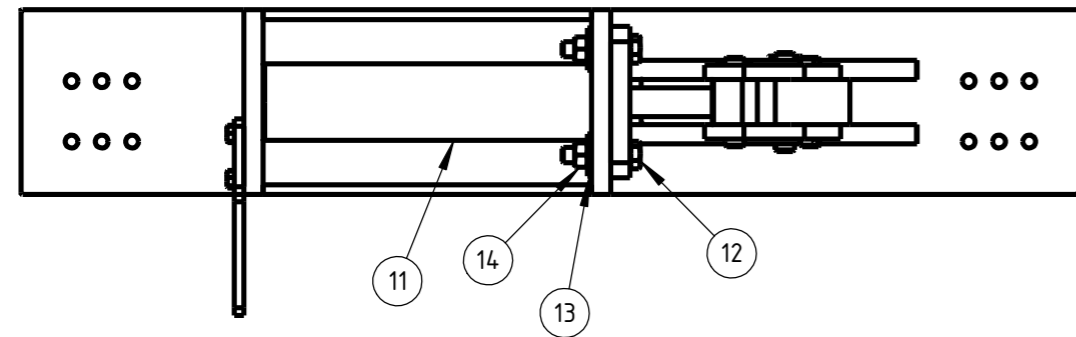
16 Anexos

- Chapas
[VLADIMIRSKY \(vladimirskysrl.com.ar\)](http://VLADIMIRSKY(vladimirskysrl.com.ar))
- Barras redondas
[VLADIMIRSKY \(vladimirskysrl.com.ar\)](http://VLADIMIRSKY(vladimirskysrl.com.ar))
[VLADIMIRSKY \(vladimirskysrl.com.ar\)](http://VLADIMIRSKY(vladimirskysrl.com.ar))
- Tornillería y elementos de fijación
[BULONERIA \(buloneriasantafe.com.ar\)](http://BULONERIA(buloneriasantafe.com.ar))
- Cilindros hidráulicos
[GL Oleohidráulica - Cilindros hidráulicos \(glleohidraulica.com\)](http://GLOleohidráulica-Cilindros hidráulicos(glleohidraulica.com))
- Mangueras
[GL Oleohidráulica - Cilindros hidráulicos \(glleohidraulica.com\)](http://GLOleohidráulica-Cilindros hidráulicos(glleohidraulica.com))
- Central hidráulica
[Verion – Soluciones integrales en oleohidráulica](http://Verion-Soluciones integrales en oleohidráulica)
- Guía lineal
[Bienvenido | Lineartec | Líderes en sistemas de automatización](http://Bienvenido|Lineartec|Líderes en sistemas de automatización)

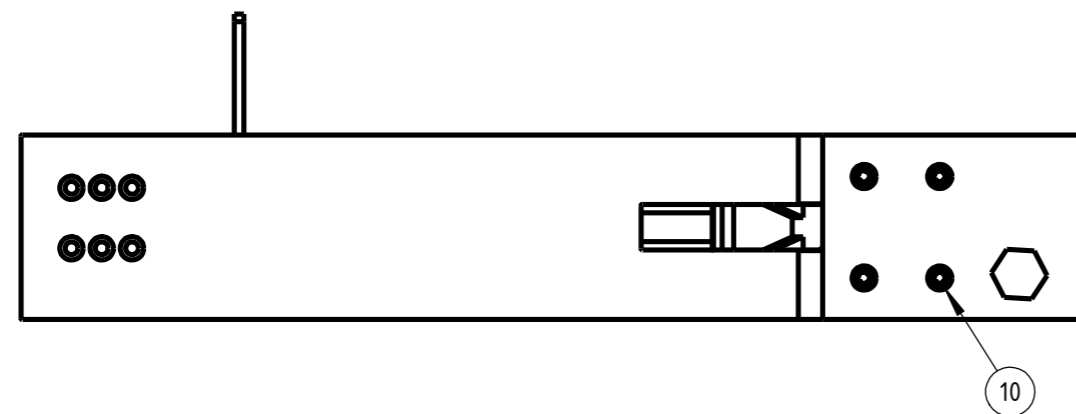
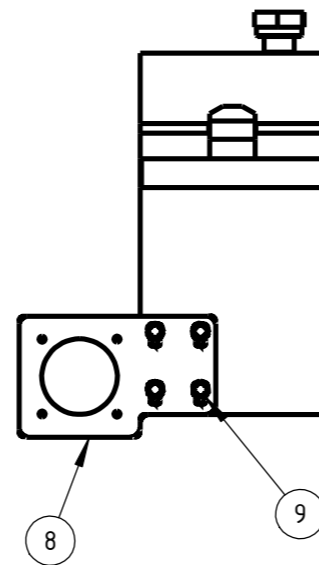
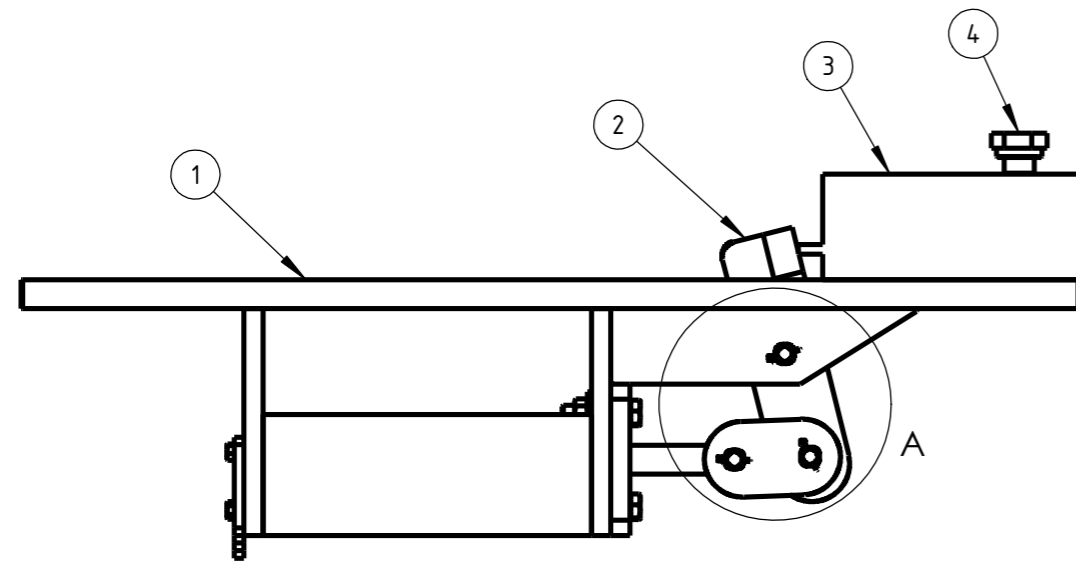
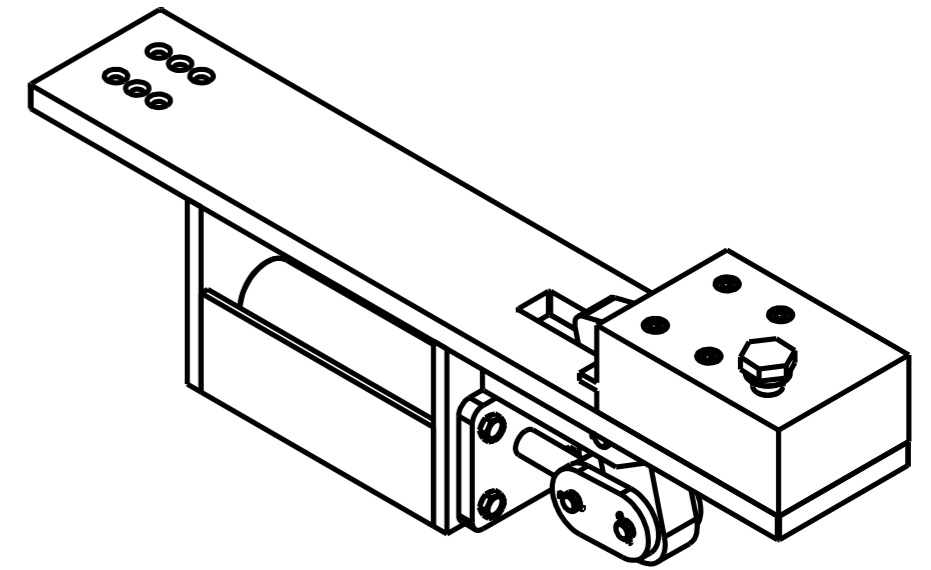
17 Bibliografía

- Faires, V.M. (1977). Diseño de Elementos de Máquinas.
- Shigley, J.E. (1990). Diseño en Ingeniería Mecánica.
- Casillas, A.L. (1984). Máquinas Cálculos de Taller.
- Manual de normas IRAM de dibujo tecnológico. (2011).
- Apuntes de cátedra, Elementos de Máquina – Gnero, Audicio.
- Apuntes de cátedra, Estabilidad II – Ruatta, Buccini.
- Apuntes de cátedra, Diseño mecánico – Nessier.

Planos

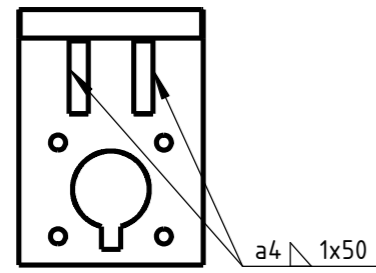
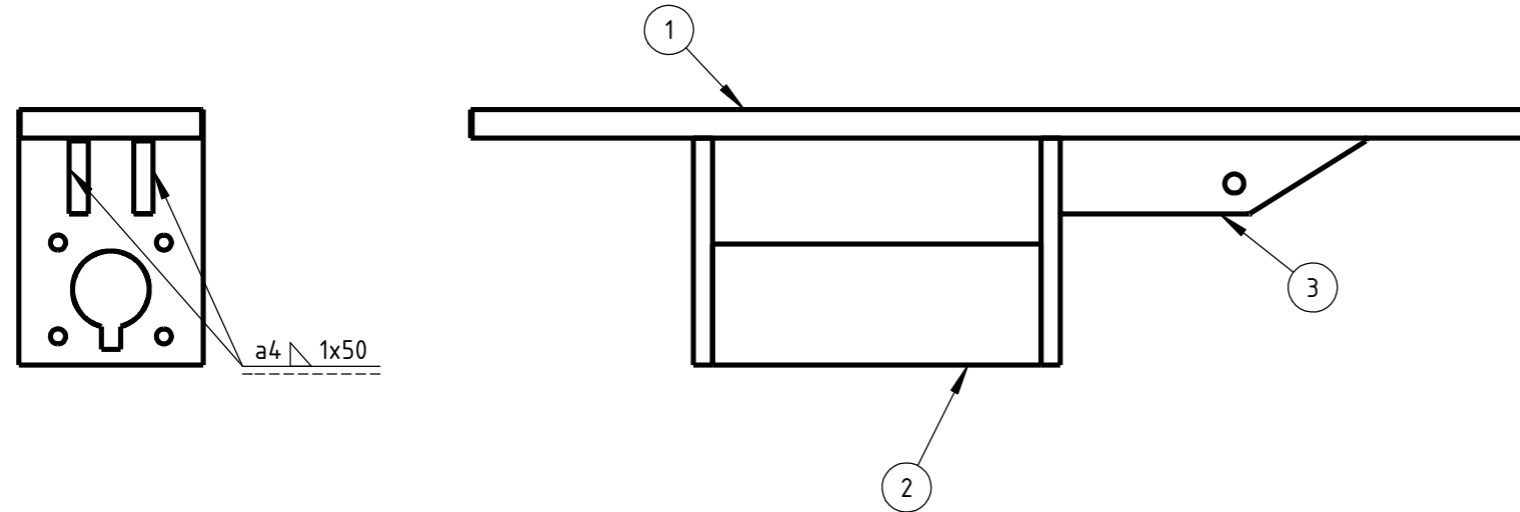
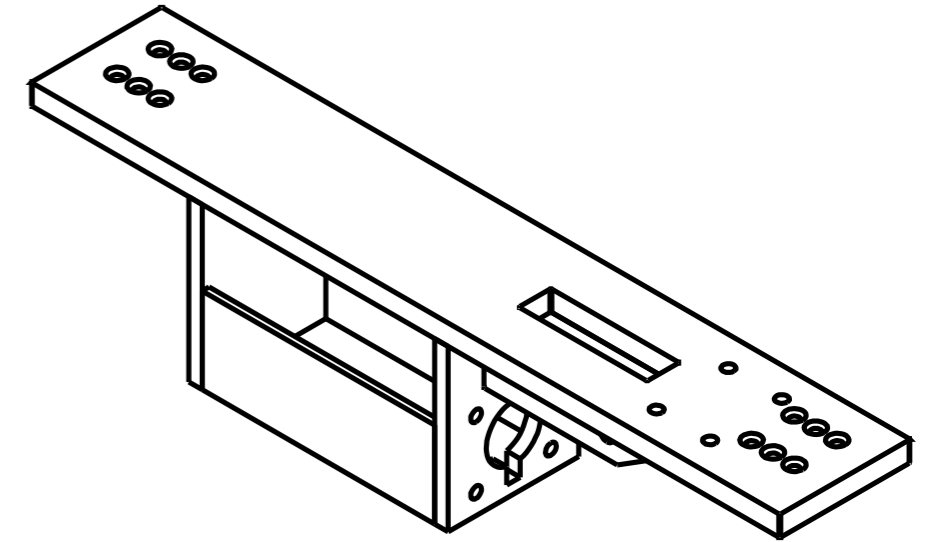
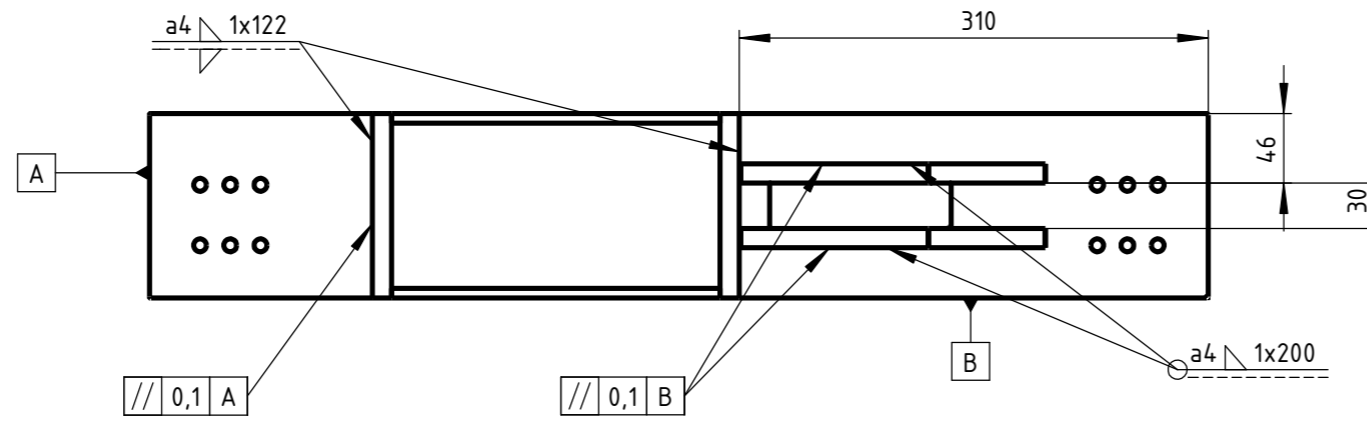


A2:5



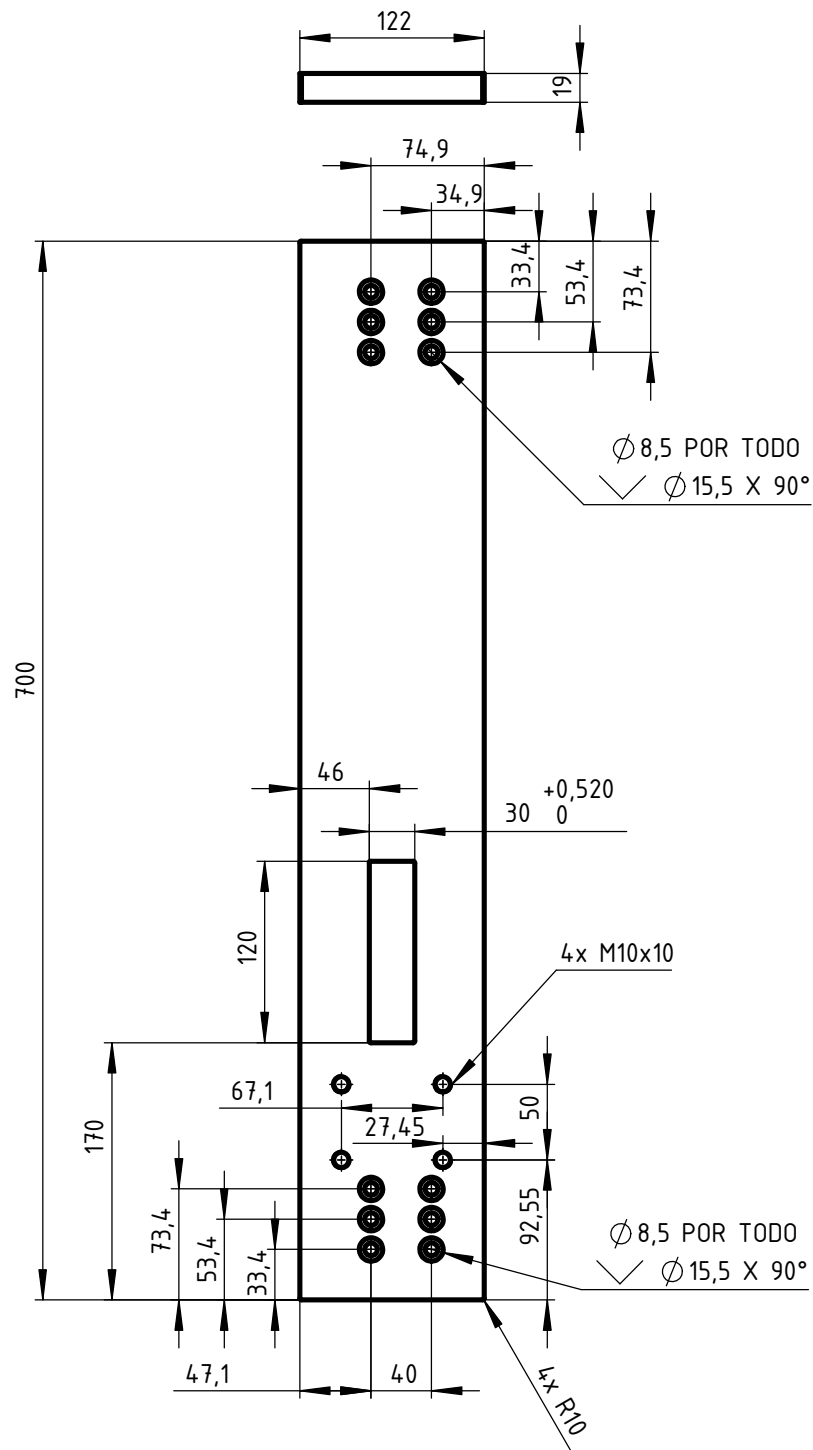
N° de elemento	Nombre	Codigo	Cantidad
1	Subensamblaje piezas carro movil soldadas	EC-DOB-SCM-01	1
2	Mordaza	EC-DOB-SCM-02	1
3	Apoyo barra carro movil	EC-DOB-SCM-03	1
4	Vinculo corredera	EC-DOB-SCM-04	1
5	Planchuela vinculo cilindro mordaza	EC-DOB-SCM-05	2
6	Perno	EC-DOB-SCM-06	3
7	Chaveta tipo partida DIN 94-1525		6
8	Vinculacion servomotor	EC-DOB-SCM-07	1
9	Tornillo hexagonal M6x1x13		4
10	Tornillo allem cabeza cilindrica M10x1,5x70		4
11	Cilindro mordaza		1
12	Tornillo hexagonal M10x1,5x45		4
13	Arandela plana M10		4
14	Tuerza autofrenante M10		4

Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó	Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL	Proyecto:	
	Dibujó	Berardo S.		Dobladora barras de acero	
	Revisó			Material: SAE 1010	
	Aprobó			Dureza:	
Escala	Denominación		Codigo:EC-DOB-02		
1:5	SUBENSAMBLAJE CARRO MOVIL		N° pieza:000		
Formato A3			Pág. 120		



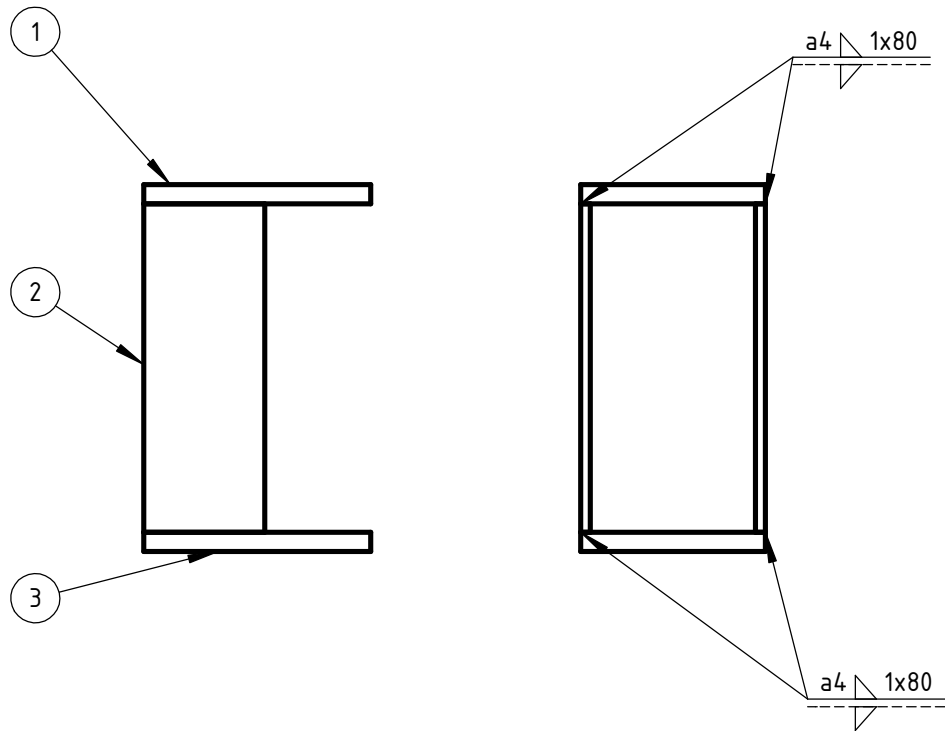
N° de elemento	Nombre	Codigo	Cantidad
1	Planchuela carro movil	EC-DOB-SCM-SP-01	1
2	Arreglo vinculacion cilindro mordaza	EC-DOB-SCM-SP-02	1
3	Planchuela agarre mordaza	EC-DOB-SCM-SP-02	2

Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó	Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL	Proyecto: Dobladora barras de acero
	Dibujó	Berardo S.		
	Revisó			
	Aprobó			
Escala	Denominación		Material: SAE 1010	
1:5	SUBENSAMBLAJE PIEZAS SOLDADAS CARRO MOVIL		Dureza:	
			Codigo: EC-DOB-SCM-01	
Formato A3			N° de pieza: 001	
			Pág. 121	



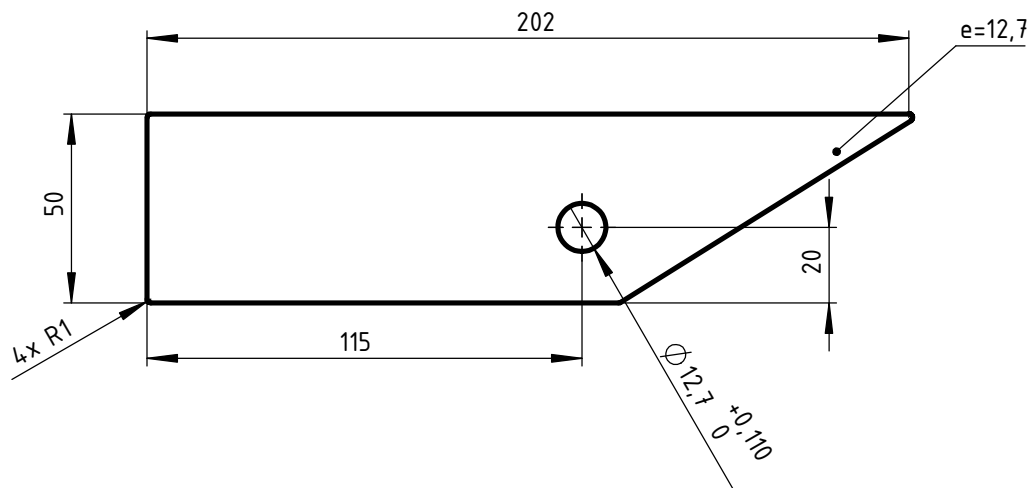
Nota: Esta pieza es cortada bajo el proceso de corte por laser a partir de un archivo dwg provisto, luego realizar agujeros con roscas coincidentes con agujeros pasantes de la pieza apoyo barra carro movil, avellanados y matar cantos vivos.

Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó		Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL	Proyecto:	
	Dibujó		Berardo S.		Dobladora barras de acero	
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala 1:5	Denominación			Material: SAE 1010	
	PLANCHUELA CARRO MOVIL			Dureza:		
Formato A4				Codigo: EC-DOB-SCM-SP-01		
				N° de pieza: 001	Pág. 122	



N° de elemento	Nombre	Codigo	Cantidad
1	Parte anterior arreglo vinculacion cilindro mordaza	EC-DOB-SCM-SP-AVCM-01	1
2	Parte lateral arreglo vinculacion cilindro mordaza	EC-DOB-SCM-SP-AVCM-02	2
3	Parte posterior arreglo vinculacion cilindro mordaza	EC-DOB-SCM-SP-AVCM-03	1

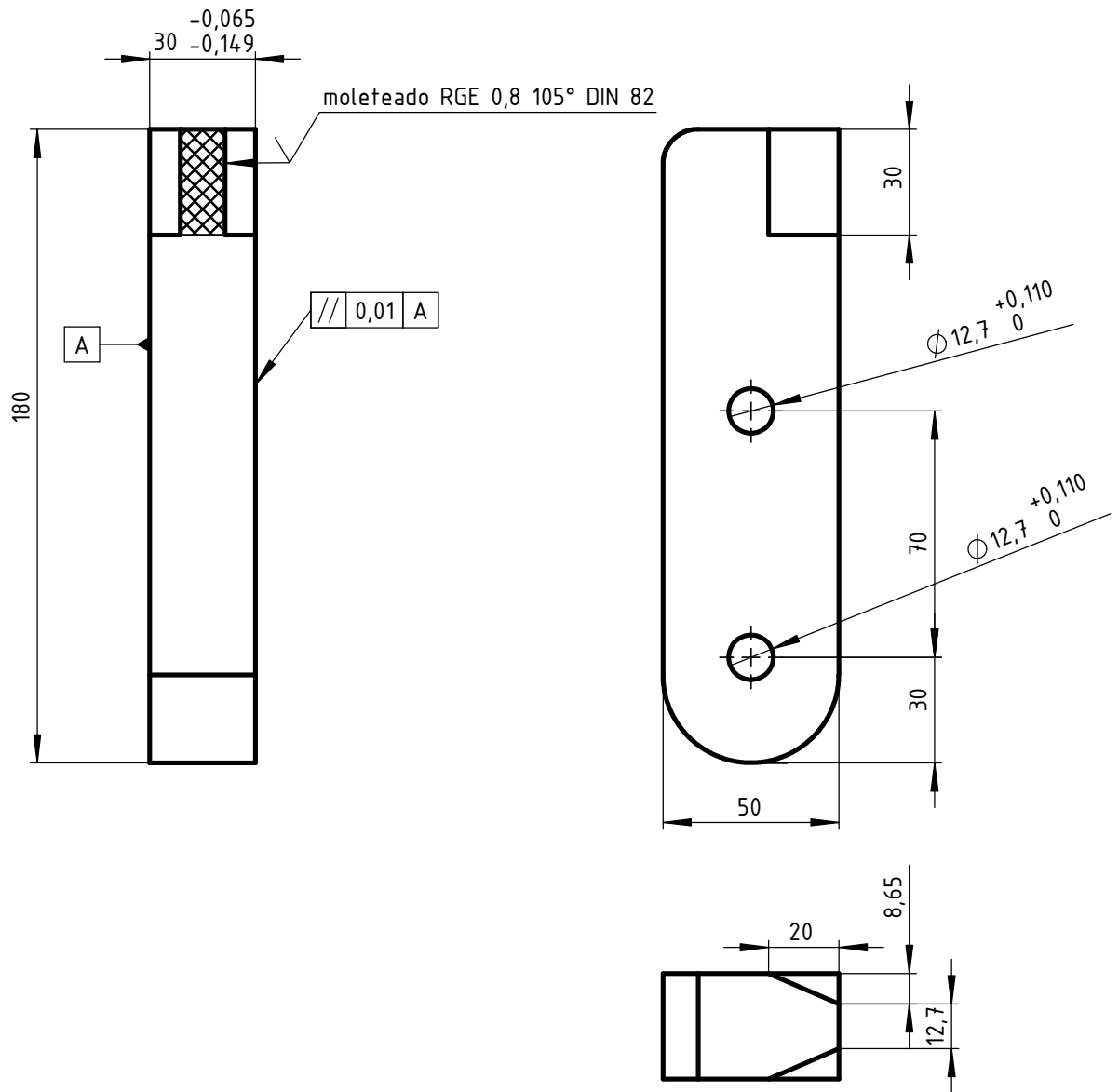
Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó		Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL	Proyecto:	
	Dibujó		Berardo S.		Dobladora barras de acero	
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Denominación			Material: SAE 1010	
	1:5	ARREGLO VINCULACION CILINDRO MORDAZA			Dureza:	
	Codigo: EC-DOB-SCM-SP-02					
Formato	N° de pieza: 002				Pág. 123	
A4						

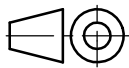


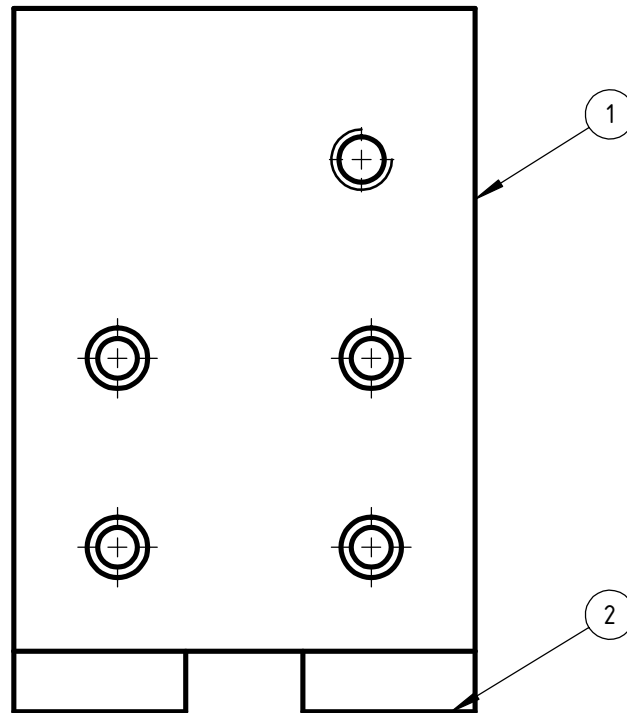
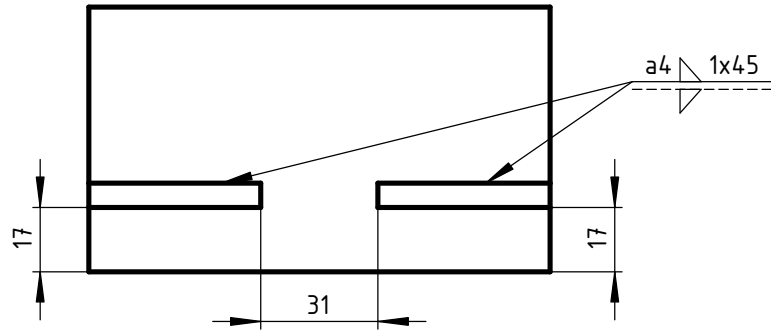
Nota: Esta pieza es cortada bajo el proceso de corte laser a partir de un archivo dwg provisto, luego matar cantos vivos.

Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó		Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL	Proyecto:	
	Dibujó		Berardo S.		Dobladora barras de acero	
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Denominación			Material: SAE 1010	
	1:2	PLANCHUELA AGARRE MORDAZA			Dureza:	
	Codigo: EC-DOB-SCM-SP-02					
Formato	N° de pieza: 003				Pág.	
A4					124	

Ra 3.2 (✓)



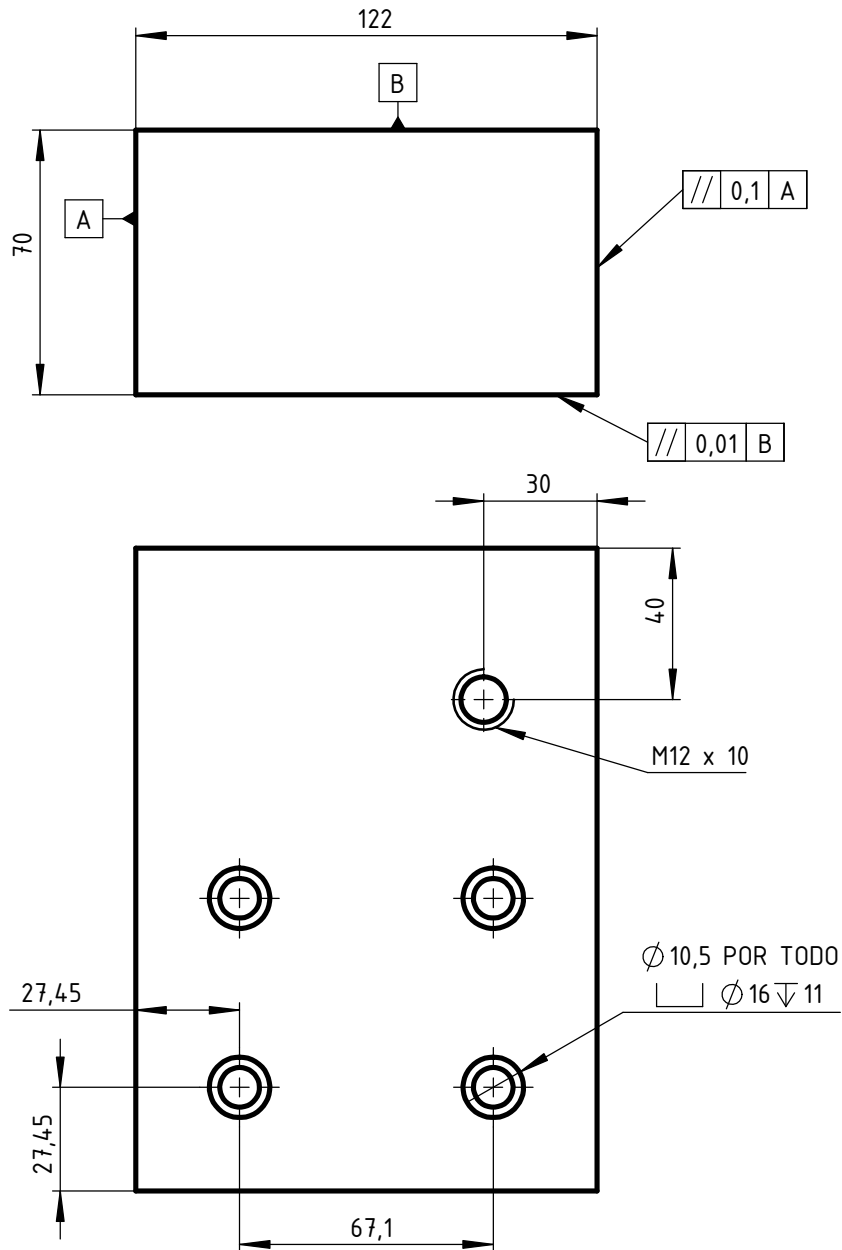
Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó		Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL	Proyecto:	
	Dibujó		Berardo S.		Dobladora barras de acero	
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Denominación			Material: SAE 1010	
	1:2	MORDAZA			Dureza:	
	Codigo: EC-DOB-SCM-02					
Formato	N° de pieza: 002				Pág. 125	
A4						



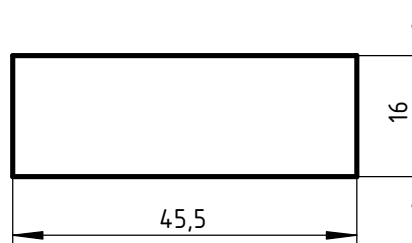
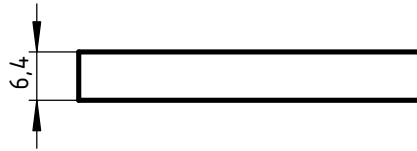
N° de elemento	Nombre	Codigo	Cantidad
1	Ortoedro fresado carro móvil	EC-DOB-SCM-ABCM-01	1
2	Planchuela tope	EC-DOB-SCM-ABCM-02	2

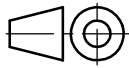
Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó		Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL	Proyecto:	
	Dibujó		Berardo S.		Dobladora barras de acero	
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Denominación			Material: SAE 1010	
	1:2	APOYO BARRA CARRO MOVIL			Dureza:	
	Codigo:EC-DOB-SCM-03					
Formato	N° de pieza:003				Pág. 126	
A4						

Ra 3.2




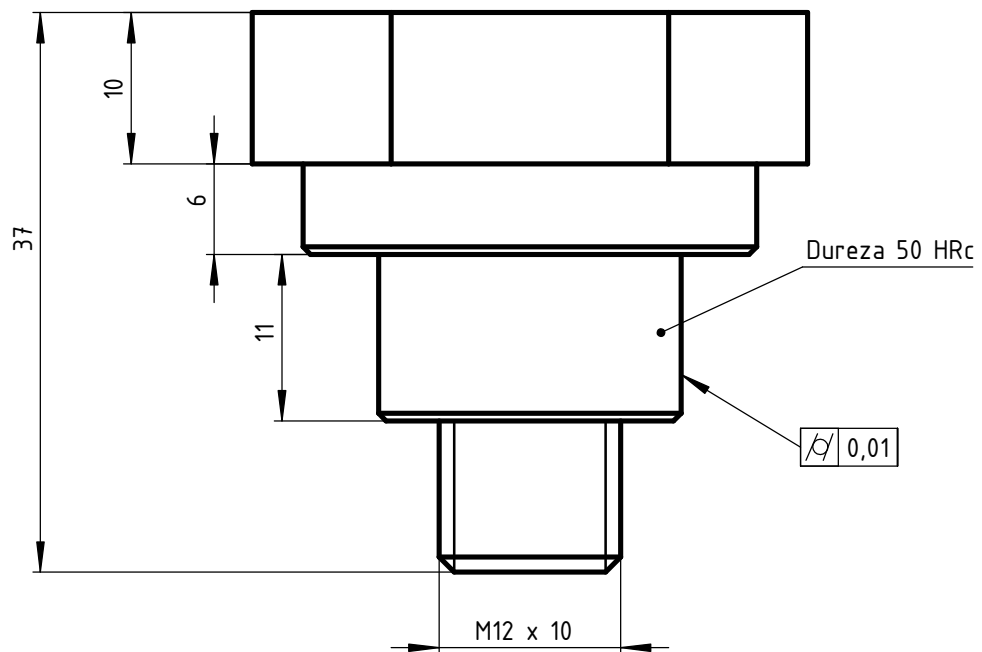
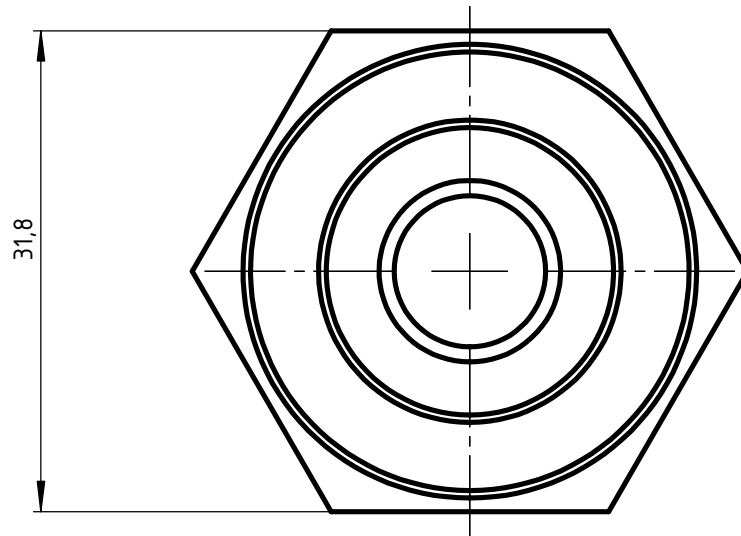
Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó		Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL	Proyecto:	
	Dibujó		Berardo S.		Dobladora barras de acero	
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala 1:2	Denominación			Material: SAE 1010	
	ORTOEDRO FRESADO CARRO MOVIL			Dureza:		
Formato A4				Codigo: EC-DOB-SCM-ABCM-01		
				Nº de pieza: 001	Pág. 127	

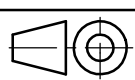


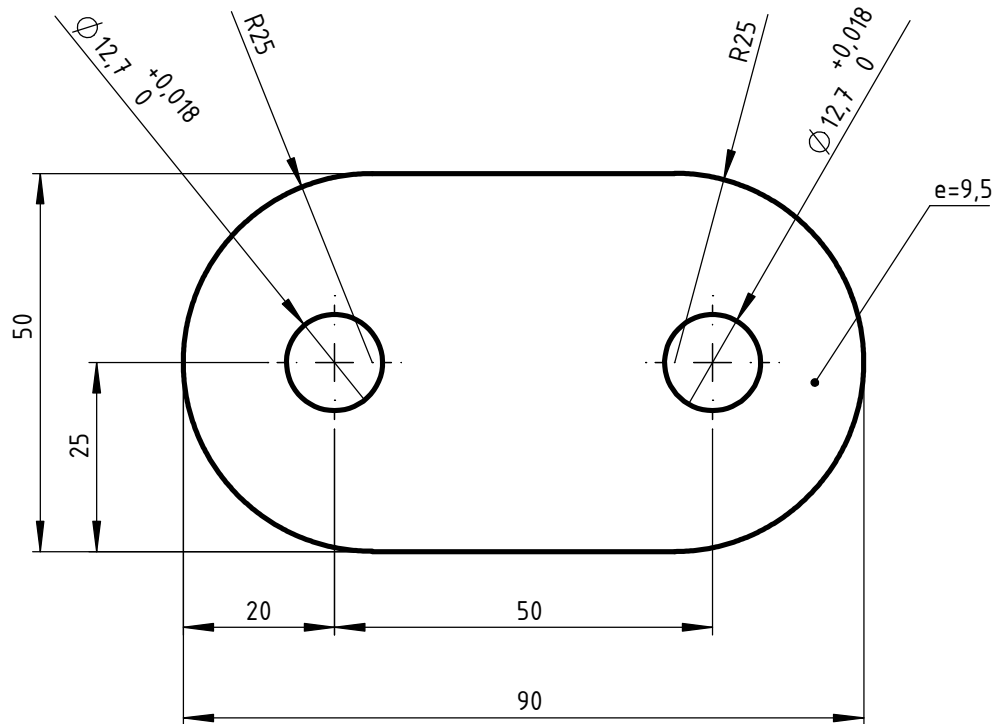
Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó		Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL	Proyecto:	
	Dibujó		Berardo S.		Dobladora barras de acero	
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Denominación			Material: SAE 1010	
	1:1	<p style="text-align: center;">PLANCHUELA TOPE</p>			Dureza:	
	Codigo:EC-DOB-SCM-ABCM-02					
Formato A4	N° de pieza:002				Pág. 128	

Nota: Matar cantos vivos

 Ra 3.2

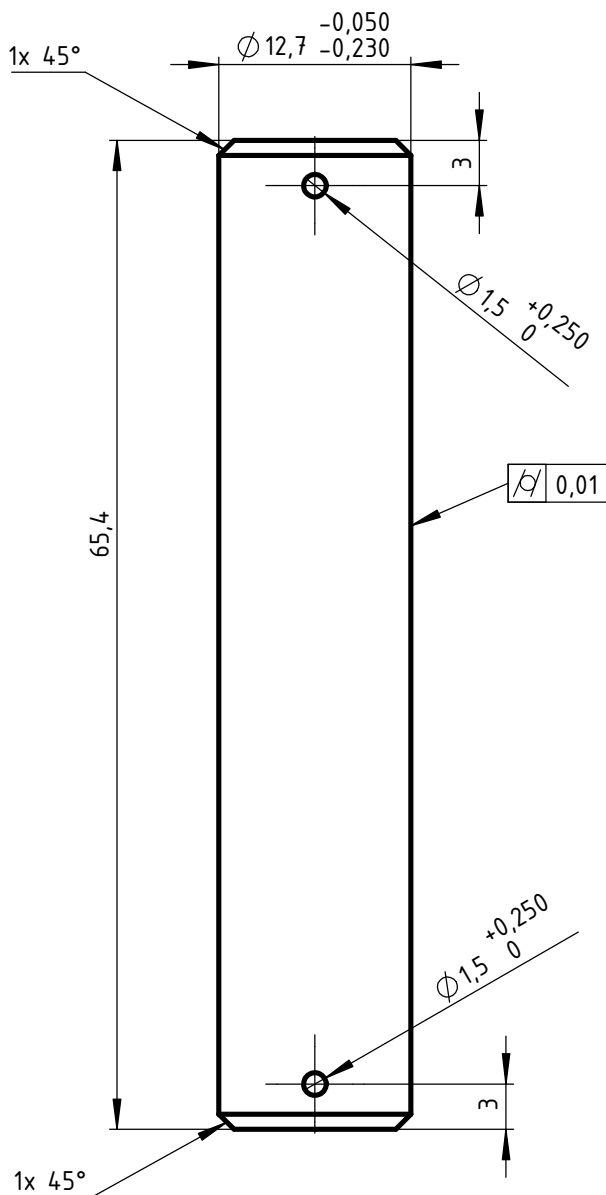


Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó		Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL	Proyecto:		
	Dibujó		Berardo S.		Dobladora barras de acero		
	Revisó						
	Aprobó						
	Escala 2:1	Denominación			Material: SAE 1010		
	VINCULO CORREDERA			Dureza:			
Formato A4				Codigo: EC-DOB-SCM-04			
				N° de pieza: 004	Pág. 129		

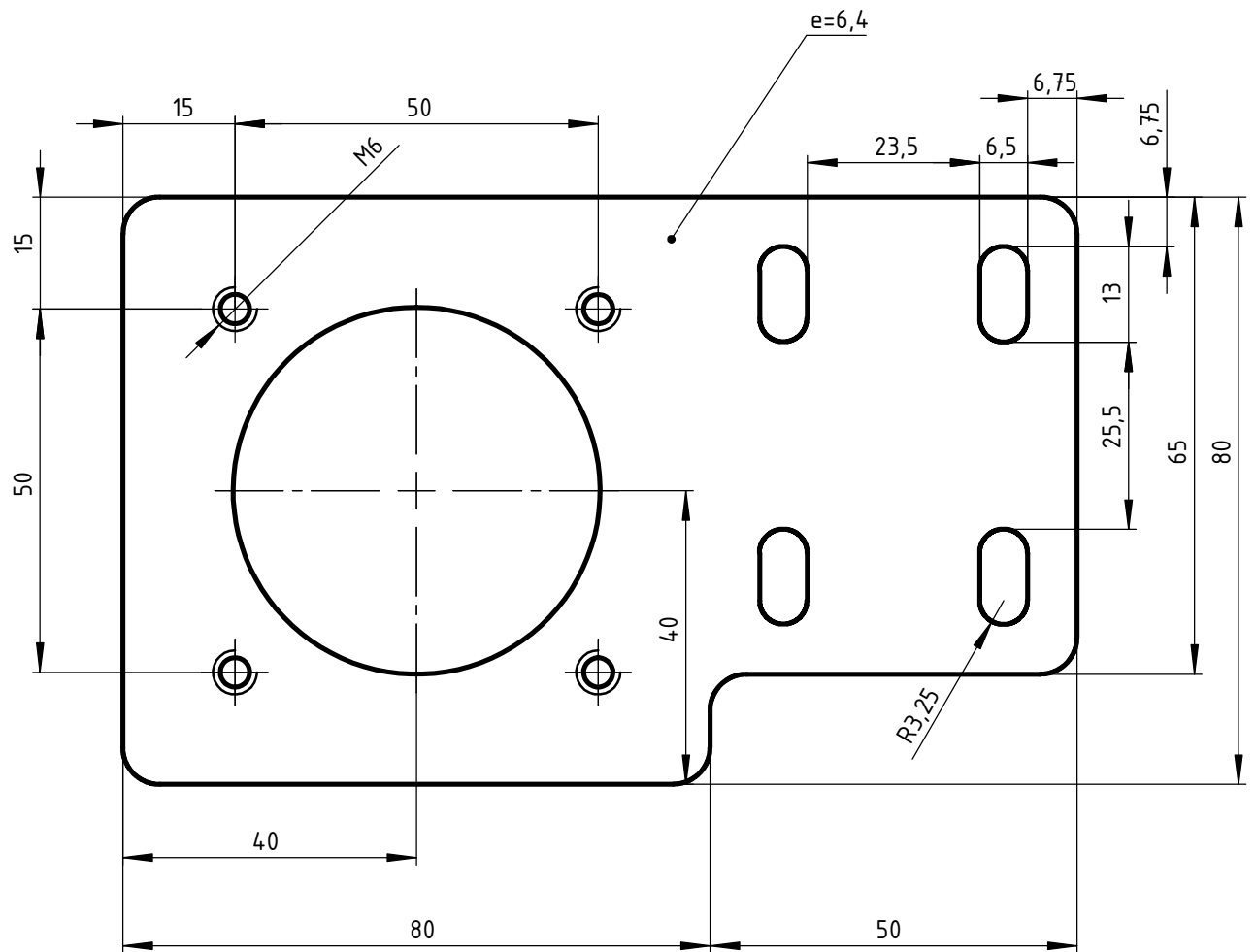


Nota: Esta pieza es cortada bajo el proceso de corte laser a partir de un archivo dwg provisto, luego mafar cantos vivos.

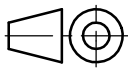
Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó		Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL	Proyecto:	
	Dibujó		Berardo S.		Dobladora barras de acero	
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Denominación			Material: SAE 1010	
	1:1	PLANCHUELA VINCULO CILINDRO MORDAZA			Dureza:	
	Codigo:EC-D0B-SCM-05					
Formato A4	N° de pieza:005				Pág. 130	



Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó		Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL	Proyecto:	
	Dibujó		Berardo S.		Dobladora barras de acero	
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Denominación			Material: SAE 1010	
	1:1	PERNO			Dureza: 50 HRc	
	Codigo: EC-DOB-SCM-06					
Formato	N° de pieza: 006				Pág.	
A4					131	



Nota: Esta pieza es cortada bajo el proceso de corte laser a partir de un archivo dwg provisto, luego matar cantos vivos.

Observaciones Tolerancias generales IRAM-ISO 2768 mK	Proyectó		Berardo S.	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL	Proyecto:	
	Dibujó		Berardo S.		Dobladora barras de acero	
	Revisó					
	Aprobó					
	Escala	Denominación			Material: SAE 1010	
	1:1	PLANCHUELA VINCULO CILINDRO MORDAZA			Dureza:	
	Codigo: EC-DOB-SCM-07					
Formato A4	N° de pieza: 007				Pág. 132	