

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL SANTA FE**



INFORME PROYECTO FINAL

Tema: Máquina para ensayos de flexión en rieles

Profesor: Ing. Esp. Monti Rubén

Auxiliar: Ing. Benzi, Sebastián

Director de Proyecto: Ing. Leurino, Rodrigo

Alumno: Kuchen Ignacio

Año 2023

Resumen

En el siguiente proyecto se desarrollará el diseño y cálculo de una máquina para ensayar a flexión la soldadura de rieles ferroviarios. La máquina se diseñará para cumplir con los procedimientos planteados por las normas ALAF 5-032 y EN-14587 para los rieles que se utilizan en la región, abarcando un amplio rango de dimensiones y grados. Se tendrá en cuenta la facilidad de construcción y montaje, como así también la practicidad para el desarrollo de los ensayos. Para lograr esto se utilizarán los conocimientos adquiridos a lo largo de toda la carrera de Ingeniería Mecánica.

Contenido

Capítulo 1	6
Fundamentación del proyecto	6
Estudio de mercado.....	8
Capítulo 2	11
Investigación previa.....	11
Estimación de fuerza necesaria:.....	13
Capítulo 3	16
Diseño:.....	16
Selección de componentes:	17
Cilindro hidráulico	17
Circuito hidráulico	23
Motor eléctrico:.....	25
Acoplamiento	27
Circuito de comando	29
Montaje	34
Celda de carga:	36
Medición de la deformación	37
Capítulo 4	41
Construcción de la estructura	41
Apoyos riel.....	42
Montaje cilindro	46
Piso	52
Análisis de tensiones:	53
Punzón.....	56
Capítulo 5	60
Soldaduras:.....	60
Capítulo 6	69
Protecciones.....	69
Capítulo 7	72
Análisis de costos	72
Capítulo 8	74
Conclusión	74
Bibliografía.....	75
Anexos	76
Anexo 1: Catálogos y componentes:	76

Figuras

Fig. 1 Soldadura aluminotérmica.....	6
Fig. 2 Esquema ensayo según ALAF 5-032.....	7
Fig. 3 Parte de la red ferroviaria.....	8
Fig. 4 Evolución de toneladas despachadas	9
Fig. 5 Distribución de cargas.....	9
Fig. 6 Diversos diseños de máquinas.....	11
Fig. 7 Máquina de ensayos INTI.....	12
Fig. 8 Planteo inicial de estructura	16
Fig. 9 Diseño final	17
Fig. 10 Distintas formas de montaje.....	19
Fig. 11 Cilindro montado en la estructura.....	20
Fig. 12 Carrera necesaria del cilindro	21
Fig. 13 Conjunto hidráulico	23
Fig. 14 Bomba Rexroth-Bosch PGH-2X	24
Fig. 15 Gráfico Potencia-Presión bomba hidráulica	25
Fig. 16 Motor WEG W22.....	27
Fig. 17 Acoplamiento elástico Gummi.....	27
Fig. 18 Diagrama comando hidráulico cilindro.....	29
Fig. 19 Válvula de comando de sentido cilindro.....	30
Fig. 20 Válvula reguladora de flujo.....	31
Fig. 21 Válvula reguladora de presión.....	32
Fig. 22 Depósito de fluido hidráulico.....	32
Fig. 23 Manómetro.....	33
Fig. 24 Dimensionado de mangueras	34
Fig. 25 Válvulas montadas.....	35
Fig. 26 Circuito hidráulico.....	35
Fig. 27 Esquema ubicación celda de carga	36
Fig. 28 Celda de carga HBM 2MN.....	37
Fig. 29 Croquis ubicación sensor	38
Fig. 30 Sensor de distancia Panasonic HG-C1100.....	38
Fig. 31 Montaje sensor de distancia.....	39
Fig. 32 Conjunto Estructura.....	42
Fig. 33 Apoyo Rieles.....	43
Fig. 34 Distintas opciones analizadas	44
Fig. 35 Apoyo rieles montado en estructura	44
Fig. 36 Configuración perfiles.....	45
Fig. 37 Simulación perfil apoyo rieles.....	45
Fig. 38 Cálculo apoyos - RISA-2D	46
Fig. 39 Brida.....	47
Fig. 40 Simulación con perfiles UPN220.....	48
Fig. 41 Simulación con perfiles UPN260	48

Fig. 42 Simulación con perfiles de 6x8"	49
Fig. 43 Configuración de perfiles	49
Fig. 44 Columnas a calcular (azul)	50
Fig. 45 Corte - Protección por encima del riel (azul)	51
Fig. 46 Protección sobre riel	51
Fig. 47 Conjunto piso	52
Fig. 48 Estructura	53
Fig. 49 Análisis de tensiones sobre la estructura	54
Fig. 50 Análisis de deformación sobre la estructura	55
Fig. 51 Punzón	56
Fig. 52 Corte - Conjunto punzón	57
Fig. 53 Corte - Brazo guía	58
Fig. 54 Corte - Montaje guía	59
Fig. 55 Unión apoyo de riel - Columna	60
Fig. 56 Cordones de soldadura planteados	61
Fig. 57 Comparación soldadura filete vs penetración parcial	61
Fig. 58 Resultados simulación unión - RISA-2D	62
Fig. 59 Unión a diseñar	64
Fig. 60 Cordones de soldadura planteados	65
Fig. 61 Unión a analizar	66
Fig. 62 Cordones planteados	67
Fig. 63 Piezas a unir	67
Fig. 64 Puertas protección	69
Fig. 65 Protección lado opuesto	70
Fig. 66 Protección extremos	70
Fig. 67 Barra para montaje riel	71
Fig. 68 Conjunto con protecciones	71

Tablas

Tabla 1 Grados de aceros utilizados en rieles	14
Tabla 2 Valores para la aprobación (EN-14587)	14
Tabla 3 Modelos Alecar Línea 350	18
Tabla 4 Datasheet bomba	25
Tabla 5 Acoplamientos elásticos Gummi	28
Tabla 6 Datos sensor distancia	39
Tabla 7 Grados de acero - Características mecánicas	41
Tabla 8 Esfuerzos admisibles para distintos tipos de solicitaciones	63
Tabla 9 Resistencia de electrodos según grado	64
Tabla 10 Resumen de soldaduras por espesor	68
Tabla 11 Computo de soldaduras	72
Tabla 12 Presupuesto construcción máquina	73

Capítulo 1

Fundamentación del proyecto

Para la construcción de las vías de ferrocarriles es necesario realizar uniones entre los tramos de rieles. Estas uniones se realizan mediante la llamada soldadura aluminotérmica, un proceso exotérmico con termita y óxido de hierro.

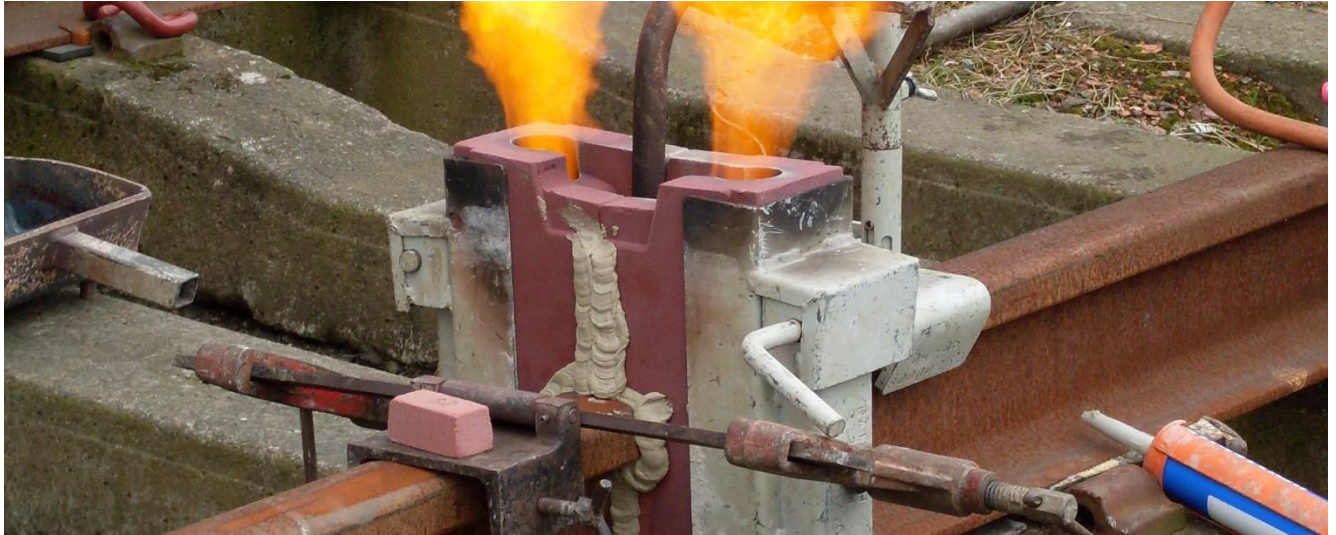


Fig. 1 Soldadura aluminotérmica

La soldadura compone una parte fundamental del sistema, por lo tanto, el aseguramiento de la calidad de la misma es muy importante. En caso de fallar en servicio pone en riesgo todo el material rodante, incluyendo mercadería o pasajeros.

Por esto, una vez realizada la soldadura es necesario examinar distintos aspectos de la misma, como la alineación, rectitud, posibles arranques de material, entre otros. Uno de los requisitos es asegurar la resistencia de la unión efectuada. Para esto ADIF SE (Administración de Infraestructuras Ferroviarias S.E) establece que cada 500 soldaduras ejecutadas (alrededor de 10km de riel, 5 km de vía) es necesario realizar una batería de ensayos dispuestos según la norma ALAF 5-032.

Dentro de estos ensayos se encuentran flexión, dureza, porosidad, estructura metalográfica, macrografía y micrografía.

En este proyecto se va a desarrollar una máquina que tenga la capacidad de realizar los ensayos de flexión en las condiciones determinadas por la norma.

El ensayo consiste en colocar el riel con la soldadura centrada sobre dos apoyos separados por 1000mm y aplicar desde el centro una fuerza con una cuña de forma tal que esta ejerza un esfuerzo de flexión sobre la soldadura.

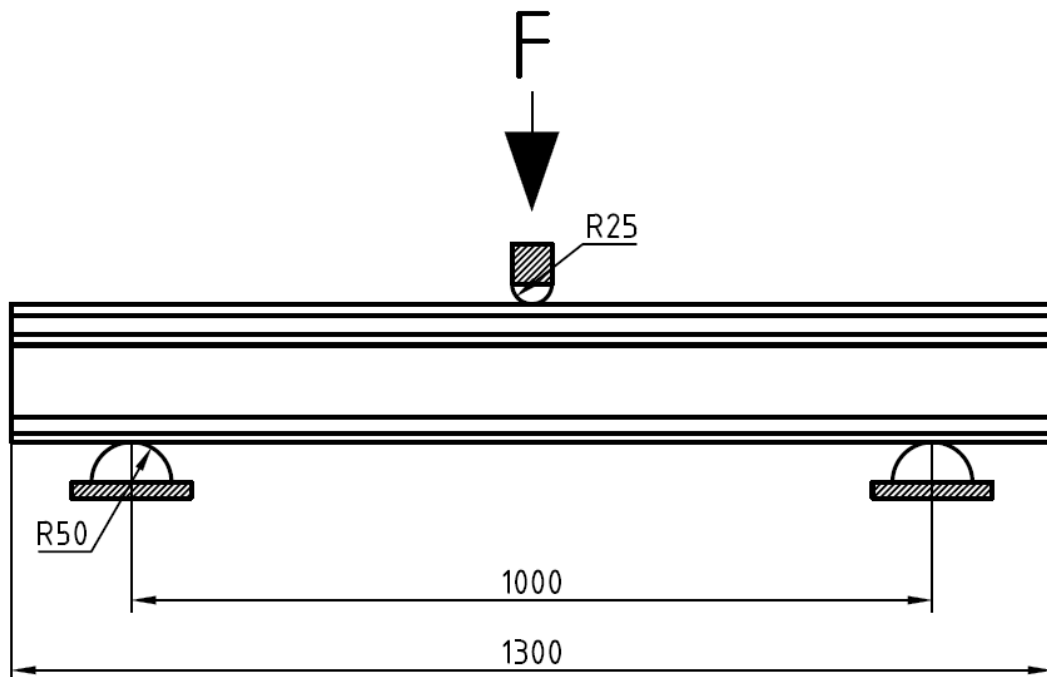


Fig. 2 Esquema ensayo según ALAF 5-032

El procedimiento finaliza con la rotura de la muestra, por lo que la fuerza necesaria dependerá principalmente del tipo de riel a analizar. La condición de aprobación del ensayo es que la fuerza aplicada F sea mayor a $F = 0,034 * \sigma * W$.

Siendo σ la resistencia a la tracción del acero en tf/cm^2 , y W el módulo resistente menor de la sección transversal del riel para flexión, considerada en cm^3 .

Para poder analizar los distintos tipos de rieles que se utilizan en la región la máquina fue diseñada para entregar una fuerza máxima de $200tf$.

También se plantea hacer la máquina tal que pueda adecuarse a las exigencias de la norma europea EN-14587, que establece condiciones similares de ensayo, pero dicta mayores requisitos tales una mayor velocidad de carga y es más exigente con los resultados.

A pesar de que esta norma no es la vigente en nuestro país es más moderna y completa que el estándar que utilizamos. Es lógico pensar que en caso de una actualización la ALAF va a tomar el camino de la normativa europea.

Estudio de mercado

La idea del proyecto surge de una consulta que se realizó ante la facultad sobre la posibilidad de realizar este tipo de ensayos en las instalaciones.

Según lo que se pudo averiguar, en la actualidad en el país este ensayo se realiza en laboratorios de INTI (Buenos Aires) y en LEMIT (La Plata), por lo que la ciudad de Santa Fe sería un punto estratégico ya que se podría brindar el servicio no sólo a la región sino también a todo el norte del país.

El mercado para el ensayo estará vinculado al desarrollo ferroviario y a la construcción o renovación de ramales. En la actualidad la red ferroviaria argentina tiene alrededor de 18000km operativos para transporte de carga y 4600km para transporte de pasajeros.

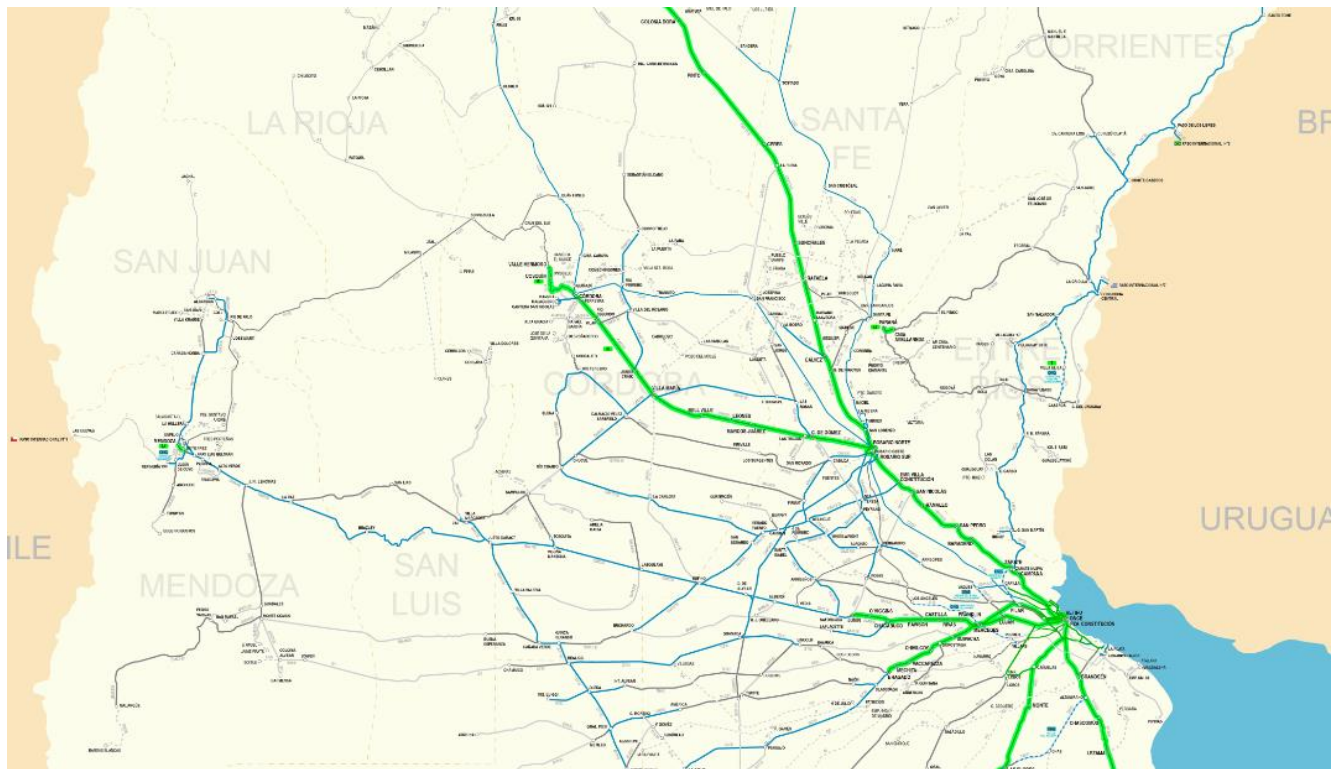


Fig. 3 Parte de la red ferroviaria

En los últimos años se puede ver un incremento en la utilización de los trenes de carga. Trenes Argentinos de Carga, el encargado de la gestión de las líneas estatales de carga (alrededor de la mitad de los km de la red) transportó en el año 2020 unas 6.146.039 toneladas, su mejor registro en los últimos diez años.

T.A.C | Evolución toneladas despachadas

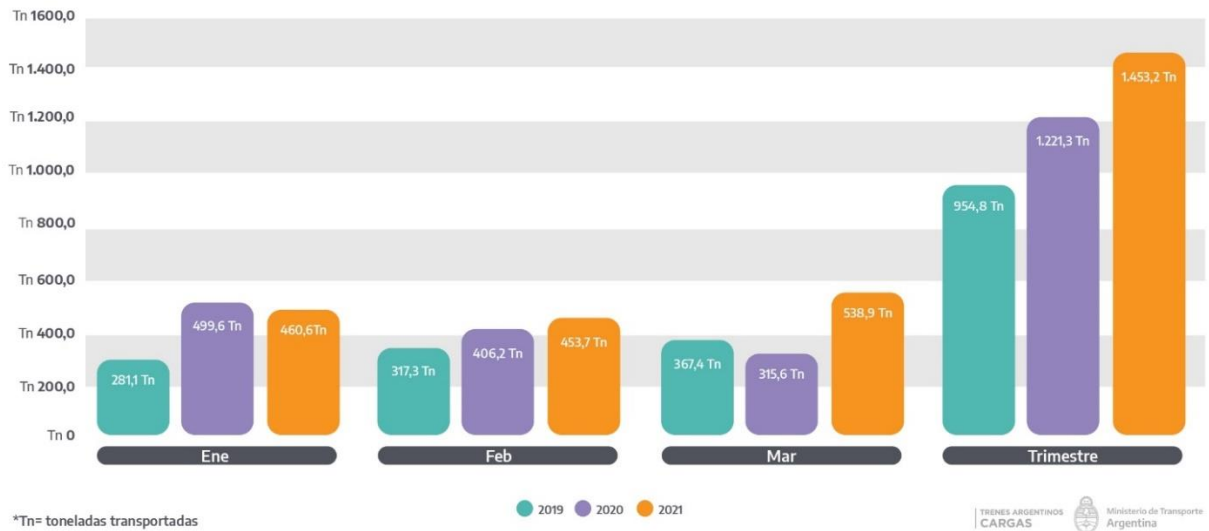


Fig. 4 Evolución de toneladas despachadas

También desde el gobierno nacional informan que están trabajando para lograr una mayor diversificación de cargas añadiendo nuevos mercados para el transporte, lo que haría crecer la necesidad del mismo sin dejar de lado el transporte de productos agrícolas que es históricamente el principal motor del sistema

Distribución de cargas TAC | 2020



Fig. 5 Distribución de cargas

Durante los últimos años en el país y a pesar de los eventuales cambios de gobierno se ha mantenido como política la reactivación del sistema ferroviario. Actualmente se encuentran en planeamiento o ejecución proyectos tales como la circunvalación a Santa Fe, renovación del Belgrano Norte, reconstrucción del San Martín, construcción del Norpatagónico, por nombrar algunos. Estos datos nos invitan a pensar que la necesidad de construir y renovar tramos se va a mantener a lo largo del tiempo, y que el mercado para la realización de ensayos sobre soldaduras va a seguir estando presente y quizás vaya creciendo.

La norma ALAF 5-032 que rige los ensayos sobre las soldaduras, además de flexión solicita otras pruebas tales como metalografía, dureza, porosidad, macrografías, entre otras que pueden también ser desarrolladas dentro de la facultad, ofreciéndole al cliente una mayor comodidad y una realización integral de los ensayos requeridos.

Capítulo 2

Investigación previa

Antes de comenzar con el diseño se investigaron las distintas alternativas que se utilizan en la práctica para realizar este ensayo. En grandes rasgos se pueden dividir en dos grupos las máquinas utilizadas, las que fueron diseñadas estrictamente para realizar este tipo de pruebas o las que son máquinas de ensayos universales adaptadas para las condiciones establecidas.



Fig. 6 Diversos diseños de máquinas



Fig. 7 Máquina de ensayos INTI

En nuestro caso seguiremos el primer camino, diseñando una máquina compacta y que se adapte a los requisitos establecidos. La mayoría de este grupo no difieren demasiado entre sí, poseen una estructura compacta, el cilindro hidráulico está ubicado en la parte superior, y el riel es colocado en su posición natural. Donde sí es ven diferencias es en el diseño de la jaula de protección y la forma de contener el riel.

La máquina, además de la estructura debe estar compuesta por:

- Cilindro hidráulico
- Sistema hidráulico (Tanque almacenamiento/bomba/válvulas/etc)
- Celda de carga encargada de medir la fuerza aplicada
- Medidor de deformación o flecha máxima del riel
- Protecciones / Contención del riel

Estimación de fuerza necesaria:

La fuerza a ejercer sobre el riel debe ser tan que provoque la rotura de este. Para llevar adelante el cálculo se puede plantear el cálculo suponiendo el riel sin soldadura, y hallar el esfuerzo necesario para alcanzar la tensión de rotura en el centro de este.

La tensión vendrá dada por

$$\sigma = \frac{Mf}{W}$$

El momento flector generado por una carga puntual, para una viga apoyada en sus extremos es:

$$Mf = \frac{F * l}{4}$$

Reemplazando, se obtiene que

$$F = \frac{4 \cdot \sigma \cdot W}{L}$$

Tomando los siguientes valores:

$$\sigma = 9760 \frac{kg}{cm^2}$$

$$W = 377,4 \text{ cm}^3 \text{ Correspondiente a un perfil 60E1}$$

$$L = 1000mm = 100cm \text{ Distancia entre apoyos del ensayo}$$

$$F = \frac{4 \cdot 9760 \frac{kg}{cm^2} \cdot 377,4 \text{ cm}^3}{100cm} = 147337kg$$

La tensión de rotura utilizada corresponde a un riel de grado R260 producido por ArcelorMittal, esta tensión es la real de una colada por lo que es mayor a la mínima establecida por la norma. Este grado de acero por lo que se pudo averiguar actualmente es el más utilizado para la fabricación de rieles. En otras regiones se utilizan materiales de mayor grado en función de la aplicación del riel.

Sobre el valor de fuerza obtenido hay que tomar en consideración que es una aproximación, y el material de la soldadura no tiene las mismas características estructurales que el riel. De todos modos, nos pueda brindar una buena aproximación.

Grado		% en masa									10 ⁻⁴ % (ppm) máx. en masa		Resistencia a la tracción R _m mín. MPa	Alargamiento A mín. %	Dureza de la superficie de rodadura del carril, eje ^c HBW
Acero	Muestra	C	Si	Mn	P máx.	S máx.	Cr	Al máx.	V máx.	N máx.	O ^a	H ^b			
R200	Líquido	0,40 a 0,60	0,15 a 0,58	0,70 a 1,20	0,035	0,035	≤ 0,15	0,004	0,030	0,009	20	3,0			
	Sólido	0,38 a 0,62	0,13 a 0,60	0,65 a 1,25	0,040	0,040	≤ 0,15	0,004	0,030	0,010	20	3,0	680	14	200 a 240
R220	Líquido	0,50 a 0,60	0,20 a 0,60	1,00 a 1,25	0,025	0,025	≤ 0,15	0,004	0,030	0,009	20	3,0			
	Sólido	0,48 a 0,62	0,18 a 0,62	0,95 a 1,30	0,030	0,030	≤ 0,15	0,004	0,030	0,010	20	3,0	770	12	220 a 260
R260	Líquido	0,62 a 0,80	0,15 a 0,58	0,70 a 1,20	0,025	0,025	≤ 0,15	0,004	0,030	0,009	20	2,5			
	Sólido	0,60 a 0,82	0,13 a 0,60	0,65 a 1,25	0,030	0,030	≤ 0,15	0,004	0,030	0,010	20	2,5	880	10	260 a 300
R260Mn	Líquido	0,55 a 0,75	0,15 a 0,60	1,30 a 1,70	0,025	0,025	≤ 0,15	0,004	0,030	0,009	20	2,5			
	Sólido	0,53 a 0,77	0,13 a 0,62	1,25 a 1,75	0,030	0,030	≤ 0,15	0,004	0,030	0,010	20	2,5	880	10	260 a 300
R320Cr	Líquido	0,60 a 0,80	0,50 a 1,10	0,80 a 1,20	0,020	0,025	0,80 a 1,20	0,004	0,18	0,009	20	2,5			
	Sólido	0,58 a 0,82	0,48 a 1,12	0,75 a 1,25	0,025	0,030	0,75 a 1,25	0,004	0,20	0,010	20	2,5	1 080	9	320 a 360
R350HT	Líquido	0,72 a 0,80	0,15 a 0,58	0,70 a 1,20	0,020	0,025	≤ 0,15	0,004	0,030	0,009	20	2,5			
	Sólido	0,70 a 0,82	0,13 a 0,60	0,65 a 1,25	0,025	0,030	≤ 0,15	0,004	0,030	0,010	20	2,5	1 175	9	350 a 390
R350LHT	Líquido	0,72 a 0,80	0,15 a 0,58	0,70 a 1,20	0,020	0,025	≤ 0,30	0,004	0,030	0,009	20	2,5			
	Sólido	0,70 a 0,82	0,13 a 0,60	0,65 a 1,25	0,025	0,030	≤ 0,30	0,004	0,030	0,010	20	2,5	1 175	9	350 a 390
R370CrHT	Líquido	0,70 a 0,82	0,40 a 1,00	0,70 a 1,10	0,020	0,020	0,40 a 0,60	0,004	0,030	0,009	20	1,5			
	Sólido	0,68 a 0,84	0,38 a 1,02	0,65 a 1,15	0,025	0,025	0,35 a 0,65	0,004	0,030	0,010	20	1,5	1.280	9	370 a 410
R400HT	Líquido	0,90 a 1,05	0,20 a 0,60	1,00 a 1,30	0,020	0,020	≤ 0,30	0,004	0,030	0,009	20	1,5			
	Sólido	0,88 a 1,07	0,18 a 0,62	0,95 a 1,35	0,025	0,025	≤ 0,30	0,004	0,030	0,010	20	1,5	1.280	9	400 a 440

Tabla 1 Grados de aceros utilizados en rieles

También se puede analizar en función de los requisitos que pide la norma EN-14587. Para los grados superiores y el perfil 60E1 (el más grande) la aprobación se logra aplicando 1600kN sin fallas en el perfil. A diferencia de ALAF esta norma no exige que se llegue hasta la rotura del perfil. Sin embargo, para poder ensayar un perfil de estas características bajo ALAF la fuerza aplicada deberá ser notablemente superior a 1600kN o lo que es lo mismo, 163tf.

Rail Profile	Minimum bend test deflection (mm)		Minimum bend test force (kN) for approval and production	
	R220, R260 and R260Mn grade	R350HT grade	R220 grade	R260, R260Mn and R350HT grade
60E1	20	20	1 500	1 600
60E2			1 230	1 330
56E1			1 200	1 300
55E1			1 230	1 330
54E1	25	22	1 170	1 270
54E2			1 080	1 180
54E3			1 100	1 200
52E1			1 070	1 170
50E6			1 060	1 160
50E3			950	1 050
49E1	30	25	910	1 010
46E1			930	1 030
46E2				

Tabla 2 Valores para la aprobación (EN-14587)

Teniendo en cuenta estos puntos, también analizando las capacidades de las máquinas de este tipo que se encuentran en el mercado y considerando que ante el aumento de capacidad se incrementa notablemente la complejidad y el costo de la máquina, se planteó una capacidad máxima de diseño de 200tf. A pesar de que se puede pensar que es un poco elevada para los ensayos que se realizan actualmente, la máquina estaría preparada para perfiles de mayor grado si es que se comienzan a utilizar y por otro lado esta capacidad extra nos brindará una mayor tranquilidad al saber que sus componentes no están trabajando al límite de diseño.

Capítulo 3

Diseño:

El diseño de la estructura parte de las condiciones impuestas por el ensayo; se requieren dos apoyos separados 1000mm entre sí, y desde el centro se debe ejercer una fuerza. Por las magnitudes de la carga a ejercer esta debe ser aplicada a través de un cilindro hidráulico. Este cilindro estará vinculado a la parte móvil de la máquina, que puede ser tanto la cuña que produce el esfuerzo como los apoyos. Por simplicidad se decidió que los apoyos queden fijos y lo que se desplace sea la cuña ubicada en el centro. También se buscó que la estructura sea lo más simple y compacta posible. Se plantearon cuatro bases, dispuestas de forma que coincidan con los apoyos del riel. Así se formó el primer concepto de la estructura básica.



Fig. 8 Planteo inicial de estructura

Además de las condiciones de diseño dadas por los lineamientos de la norma, el diseño va a estar limitado por el tamaño y el tipo de montaje del cilindro hidráulico, por lo que corresponde seleccionar el mismo antes de comenzar con el diseño propiamente dicho. Otra de las condiciones establecidas es que los apoyos del riel deben estar a una altura tal que no se dificulte su montaje.

Se tomó como referencia la altura máxima de elevación de una zorra hidráulica (200mm) que es el elemento con el que habitualmente se trasladan este tipo de probetas pesadas.

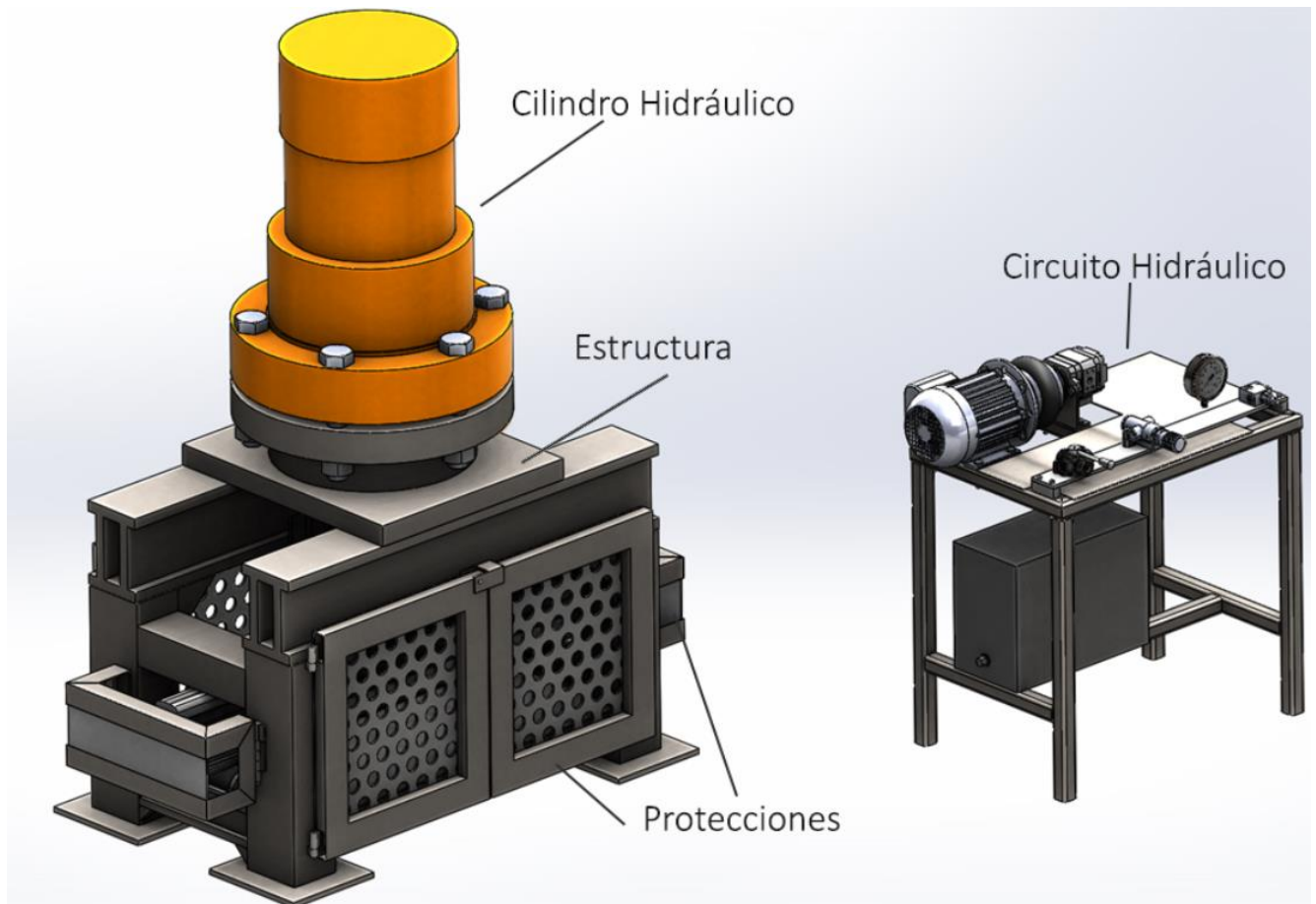


Fig. 9 Diseño final

Selección de componentes:

Cilindro hidráulico

Este no solo es el componente principal de la máquina, sino que la estructura está armada en función de este y diversas cotas dependen su tipo de montaje.

Desde un principio se buscó que todos los componentes y materiales utilizados en el proyecto estén disponibles en el mercado local. Partiendo de esto se averiguó en distintos proveedores las opciones disponibles alrededor de 200tf. Uno de los limitantes de la elección es el tamaño del cilindro. A mayor tamaño, mayor ancho va a tener la estructura, requiriendo mayores perfiles para soportar una misma carga y además sufrirá mayores deformaciones.

La fuerza que ejerce el cilindro viene dada por $F = P * A$

La gran mayoría de fabricantes de cilindros tienen modelos de hasta alrededor de 200 bar. Esto implica que para la fuerza requerida el equipo debería contar con dimensiones considerables. A la vez, a mayor presión de trabajo más complejo y costoso se vuelve todo el equipo. Para lograr una máquina más compacta entonces se buscó una relación de compromiso entre tamaño y complejidad del equipo.

El fabricante ALECAR, ubicado en la provincia de Buenos Aires, ofrece equipos de hasta 350 bar que se adaptan a los requisitos establecidos.

El modelo escogido fue el CH110. Puede entregar una fuerza de 215tf a la presión máxima. Al estar la máquina diseñada para 200tf eso indica que el cilindro nunca va a estar exigido a su límite de diseño, y en las condiciones máximas va a trabajar a alrededor de 325 bar.

MODELO CH	Ø INTERIOR	AREA cm ²	PRESION MAXIMA DE TRABAJO
15	38,1	11,39	350
20	50,8	20,26	350
25	63,5	31,65	350
32	82,5	53,42	350
40	101,6	81,03	350
50	127	126,60	350
55	139,7	153,20	350
62	159	198,50	350
70	177,8	248,16	350
80	203,2	324,10	350
85	216	366,20	350
100	254	506,40	350
110	280	615,40	350
125	320	803,80	350

Tabla 3 Modelos Alecar Linea 350

Otro de los puntos a definir es el sistema de montaje, el fabricante ofrece seis alternativas, aunque considerando el uso que se le dará en este proyecto las alternativas a analizar son aquellas que no permiten una oscilación en el punto de montaje. Por la naturaleza del ensayo el cilindro estará ejerciendo una fuerza en la dirección de su eje, sin esfuerzos laterales. A la vez la alternativa F es recomendada en el caso de que el cilindro se desplace de forma horizontal, entonces las opciones viables son C y D.

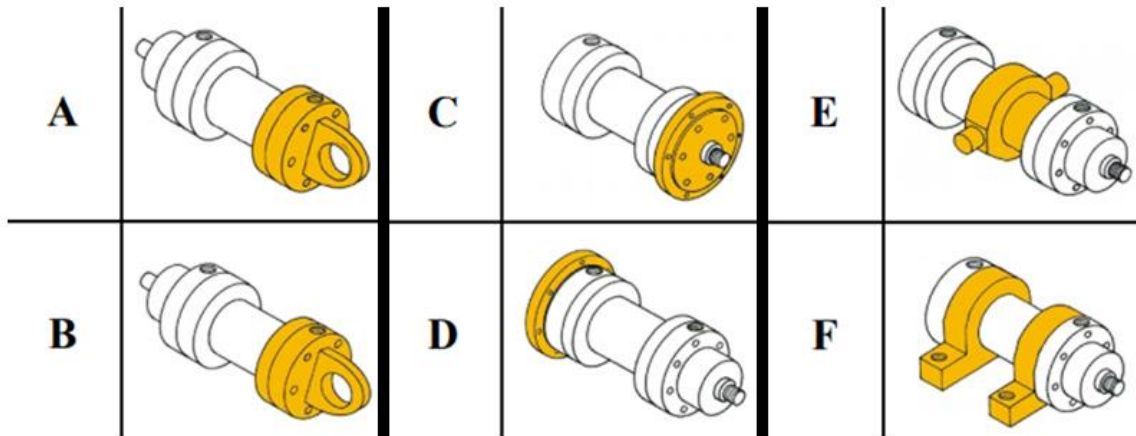


Fig. 10 Distintas formas de montaje

Se escogió el brido frontal (opción C). El motivo de esta selección es la búsqueda de hacer la máquina lo más compacta posible. Si usaríamos un brido trasero la máquina debería ser tal que contenga todo el cilindro dentro de ella, aumentando no solamente en altura sino también en ancho. Recordando que a medida que crecen las cotas de la máquina también crecerán los esfuerzos provocados por flexión y las deformaciones, que buscamos que se mantengan lo más pequeñas posibles.

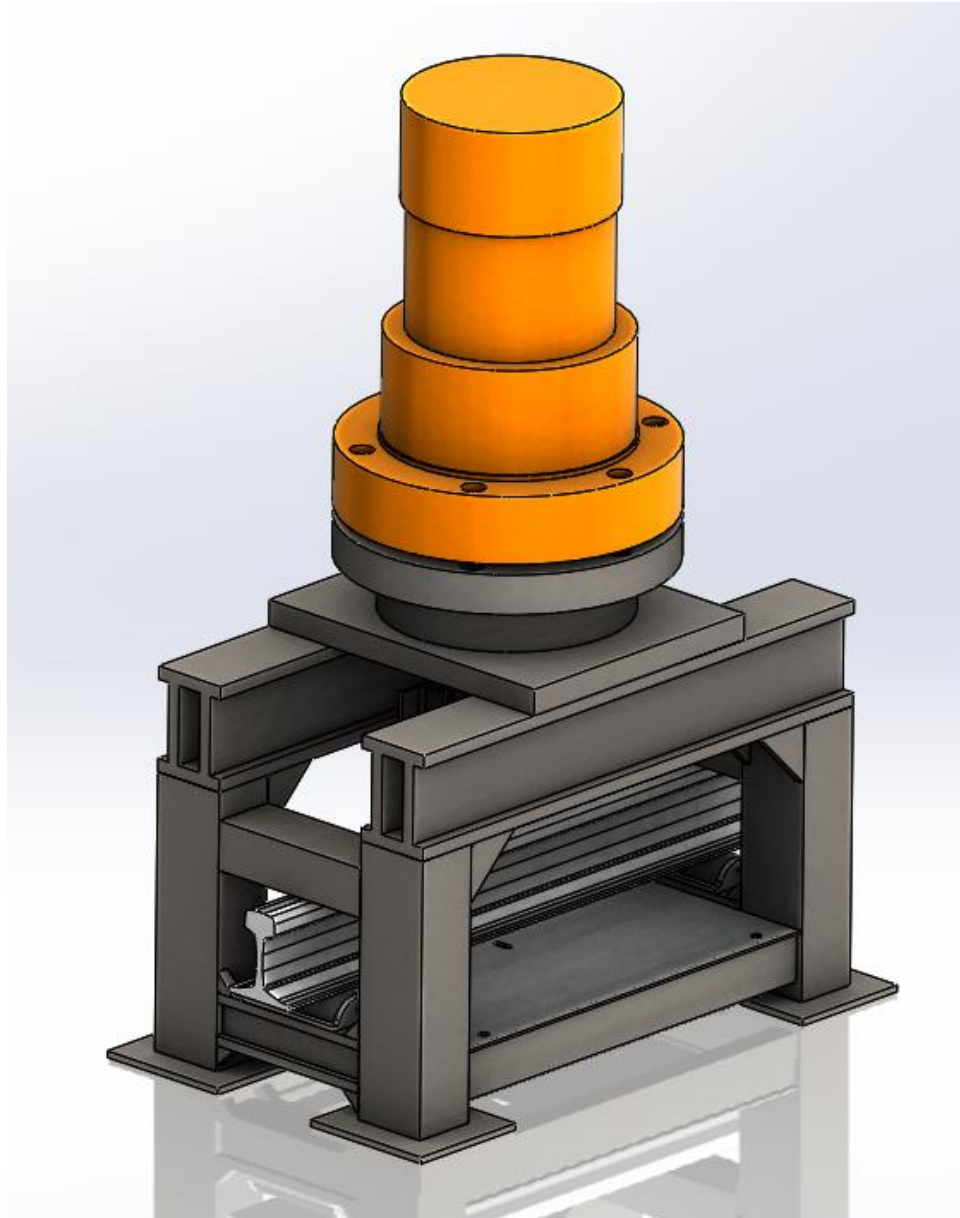


Fig. 11 Cilindro montado en la estructura

Otro de las características a especificar al fabricante es la carrera del cilindro. Observando los resultados de ensayos y los valores solicitados por las normas, la cual ALAF establece al menos 9mm de deformación para que el riel pase el ensayo, y según tabla 2 para EN, se estima que alrededor de 40mm será suficiente para generar la rotura en los rieles.

También hay que considerar que entre los distintos tipos de rieles hay hasta cerca de 35mm de diferencia de altura. Además de lo que se deforma el riel habrá que dejar una distancia para que este pueda colocarse cómodamente, sin estar muy cercano a la cuña. Entonces, la posición más alta del punzón será la altura del riel más alto, más un espacio libre para el montaje, y la posición inferior será la altura del perfil más pequeño menos la flecha establecida como necesaria.

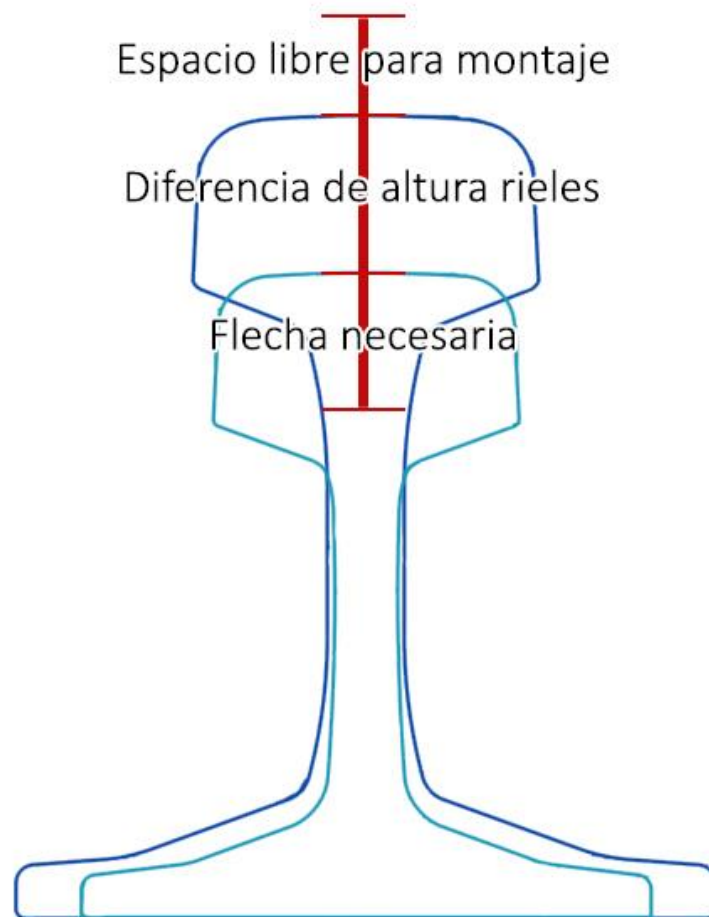


Fig. 12 Carrera necesaria del cilindro

Teniendo en cuenta esto, y además que una mayor carrera no implica necesariamente mayores costos ni de construcción ni de operación, quizás solo un poco más de volumen de aceite en el circuito, se decidió establecer una carrera de 100mm.

El fabricante también da la opción de configurar la conexión del extremo del vástago, pudiendo este tener un roscado externo o interno. En función del tipo de celda de carga que se escogió se definió que este extremo tendrá una rosca interior M42x3.

El catálogo también sugiere realizar una verificación por pandeo.

$$F = \frac{\pi^2 E J}{s S k^2}$$

Donde:

F: Carga máxima (kp)

s: Factor de seguridad (recomendado 3,5)

E: 210.000 N/mm²

J: Momento de inercia vástago ($J = 0,0491d^4$) mm⁴

Sk: Longitud libre pandeo

$$F = \frac{\pi^2 210000 0,0491 * 280^4}{3,5 * 670^2} = 126 * 10^6 kp$$

Al ser el largo del vástago y la carrera del cilindro relativamente corta, además de un vástago de buenas dimensiones no va a haber problemas de pandeo.

El código para el pedido del cilindro será CD 350 C CH110 N 100 E M42 U 1 5 P

Circuito hidráulico

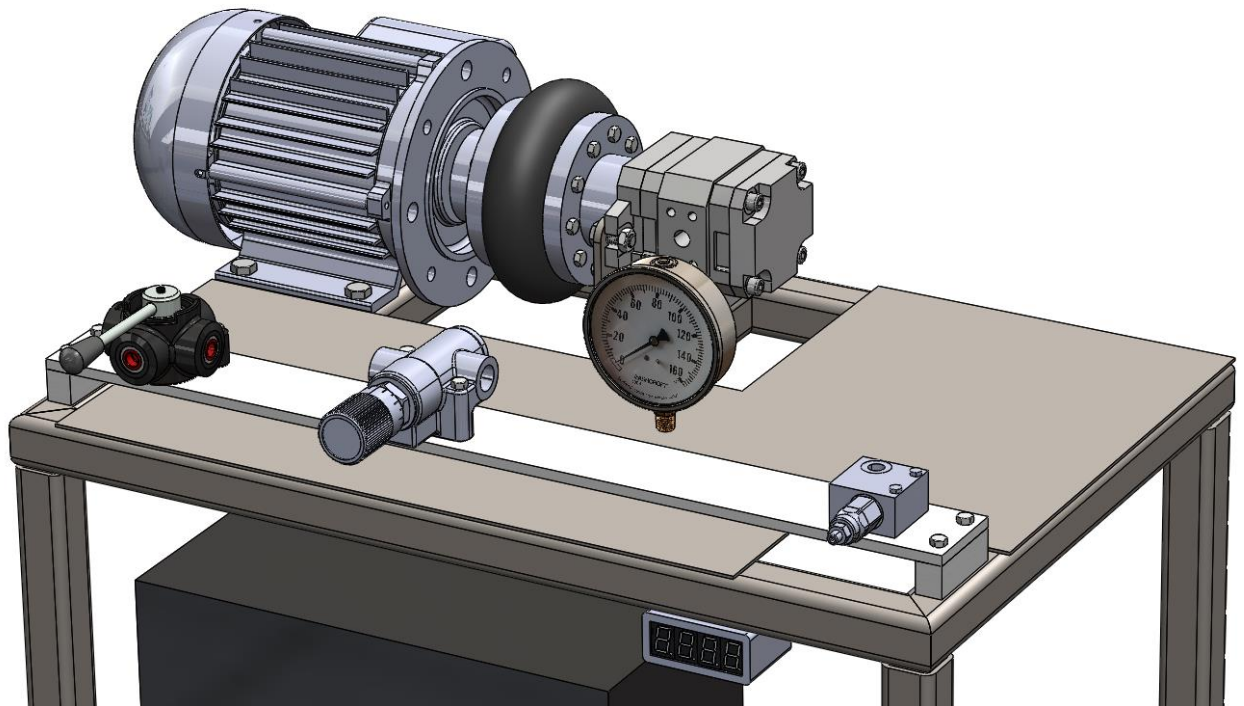


Fig. 13 Conjunto hidráulico

Para comenzar con el dimensionamiento del circuito que accionará el cilindro se requieren ciertos parámetros.

Por un lado, la presión de trabajo del cilindro para ejercer la fuerza de diseño es de alrededor de 325 bar. Otro de los datos relevantes es la velocidad de avance del cilindro, en función de esto se define el caudal necesario a entregar por la bomba.

Volumen de aceite en el cilindro extendido:

$$V_c = A_p * Carrera = 615,4 \text{ cm}^2 * 10 \text{ cm} = 6154 \text{ cm}^3$$

En cuanto a la velocidad del cilindro, las dos normas para la cual está pensado que la máquina funcione difieren en la forma de aplicar la carga. Por un lado, la norma ALAF (latinoamericana) establece que se aplica aproximadamente el 60% de la fuerza de rotura sin especificar la velocidad y luego se aumenta $2t_f$ cada 30 segundos. La norma EN (europea) especifica que la velocidad de aplicación de carga será de entre 40 y 120 kN/s . En el valor mínimo sería alrededor de $120 \frac{t_f}{30 s}$, unas 60 veces más veloz que en la otra norma. El sistema se plantea para 60 kN/s de esta forma se puede cumplir con ambas normas, y para ensayos según ALAF hasta el 60% de la carga se puede llegar con esta velocidad.

Aquí es necesario realizar algunas conversiones ya que la norma establece velocidad de aplicación de carga, y lo que nosotros podemos manejar en el sistema es la velocidad de avance del cilindro, regulando el caudal de aceite circulante. De la información que se tiene de ensayos realizados en los tramos de mayor deformación del riel este se deforma alrededor de 7mm cada 30tf. Se puede plantear entonces que la velocidad requerida será de al menos 1,43 mm/s.

Sabiendo que la capacidad de aceite del cilindro extendido es de 6154cm^3 , y que la carrera de este es de 100mm, el caudal de aceite necesario para lograr esta velocidad es de $88\text{cm}^3/\text{s}$, o lo que es lo mismo $5,28\text{ l}/\text{min}$.

La primera alternativa fue a partir de estos parámetros buscar una central hidráulica compacta, que integre los componentes principales del circuito. No se encontraron en el mercado centrales que cumplan con estos requisitos, una de las limitaciones es que el circuito diseñado trabaja por encima de las presiones más estándares del mercado (alrededor de 210 bar) y además el caudal es bajo. Debido a esto, se deberá seleccionar los distintos componentes del circuito individualmente.

Con los datos de presión y caudal se buscó una bomba que cumpla con estos requisitos.

Se escogió una bomba *Rexroth-Bosch PGH-2X*. Este tipo de bombas es de engranajes con dentado interior, puede aportar hasta 315 bar en servicio continuo y 350 en servicio intermitente, con un caudal de alrededor de $7\text{ l}/\text{min}$, con velocidades de entre 600 y 3000rpm.



Fig. 14 Bomba Rexroth-Bosch PGH-2X

Technical data

Frame size	BG 2			
Size	NG		5	
Displacement, geometrical	V_g	cm ³	5.24	
Drive speed	n_{min}	rpm	600	
	n_{max}	rpm	3000	
Minimum drive power required	P_{suppl}	kW	0.55	
Operating pressure, absolute				
Input	p	bar	0.8 ... 2	
Output permanent				
	Mineral oils	p_n	bar	315
	Special fluids	p_n	bar	210
	intermittent ¹⁾			
	Mineral oils	p_{max}	bar	350
	Special fluids	p_{max}	bar	230
Flow (at $n = 1450$ rpm; $p = 10$ bar; $v = 46$ mm ² /s)	q_v	l/min	7.5	
Weight	m	kg	4.3	

Tabla 4 Datasheet bomba

Motor eléctrico:

Para el funcionamiento de la bomba es necesario vincularla a un motor.

Como se nombró anteriormente, para llegar a la fuerza máxima de trabajo se requieren 325 bar en el sistema hidráulico. Para seleccionar el motor lo primero que hacemos es buscar la potencia que consume la bomba para entregar esta presión.

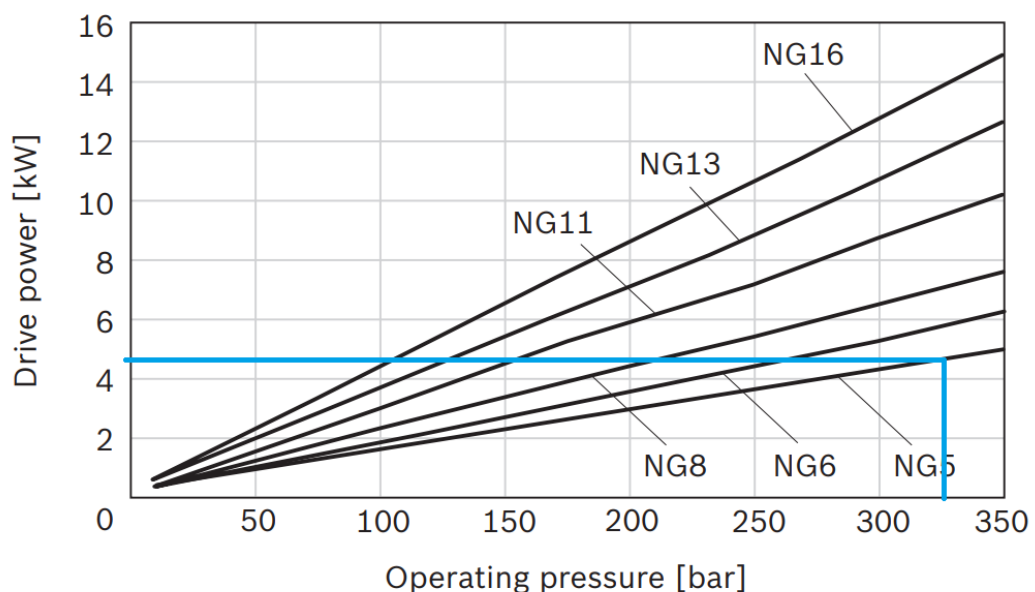


Fig. 15 Gráfico Potencia-Presión bomba hidráulica

$$N_D = 4,5 \text{ kW}$$

Esta potencia es la requerida en el eje. La potencia informada por los fabricantes de los motores es la potencia eléctrica. Para hallar la mecánica debemos afectarla por el rendimiento. Los rendimientos de motores eléctricos en estos rangos de potencia están alrededor del 80%.

$$N_M = N_D * \frac{1}{\eta} = 5,62 \text{ kW} = 7,5 \text{ CV}$$

Cabe aclarar que se tuvo en cuenta que para la regulación del caudal entregado al cilindro se analizaron dos opciones, una es variar las revoluciones a las que gira la bomba. Para esto se requiere un variador de frecuencia y el motor debería ser de un par de polos, para que pueda llegar hasta 3000 rpm que es la velocidad máxima que admite la bomba.

La otra solución, más simple, es acoplar la bomba al motor con una velocidad de giro constante y hacer la regulación de caudal a través de una válvula de 3 vías, enviando el fluido sobrante nuevamente hacia el tanque. Como desventaja de este método se puede decir que estará realizando un trabajo de bombeo mayor al necesario, entregándole energía a cantidades de fluido que no van a ser utilizadas, en contrapartida el variador de frecuencia tiene un costo considerable dentro del presupuesto de la máquina. Considerando que los ensayos se realizan esporádicamente y estos son de corta duración el mayor consumo de energía provocado por regular el caudal a través de una válvula no significará un costo considerable para el funcionamiento de la máquina.

Entonces, se llegó a que lo requerido es un motor de una potencia de 7,5 CV con una velocidad de funcionamiento de 1500rpm. A pesar de que la bomba tolera velocidades de funcionamiento de entre 600 y 3000 rpm todas las gráficas de funcionamiento de estas sobre las cuales se dimensionó el sistema son realizadas a 1450rpm, para lo que se requiere un motor sincrónico de 2 pares de polos.

Para la selección de este se buscó un motor de estas características en WEG, una empresa que es líder en este tipo de equipos.

Producto: 11397052

VISIÓN GENERAL

DETALLES DEL PRODUCTO

SOBRE EL PRODUCTO

CENTRO DE DESCARGAS



Con carcasa de hierro fundido, flexibilidad de forma constructiva, patas macizas de apoyos y niveles de ruido y temperatura de operación reducidos, los motores W22 son perfectamente adecuados para las más diversas aplicaciones industriales y cumple los niveles de rendimiento definidos por la norma IEC 60034-30-1.

Resumen de las características técnicas

Norma	IEC 60034-1	Potencia	7.5 HP
Frecuencia	50 Hz	Fijación	Con pies
Tensión	380/660 V	Brida	Sin
Numero de polos	4	Forma constructiva	B3R(E)
Grado de protección	IP55	Caja de conexión ¹	Posición derecha
Rotación sincrónica	1500 rpm	Refrigeración	IC411 - TEFC

← Comparar

Fig. 16 Motor WEG W22

El rendimiento informado por el fabricante para el máximo de potencia es de 85,5%. Es decir, que será capaz de entregar hasta 4,78kW un poco por encima de los 4,5kW que requiere la bomba.

Acoplamiento

También es necesario desarrollar la vinculación entre el motor y la bomba. Para esto se requiere un acoplamiento elástico, que además ayuda a eliminar vibraciones y corregir problemas de alineación entre los equipos.



Fig. 17 Acoplamiento elástico Gummi

Para la selección de este se parte de la potencia (7,5HP) y de la velocidad de giro del sistema (1500 rpm) Se corrige la potencia con un factor de servicio de 1,5 (bombas rotativas, a engranajes, paletas o lóbulos)

En función de la potencia se escogió el modelo A-30, sin embargo, este no verifica para el tamaño del eje del motor ($d=38\text{mm}$), por eso, se terminó seleccionando el modelo A-45

El otro valor a verificar es el torque nominal, el cual se verifica holgadamente ya que el calculado es de $55,3\text{Nm}$

MODELO	Torq. Nom. Nm	Angulo Torsión (°)	(1) Peso (Kg.)	Gd2 (Kg m2)	A	B	C Máx	D Min	E	F	G	H
A-20	38	2°	1.05	0.0017	74	36	20	10	30	25	80	95
A-25	56	5°	1.09	0.0018	74	36	23	10	30	25	80	95
A-30	82	2°	2.40	0.0094	96	49	30	10	40	35	110	127
A-35	113	4°	2.65	0.0098	96	49	32	10	40	35	110	127
A-45	250	3°	5.00	0.0382	127	70	40	15	50	45	140	167
A-50	420	6°	5.32	0.0402	127	70	46	15	50	45	140	167

Tabla 5 Acoplamiento elásticos Gummi

Circuito de comando

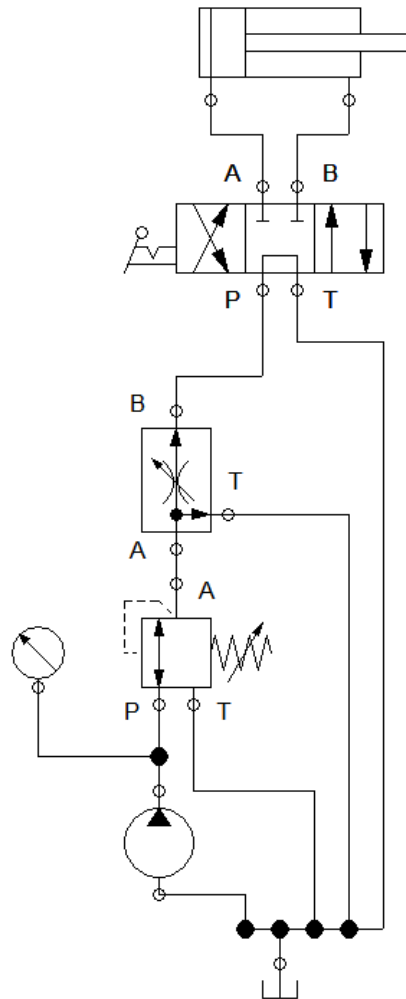


Fig. 18 Diagrama comando hidráulico cilindro

El circuito hidráulico además del cilindro y la bomba ya seleccionados deberá contar con una serie de válvulas y accesorios para su funcionamiento.

Válvula de comando cilindro

Como el cilindro es de doble efecto para su accionamiento será necesario una válvula de 3 posiciones (una posición para cada sentido de avance y una en reposo) y 4 vías (dos hacia el cilindro, alimentación desde la bomba y retorno al tanque). La válvula escogida es una HV Hydraulic D4 7001.0104, distribuida en el país a través de Verion como también las demás válvulas y accesorios del circuito.

Se seleccionó el modelo con centro abierto, esto indica que cuando la válvula se encuentra en posición de reposo el fluido circula libremente por esta hacia el retorno. Esto está en concordancia con la configuración escogida para la bomba, que se encontrará funcionando constantemente y este tipo de centro permite que el fluido circule libremente sin aumentar la presión del sistema.

**Inversora de caudal
4 y 8 vías, 3 posiciones**

**D4
Inversora de 4 vías**



O-N-A GAS	CAUDAL x CUERPO	PRESIÓN BAR	B mm	C mm	D mm	E mm	F mm	G mm	H mm	H1 mm	L mm	M mm	PESO kg (4vías)	PESO kg (8 vías)	CODIGO (4vías)	
															ABIERTO	CERRADO
1/4"	60	350	80	54	8,5	28	80	24	63	124	115	155	1,2	2,3	7001.0104	7001.0111

Fig. 19 Válvula de comando de sentido cilindro

La presión máxima de trabajo de esta válvula y también de los demás componentes del circuito es de 350 bar, aproximadamente 20 bar por encima de la presión de trabajo del circuito, y también por encima de la presión de accionamiento de la válvula aliviadora de presión.

Válvula reguladora de caudal

Uno de los parámetros establecidos por la norma que regula el ensayo es la velocidad de avance del cilindro. Para controlar esta es necesario regular el caudal de fluido que circula hacia este. La forma de hacer esto es mediante una válvula reguladora de flujo.

Se escogió una válvula de 3 vías, de las cuales una se conecta a la línea con presión que viene de la bomba, otra es la salida hacia la válvula de comando de dirección y la restante es un retorno hacia el tanque de almacenamiento.

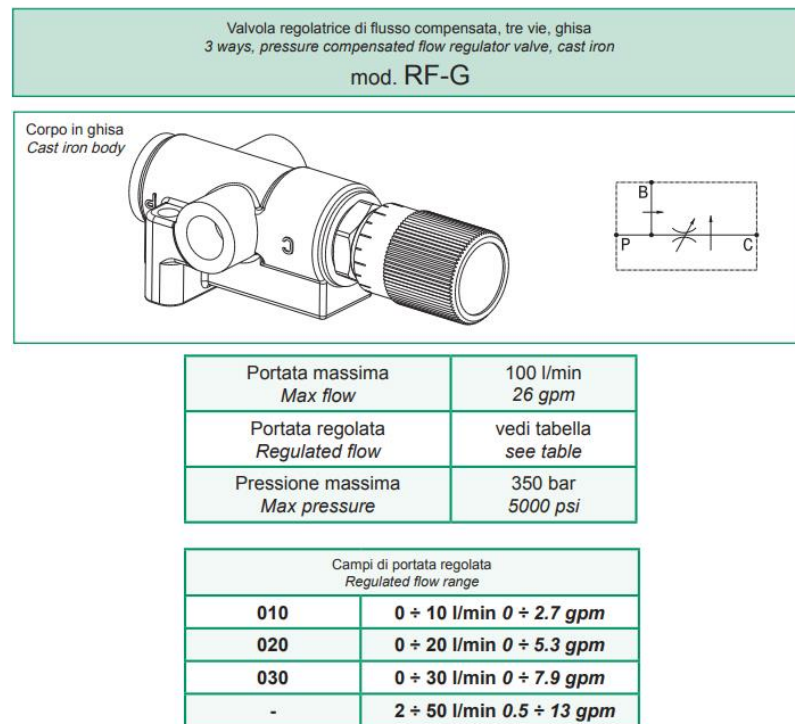


Fig. 20 Válvula reguladora de flujo

Se escogió una válvula *CBF hydraulic* Modelo RFG-010, que posee un rango de regulación entre 0 y 10 l/min, recordando que el flujo máximo del sistema será de alrededor de 7 l/min.

Válvula reguladora de presión

Como elemento de seguridad se coloca a la salida de la bomba una válvula reguladora de presión que estará seteada a un valor mayor a la presión de trabajo, pero menor a la límite de las válvulas y el cilindro hidráulico, que para todos es 350 bar. Considerando que la presión máxima en el cilindro para entregar 200tf es de 325 bar un buen valor de presión para esta válvula reguladora puede ser de 340 bar.

VÁLVULAS EN LÍNEA



CBF hydraulc
ITALIA
ISO 9001

Válvulas reguladoras de presión en línea



MODELO	ROSCAS P T BSPP	A	B	C	D	E	F	G	H	CAUDAL MÁXIMO lts/min	PRESIÓN MÁXIMA bar
VLP40-L-14	1/4"	50	50	50	30	30	5,5	16	11	25	
VLP40-L-38	3/8"	50	50	50	30	30	5,5	16	15	35	
VLP80-L-12	1/2"	60	70	60	35	58	7	18	18	80	350
VLP130-L-34	3/4"	70	90	60	40	76	8,5	18	18	130	
VLP130-L-10	1"	80	90	60	50	76	8,5	18	18	130	

CÓDIGO	
A	
B	
C	
D	

DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:

VLP40 - L - 12 - 01 - A

MODELO	VLP40 - L	CÓDIGO	A
TAMAÑO	12	A= REGULACIÓN CON TORNILLO ALLEN	
CÓDIGO	01	B= MANOPLA PLÁSTICA	
		C= TAPA CON SEGURO DE PLOMO	
		D= TAPA DESMONTABLE	

01= REGULACIÓN DE 5 A 100 BAR BLANCO
02= REGULACIÓN DE 10 A 250 BAR AMARILLO
03= REGULACIÓN DE 50 A 350 BAR NEGRO

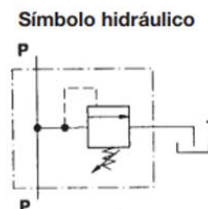


Fig. 21 Válvula reguladora de presión

El modelo escogido es nuevamente de CBF Hydraulic VLP40-L-14-03-A, el modelo más chico que posee un caudal máximo de 25 l/min y una regulación de entre 50 y 350 bar

Tanque almacenamiento

Los catálogos de circuitos hidráulicos recomiendan que el aceite tenga un periodo de permanencia en el tanque de alrededor 3 minutos para así reducir su temperatura. Esto indicaría que si el caudal es de alrededor de 6 l/min el tanque debería ser de al menos 18l. También hay que considerar que dentro del cilindro entran aproximadamente 6 litros de fluido, entonces para poder tener 18 litros en el tanque con el cilindro extendido, la capacidad de este deberá ser de al menos 24 litros.

Se escogió un depósito de Moro Hidráulica de 25 litros que posee indicador de nivel y filtro.

DEPÓSITO DE ACEITE

Código	Descripción	A (mm)	B (mm)	C (mm)
60076	Depósito universal 15 Lts con filtro, porta filtro y boca de carga con nivel	160	400	200
60077	Depósito trapezoidal Deutz con filtro, porta filtro y boca de carga con nivel	-	-	-
60080	Depósito 25 Lts con filtro, porta filtro y boca de carga	200	400	300
60081	Depósito 40 Lts con filtro, porta filtro y boca de carga	300	400	350
60082	Depósito 60 Lts con filtro, porta filtro y boca de carga	300	500	400

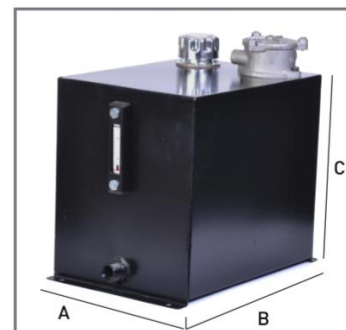


Fig. 22 Depósito de fluido hidráulico

Manómetro

Otro de los accesorios necesarios es un manómetro para controlar el funcionamiento del sistema.

Este contará con una escala de hasta 400 bar y será colocado a la salida de la bomba.



	TIPO	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	PESO
													BSPT	kg
MANÓMETRO	63	30	76	46	68,5	9	62	87	75	3,6	6,5	79	1/4	0,2
	100	31	69	50	107	9	100	132	116	4,8	6	126	1/2	0,5
VACUÓMETRO	63	30	76	46	68,5	8	62	87	75	3,6	6,5	79	1/4	0,2

Otras roscas a pedido.

DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:
ESCALA DOBLE: BAR Y PSI

TAMAÑO
MANÓMETRO ø 63 — GA 63
MANÓMETRO ø 100 — GA 100

CONEXIÓN
ROSCA INFERIOR BSPT — 5 RL
ROSCA TRASERA BSPT — 8 PBL
BRIDADO 3 AGUJEROS ROSCA TRASERA BSPT — 7 PFL

ESCALA (BAR) 0-10, 0-25, 0-40, 0-60, 0-100, 0-160, 0-250, 0-400, 0-600

CONEXIONES ROSCADAS
C= ROSCA BSP CILÍNDRICA
= SIN SÍMBOLO ROSCAS BSPT CÓNICA

CÓDIGO PARA MANOVACUÓMETRO SALIDA INFERIOR
GA 6311 IR — -1+0,6, -1+1,5, -1+3 — ESCALA (BAR)

CÓDIGO PARA GRAMPA ø 63 GA 638 PBLST
CÓDIGO PARA GRAMPA ø 100 GA 100 PBLST

Fig. 23 Manómetro

Mangueras

Las conexiones se realizarán mediante mangueras, aunque durante el montaje se podrá evaluar hacer conexiones directas entre las válvulas y los accesorios del circuito, mediante niples y acoples. Los diámetros de tuberías se obtuvieron a través de métodos gráficos para las velocidades recomendadas para cada sector. Así, la aspiración deberá ser de 1", la línea de presión de 1/4" y los retornos de 3/8". Al variar la presión de las distintas líneas también variará el tipo de manguera requerida. Según los rangos de presión y los modelos más usados para estas aplicaciones para la aspiración se podrá usar mangueras tipo SAE 100 R4, para las líneas de presión SAE 100 R2 y para los retornos R14

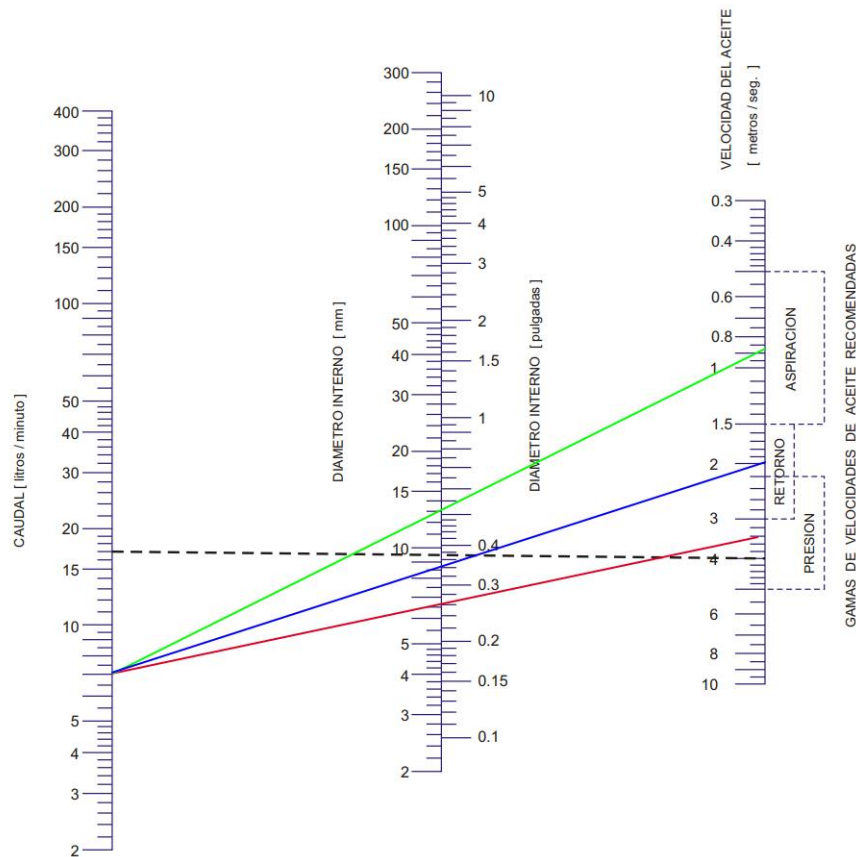


Fig. 24 Dimensionado de mangueras

Montaje

Las válvulas de comando del circuito hidráulico se colocarán en una base, donde además se incluirá el manómetro. Esta base posee agujeros para fijar mediante bulones los distintos componentes, además de una abertura por debajo de la válvula reguladora de presión, para su alimentación.

Las conexiones de los distintos componentes se hacen mediante mangueras, según el esquema debajo. El manómetro se montará sobre una T.

La alimentación desde la bomba ingresa a la válvula reguladora de presión, el objetivo de esta es proteger todos los componentes del circuito ante un eventual aumento de la presión recibida.

Al montar los componentes sobre esta base se facilita el montaje y el posible reemplazo. Una posible mejora a futuro de la máquina es el reemplazo de la válvula reguladora de caudal por una accionada eléctricamente. De este modo se podrá automatizar el proceso y regular de forma más precisa la velocidad de avance del cilindro.

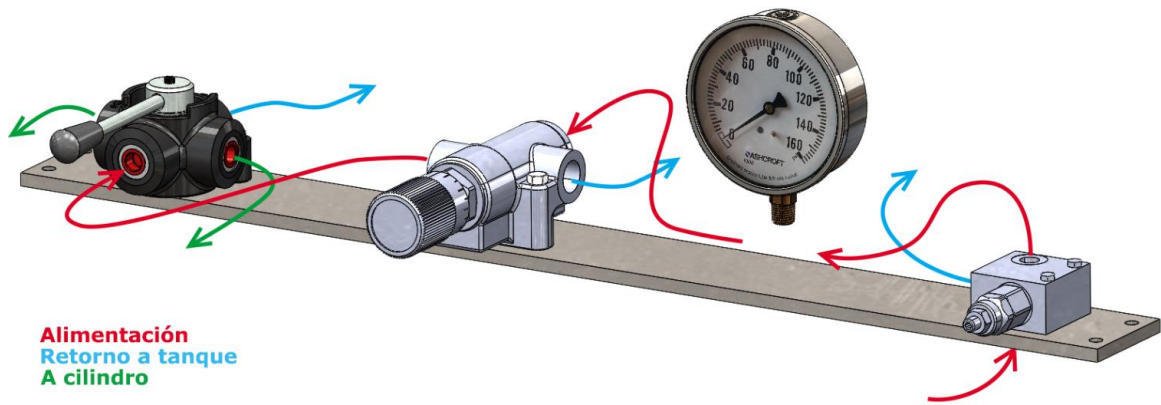


Fig. 25 Válvulas montadas

El circuito hidráulico se ubica en una mesa independiente de la estructura principal de la máquina, ya que las únicas conexiones necesarias entre el circuito de comando y los componentes principales se realiza a través de una manguera de conducción y un retorno.

Esta separación tiene como objetivo facilitar el montaje y eventual mantenimiento de las partes, además de alejar el operador del equipo de la cercanía del ensayo, que aporta a la seguridad del mismo.

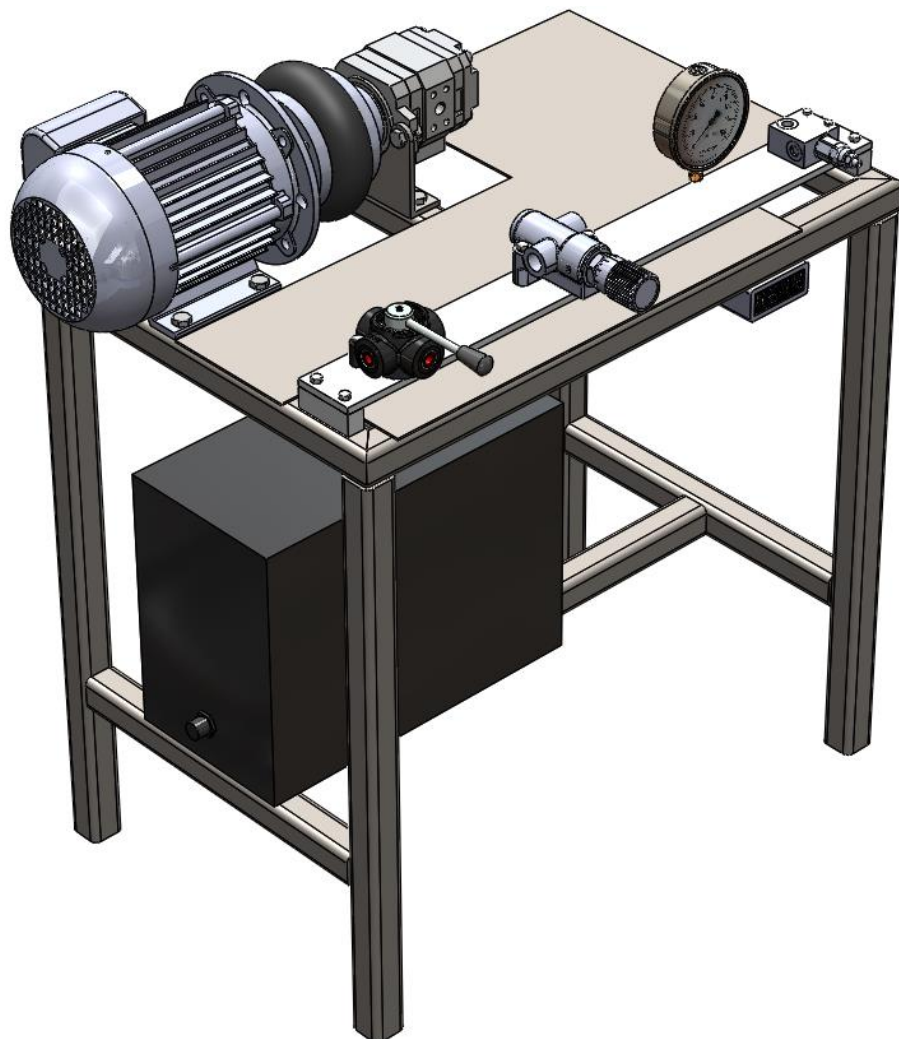


Fig. 26 Circuito hidráulico

Celda de carga:

Para la medición de la fuerza ejercida por el cilindro se utilizará una celda de carga.

La elección se basó en principalmente dos aspectos, la facilidad de montaje y el espacio necesario. Por las características de la máquina el lugar para colocar la celda de carga es en alguna parte entre el vástago del cilindro y el punzón. Una celda de carga tipo botella o uniones del tipo bridas o similares harían que el largo del tramo entre el cilindro hidráulico y el riel sea mayor, provocando una mayor estructura, que estaría sometida a mayores deformaciones.

Se decidió por una celda del tipo anillo. Este tipo de celdas se colocan como si fuesen una arandela en una unión roscada. El lugar de posicionamiento de la misma va a ser en la unión entre el vástago del cilindro hidráulico que posee una rosca interna con el punzón que actúa sobre el riel.

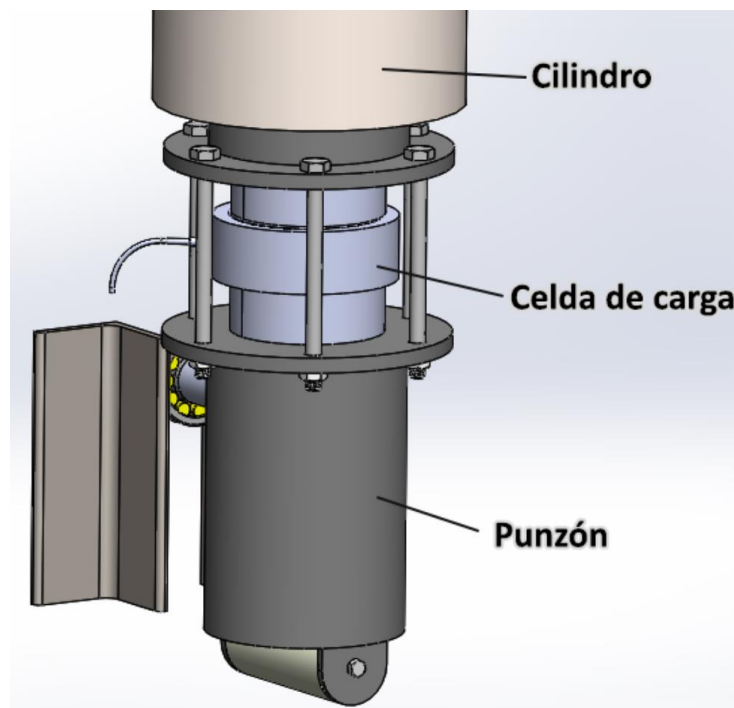


Fig. 27 Esquema ubicación celda de carga

La ventaja de este tipo de celdas es que tienen un fácil montaje, soportan grandes esfuerzos y ocupan poco espacio.

Se decidió por el modelo 1-KMR+/2MN de la marca HBM. Este tiene una capacidad nominal de 2MN que va en orden con la capacidad máxima planteada para la máquina.

HBM cuenta con representación en el país a través de Raien, por lo que no debería haber problemas para conseguir el dispositivo y disponer de asistencia técnica.

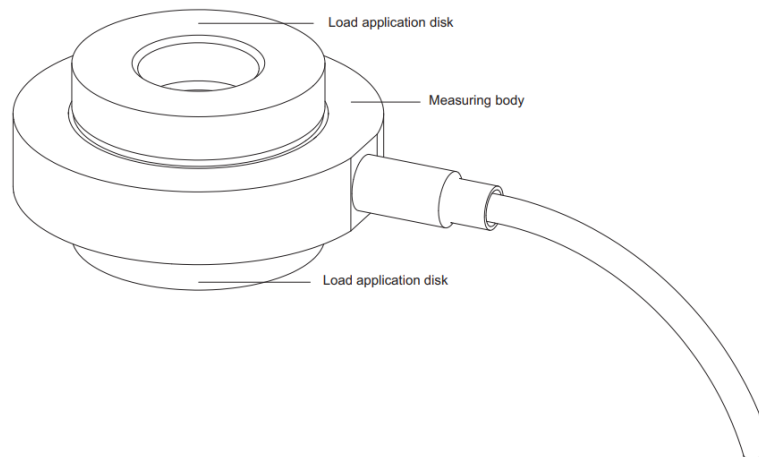


Fig. 28 Celda de carga HBM 2MN

Esta celda de carga irá conectada a una PC para adquirir y registrar los datos del ensayo.

Medición de la deformación

Una de las exigencias para la aprobación el ensayo es que el riel resista una flecha mínima establecida. Para medir esta es necesario montar un sistema de medición de distancia. Se encontraron varias limitantes para lograr esta medición. Es necesario sensar la deformación en el punto central de la soldadura que es donde esta será máxima. Por la parte superior se va a encontrar el punzón así que el lugar para tomar la medida es sobre la cara inferior del riel. Otra de las alternativas estudiadas fue medir el desplazamiento realizado por el vástago del cilindro, pero la estructura en el tramo entre los apoyos del riel y el soporte del cilindro se ve sometida a deformaciones que, en caso de colocar el sensor en la parte superior, serán sensadas por este. Esta deformación es de alrededor del milímetro en condiciones máximas e implicaría un error más allá de lo admisible.

Siguiendo con la idea de colocar el sensor por la cara inferior del riel, otra de las dificultades es que la rotura del riel se puede dar de forma violenta, saliendo los tramos de este con una velocidad importante. Es por esto que se descartó pensar en algún sistema que este en contacto con el riel, y se planteó un sistema de medición a distancia, que podría ser tipo laser, de ultrasonidos, inductivo o similar.

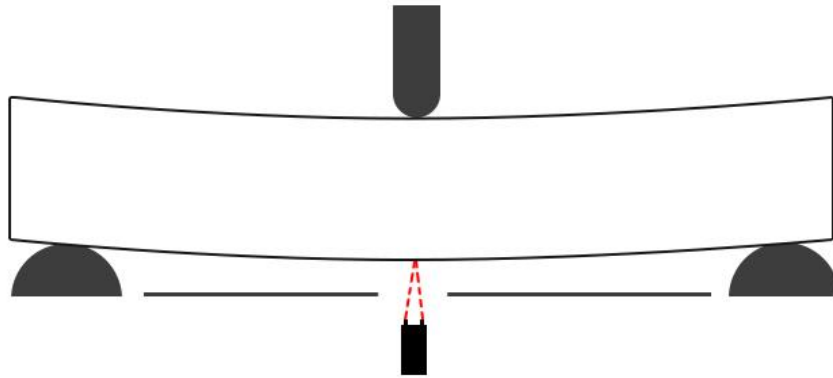


Fig. 29 Croquis ubicación sensor

El sensor se ubicará por debajo del chapón inferior el cual tendrá una perforación tal que permita el correcto funcionamiento del sensor a la vez de brindarle una protección de los tramos del riel.

Analizando las opciones disponibles en el mercado se decidió que para esta aplicación el sensor deberá ser de tipo laser, ya que estos son los que cuentan con mayor exactitud y repetitividad, a la vez de trabajar en rangos de distancia adecuados para esta aplicación.

Finalmente se escogió el sensor Panasonic HG-C1100



Fig. 30 Sensor de distancia Panasonic HG-C1100

Salida NPN	HG-C1030	HG-C1050	HG-C1100	HG-C1200	HG-C1400
Salida PNP	HG-C1030-P	HG-C1050-P	HG-C1100-P	HG-C1200-P	HG-C1400-P
Estándares aplicables	Conforme a la Directiva EMC y el Estándar FDA				
Distancia al centro	30mm	50mm	100mm	200mm	400mm
Rango de medida	±5mm	±15mm	±35mm	±80mm	±200mm
Repetibilidad	10µm	30µm	70µm	200µm	300µm (200-400mm) 800µm (400-600mm)
Linealidad	±0.1% F.E.			±0.2% F.E.	±0.2% F.E. (200-400mm) ±0.3% F.E. (400-600mm)
Diámetro del haz	50µm aprox.	70µm aprox.	120µm aprox.	300µm aprox.	500µm aprox.

Tabla 6 Datos sensor distancia

Uno de los factores que determinó la elección de este modelo es que el costo del mismo es de alrededor de los 300 dólares en el mercado internacional, muy por debajo de otras opciones que también se analizaron. También el rango de 70mm coincide con los 50mm de deformación máxima para la que fue diseñada la máquina.

El montaje de este es bastante sencillo, se utiliza el accesorio de montaje que viene con el producto, el cual también permite acomodar alinear finamente el sensor, y solo será necesario realizar dos perforaciones sobre un perfil L que va soldado entre los perfiles de los apoyos de los rieles, y se vinculará el sensor a este mediante bulones.

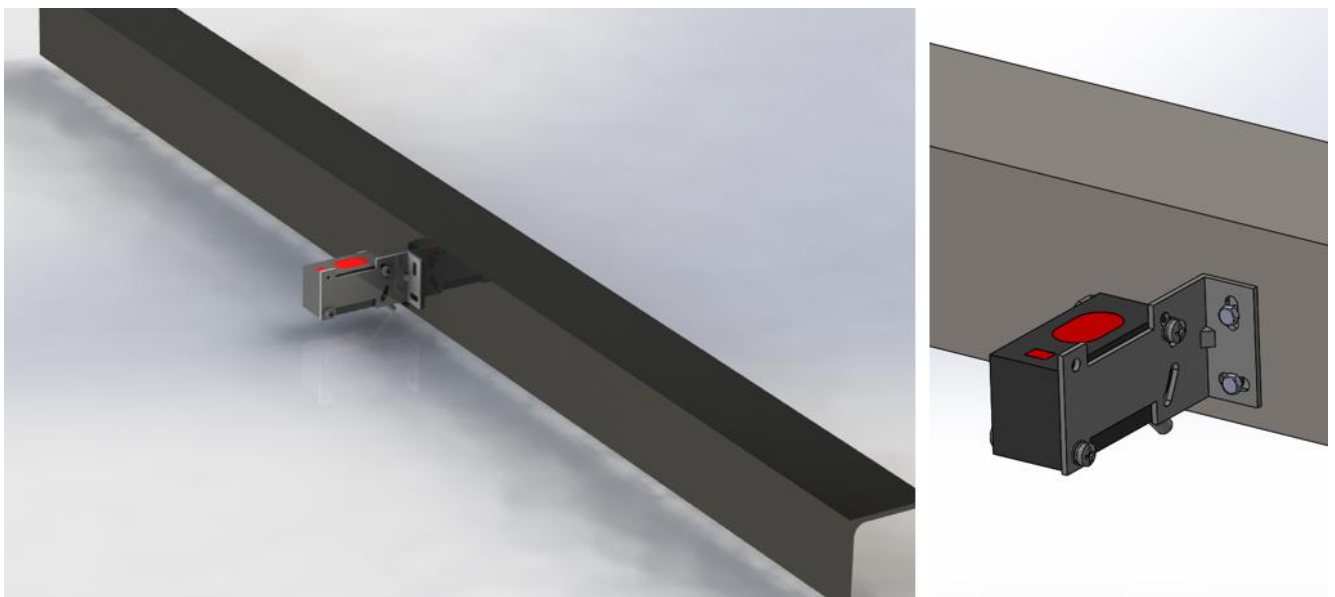


Fig. 31 Montaje sensor de distancia.

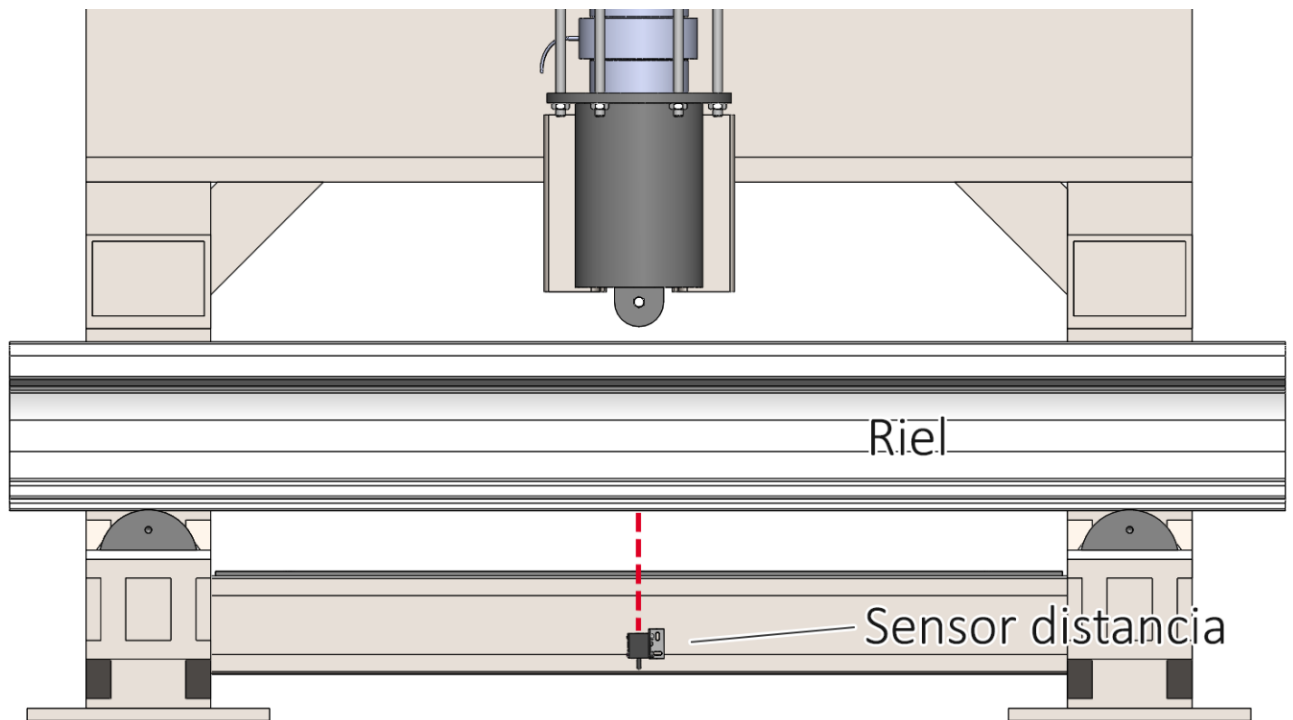


Fig. 32 Montaje sensor distancia.

Uno de los problemas que se puede llegar a presentar con este sensor es que según las experiencias realizadas cuando las soldaduras son sometidas a ensayos de flexión suelen desprender cascarillas o algún residuo de la soldadura, lo que podría interferir con la medición e incluso taponarlo.

Por las características del ensayo no se requieren mediciones ni instantáneas ni continuas (la norma establece un valor mínimo de flecha que el riel debe superar), por lo que, si la medición es interrumpida por poco tiempo, mientras cae una cascarilla por ejemplo no sería un problema, sin embargo, sería distinto el caso en el que se tape completamente el sensor.

Esto deberá ser analizado una vez que se ponga en funcionamiento la máquina para ver si es realmente un inconveniente y pensar cómo resolverlo. Una posibilidad puede ser inyectando una corriente de aire que desplace estos residuos.

El display integrado del medidor no se encuentra a la vista, por lo que se incorpora además un display externo, alimentado a partir del puerto M12 del dispositivo.

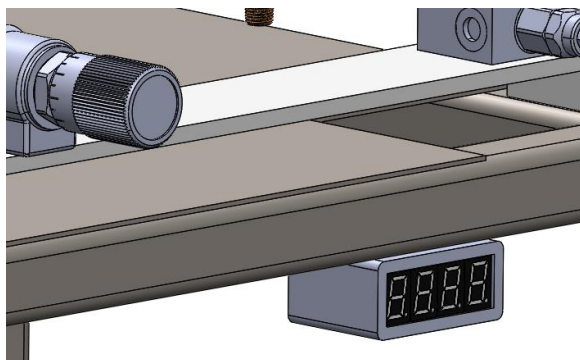


Fig. 33 Display sensor distancia.

Capítulo 4

Construcción de la estructura

Una vez definidos los componentes y las principales cotas, se pudo comenzar con el dimensionamiento de la estructura de la máquina.

Para la construcción de los perfiles se estudiaron dos alternativas, desarrollarlos a partir de perfiles normalizados o construir perfiles con planchuelas. La primera de esta alternativa tiene como ventaja que es más rápido su construcción y requiere menos horas de trabajo, mientras que con perfiles creados con planchuelas tenemos una mayor personalización y adaptación a los requisitos planteados.

Otra de los aspectos a considerar es el material. Los perfiles normalizados más usados tipo IPN, UPN se consiguen en grado F-24 según IRAM-IAS U500-503 y ocasionalmente F-26, mientras que las planchuelas también se ofrecen en grado F-36, aumentando considerablemente su resistencia.

Designación del acero	Limite de fluencia mínimo R_e (MPa)						Resistencia a la tracción R^a (MPa)		
	$e \leq 16$	$16 < e \leq 40$	$40 < e \leq 63$	$63 < e \leq 80$	$80 < e \leq 100$	$100 < e \leq 150$	$e < 3$	$3 \leq e \leq 100$	$100 < e \leq 150$
F-24	235	225	215	215	215	195	360-510	340-470	340-470
F-26	250	245	235	235	235	215	420-570	400-560	390-530
F-36	355	345	335	325	315	295	510-680	490-630	470-630

Tabla 7 Grados de acero - Características mecánicas

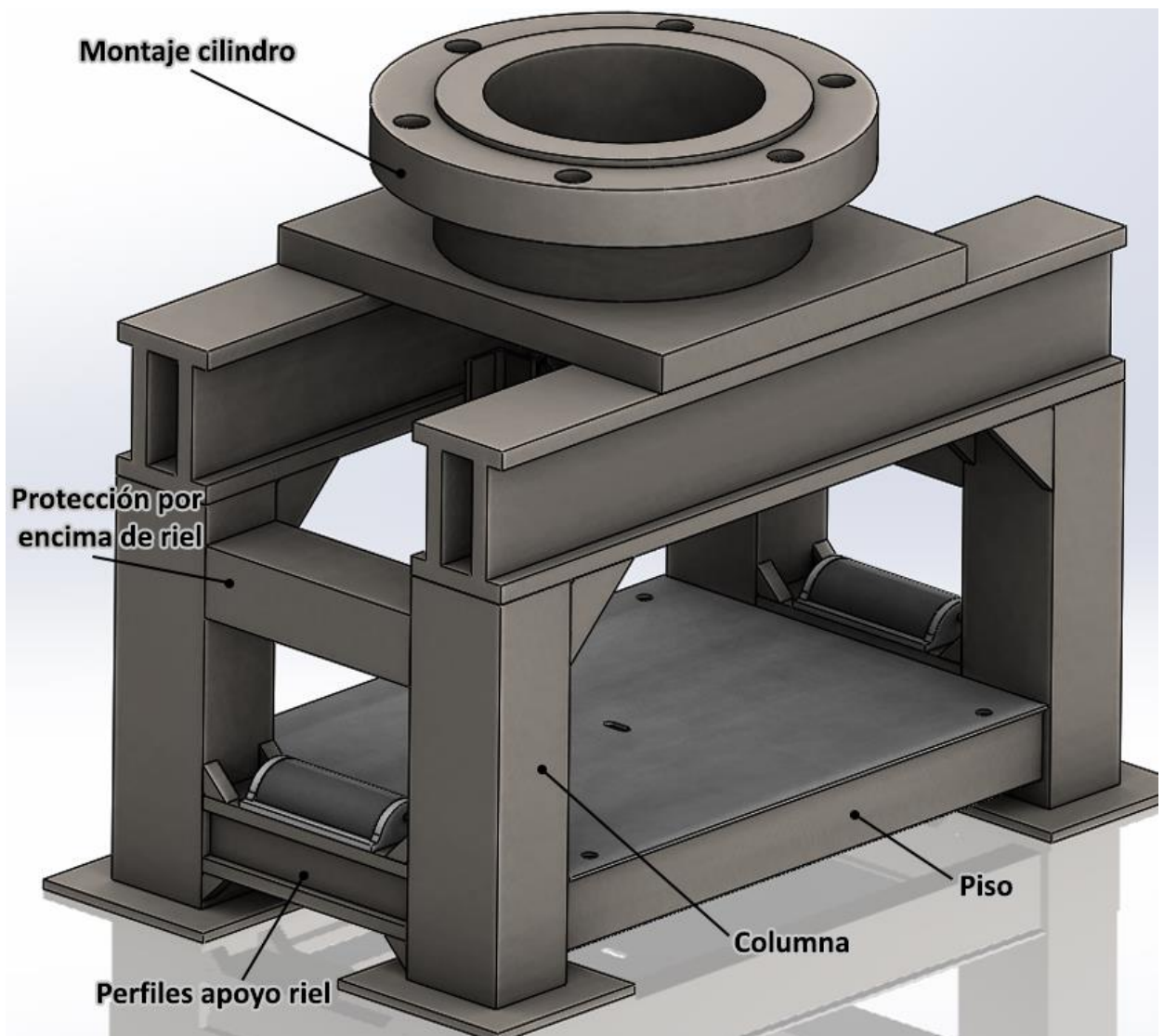


Fig. 34 Conjunto Estructura

Apoyos riel

Este tramo tiene condiciones particulares, al soportar los apoyos del riel estará sometido a una gran carga de hasta 100tf cada uno. Esta carga estará centrada, lo que generará un gran momento flector. Además, para su diseño se suma la condición de la altura máxima establecida para el apoyo del riel anteriormente, para que la máquina pueda ser fácilmente cargada con el riel siendo transportado en una zorra hidráulica, lo que exige que este perfil sea compacto.

Según establece la norma los apoyos de los rieles deberán ser cilíndricos y con un radio de 50mm.

El apoyo está expuesto no sólo a grandes esfuerzos, sino que también estos están sumamente localizados en un área pequeña, por lo que se buscó un material con una alta dureza para que resista el desgaste y las deformaciones puntuales que se pueden generar. Para esto se diseñó una pieza de AISI O1, que partiendo de un cilindro de diámetro 100 se mecaniza y se vincula mediante

dos bulones ubicados en sus extremos. Estos irán vinculados con una pieza intermedia que estará soldada a la estructura principal de la máquina. El largo de la superficie cilíndrica del apoyo es de 170mm, 20mm más ancho que el riel más grande utilizado en aplicaciones ferroviarias.

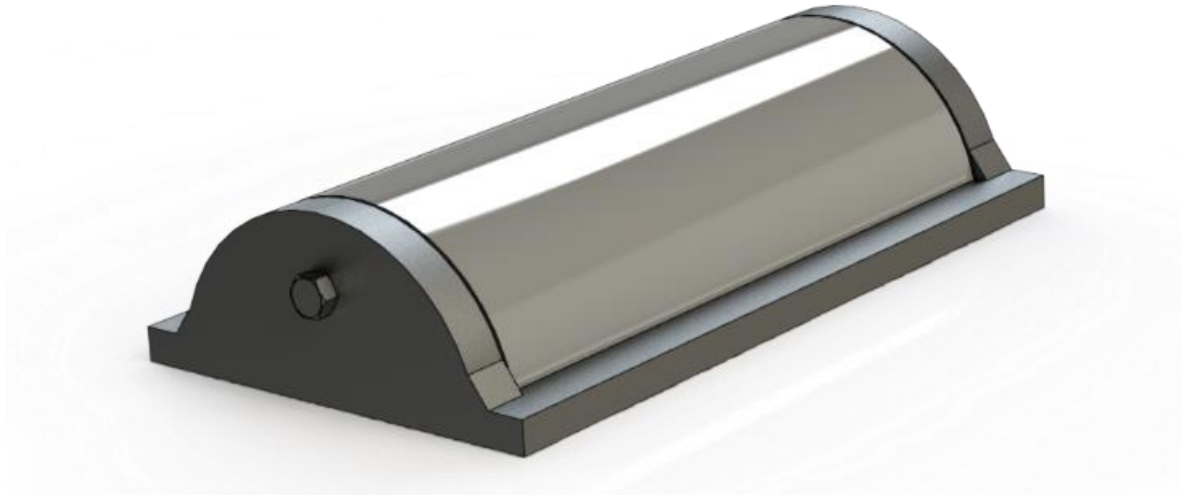


Fig. 35 Apoyo Rieles

Estas piezas estarán montadas sobre un perfil que se vinculará con las columnas de la estructura. Para lograr el perfil de apoyo necesitamos alto momento resistente a la flexión y contamos con poca altura disponible. No es posible cumplir estos objetivos con perfiles normalizados. Entonces, se fueron realizando simulaciones con distintos perfiles conformados con planchuelas para analizar la geometría óptima. Además de la resistencia se tuvieron en cuenta diversos factores, tales como la facilidad de construcción y montaje, sabiendo que el costo que tendrá la producción del mismo será en función de la cantidad y complejidad de las soldaduras, entre otros.

Como material se utiliza acero grado F36 según IRAM-IAS U500-503, que posee como tensión de fluencia mínima 355MPa para espesores menores a 16mm, y 345MPa para espesores entre 16 y 40mm. Se utilizó un factor de cálculo de 1,6 de modo que, a máxima carga, ninguna tensión en la estructura superará los 2200 kg/cm^2 .

Cabe aclarar que además de este factor de seguridad todos los esfuerzos fueron calculados para una carga de trabajo de 200tf que también está sobredimensionada y en un principio nunca será aplicada. De acuerdo con las estimaciones realizadas para los perfiles de mayor tamaño y mayor grado la fuerza necesaria para su rotura es de alrededor de 160tf. Por lo que el factor de cálculo tomado de 1,6 será considerablemente mayor para las fuerzas a la que trabajará la máquina.

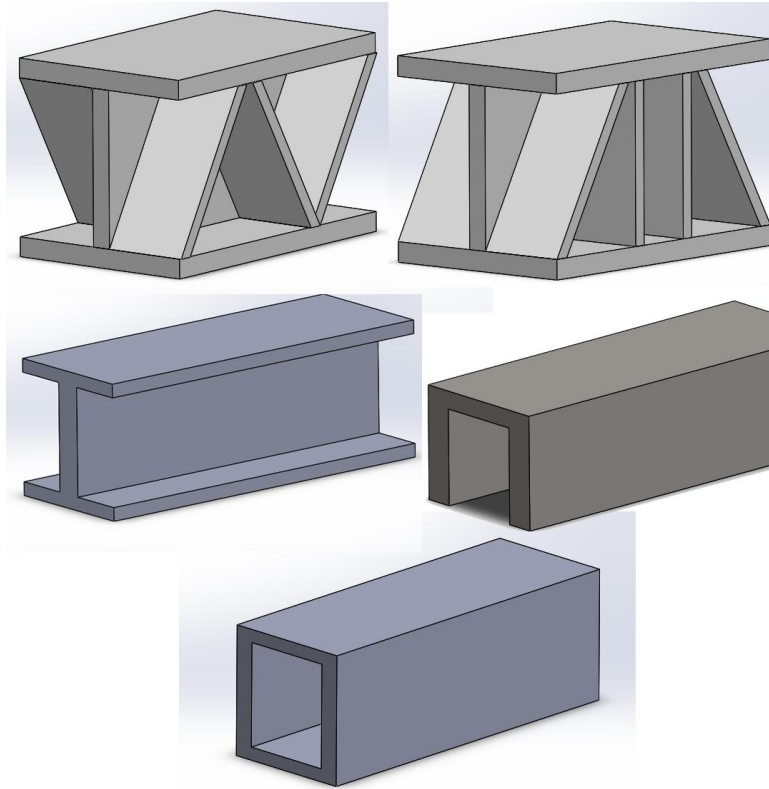


Fig. 36 Distintas opciones analizadas

El perfil utilizado tiene una altura de 101,5mm formado por tramos verticales de 2 ½ por 1" de espesor y planchuelas de 5"x3/4"

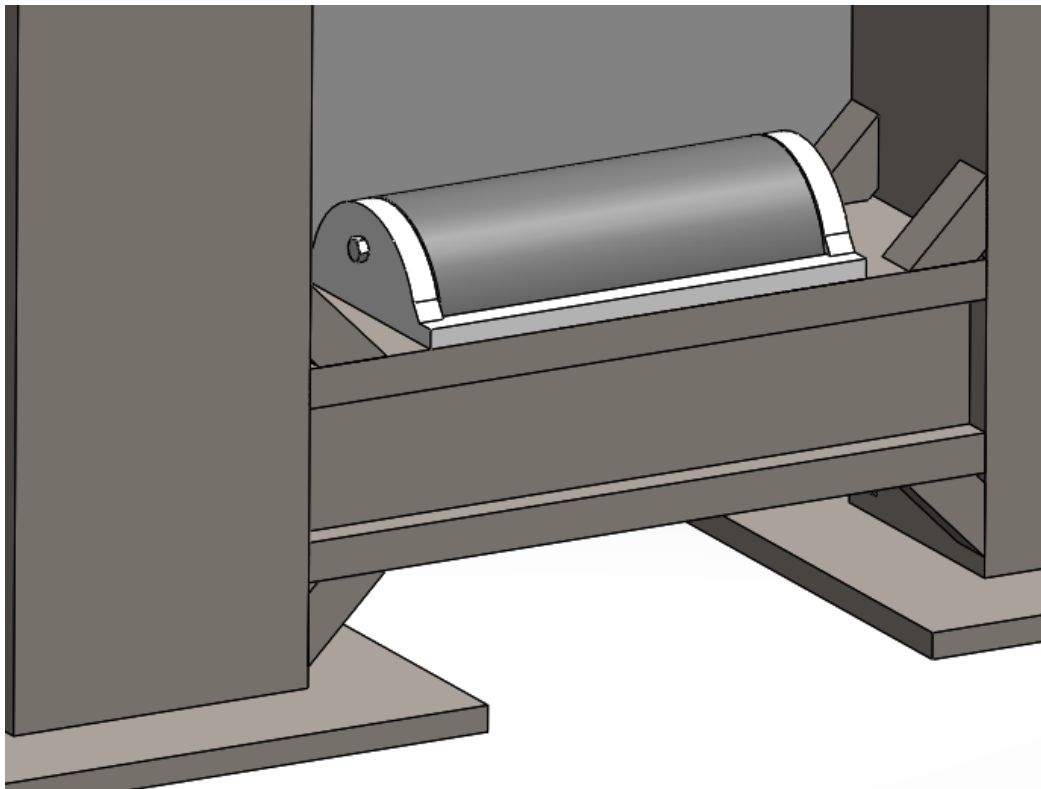


Fig. 37 Apoyo rieles montado en estructura

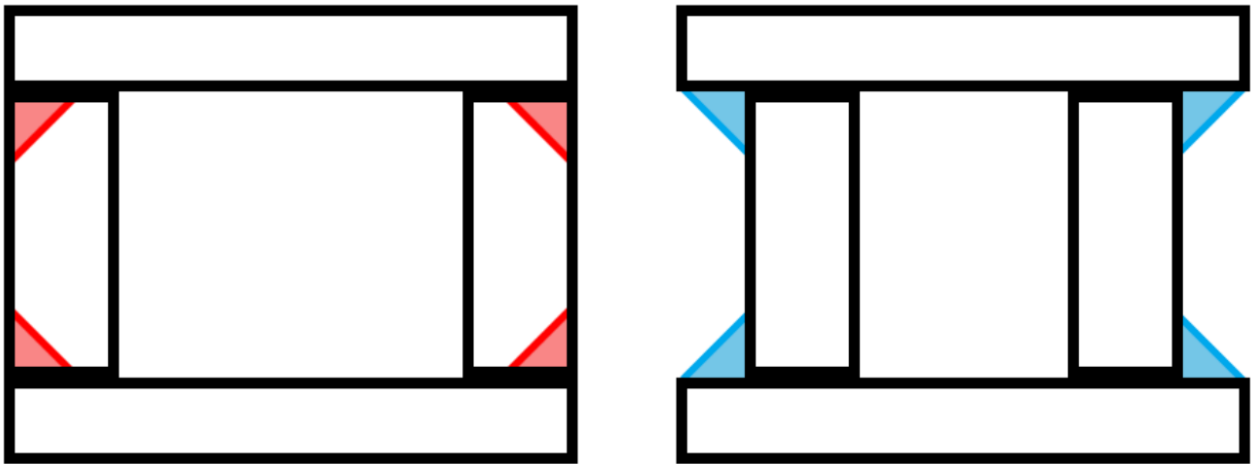


Fig. 38 Configuración perfiles

Un parámetro estudiado fue la distribución de los perfiles. Si se arman generando una forma rectangular (*Rojo en Fig 36*) para realizar la soldadura es necesario desbastar la planchuela para generar el espacio donde ingresa el material de aporte. Considerando que los espesores de este conjunto no son pequeños no es despreciable el costo y tiempo de trabajo que traería asociado esta operación.

Si se desplazan los perfiles verticales hacia el centro (*Azul en la figura*) no es necesario realizar este mecanizado, y las respuestas en cuanto a resistencia son similares ya que el esfuerzo principal al que está sometido esta pieza es a flexión.

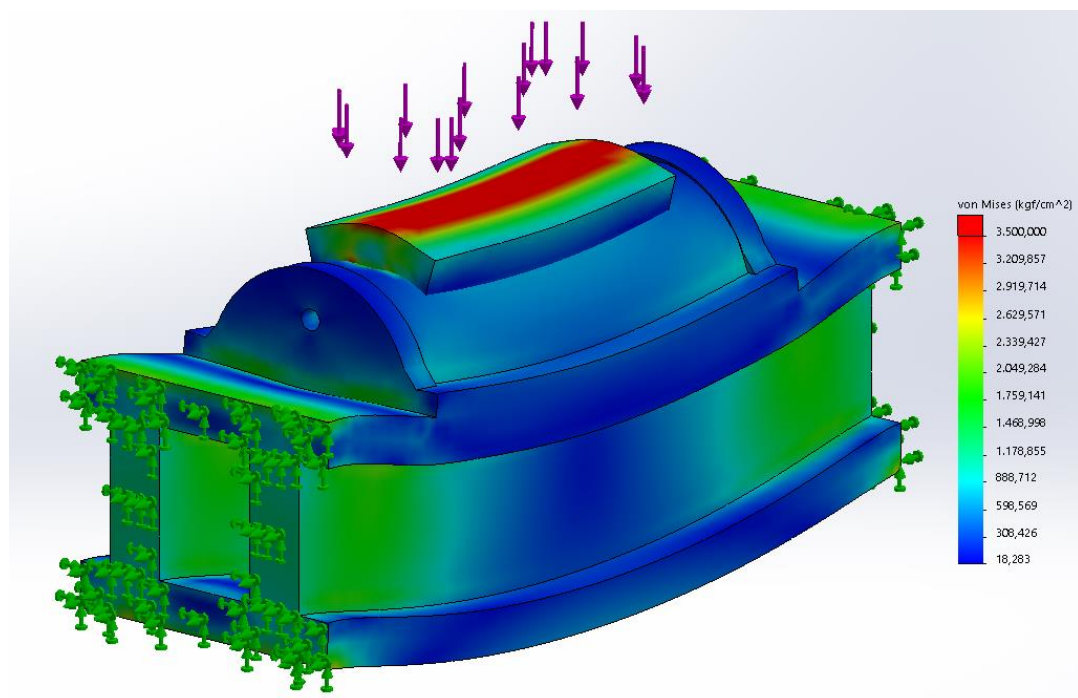


Fig. 39 Simulación perfil apoyo rieles

Como se puede observar en la simulación, los esfuerzos máximos a los que está sometido el perfil es de alrededor de 2100 kg/cm^2 , cumpliendo así con los valores establecidos previamente.

Para este tramo como forma de verificación se realizó además el ensayo de un modelo más simplificado (solo el perfil, sin el apoyo de los rieles) a través del software RISA-2D

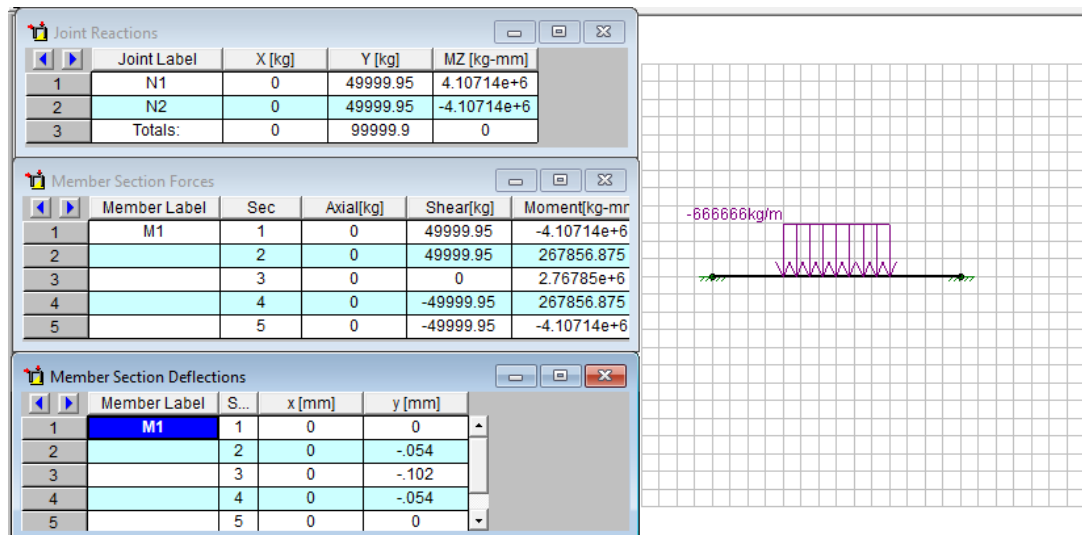


Fig. 40 Cálculo apoyos - RISA-2D

Los resultados de ambas simulaciones guardan relación.

La flecha máxima se ubica en el centro del perfil y es del orden de 0,15mm

Montaje cilindro

Otra de las partes críticas de la máquina es el montaje del cilindro. Esta fue diseñada mediante dos piezas, una torneada que compone la brida y un cuello, y una chapa gruesa de dos pulgadas que será la que se vincula a través de soldaduras con el cuerpo de la máquina. Las dimensiones de estas piezas están en función de la brida que tiene el cilindro escogido. El cuello se estableció con una altura tal que permita realizar la soldadura de unión soldada entre estas piezas. Esta parte de la máquina va a estar particularmente exigida ya que resistirá las 200tf que genera el cilindro hidráulico.

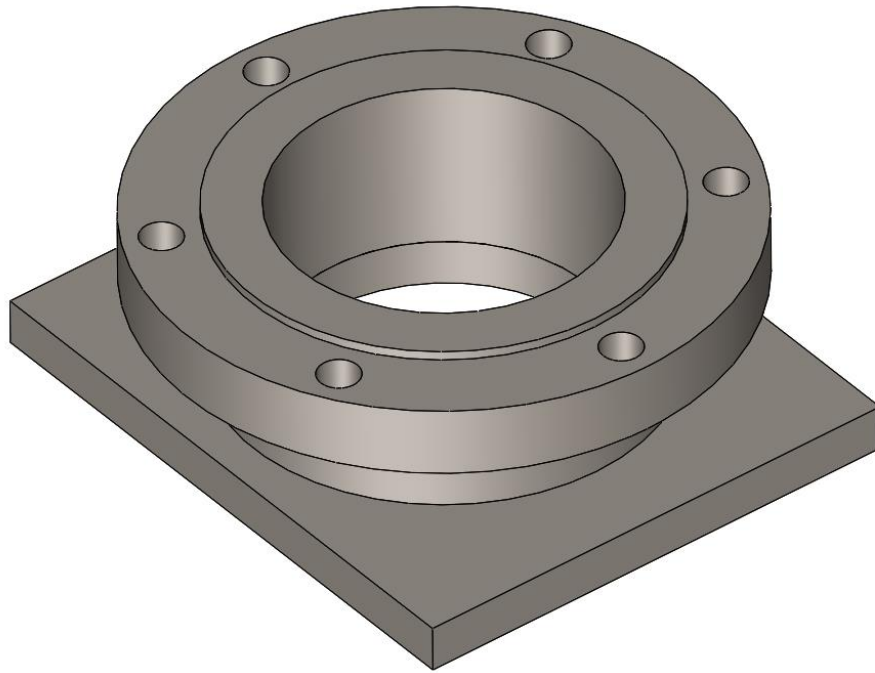


Fig. 41 Brida

También para su dimensionamiento se simuló mediante SolidWorks, arrojando valores aceptables de tensiones máximas y deformaciones.

Para vincular estas partes de la estructura se dimensionaron dos perfiles transversales y las cuatro columnas que vincularían esta brida con los apoyos del riel y se fijaron al piso.

Para el diseño de los transversales hay que tener en cuenta ciertos parámetros. Estos perfiles van a estar sometidos a una gran flexión, y entre estos debe haber un espacio de alrededor 350mm que es el diámetro interior de la brida, por donde pasará el vástago del cilindro. Se pensó primero la alternativa de construirlo a partir de dos perfiles UPN enfrentados, ya que esta configuración tiene mayor momento resistente a la flexión que un IPN de similares características. La dificultad que se encontró con estos es que como ya se mencionó anteriormente se comercializan en acero grado F-24, por lo que la tensión de fluencia está alrededor de 2400 kg/cm^2 .

Los resultados obtenidos con los perfiles armados a partir de UPN220 están muy lejos de ser satisfactorios, arrojando tensiones muy por encima de la de fluencia. Además, se observa una deformación muy grande.

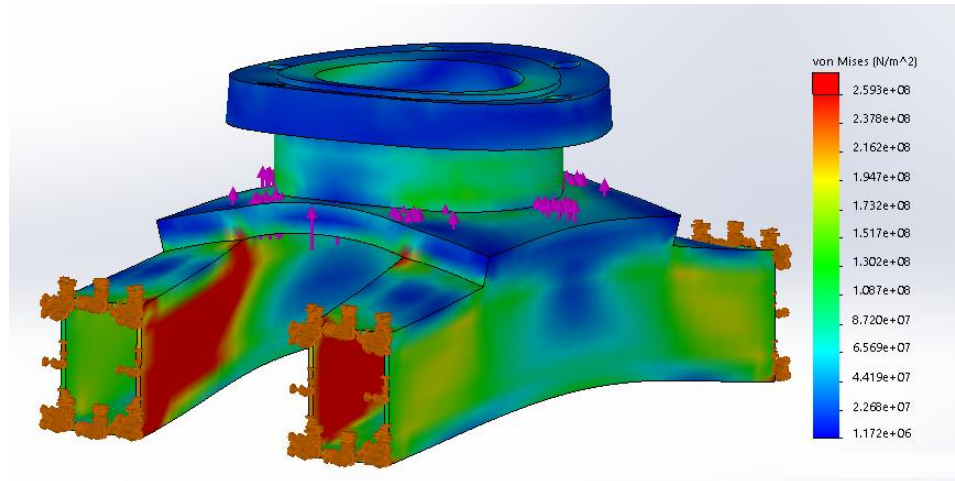


Fig. 42 Simulación con perfiles UPN220

De la misma manera se realizó también la simulación con la estructura armada a partir de perfiles UPN260, aunque en este caso tampoco se respetaba la distancia interior que se mencionó anteriormente, pero de todos modos el ensayo es válido para ver el comportamiento de estos perfiles.

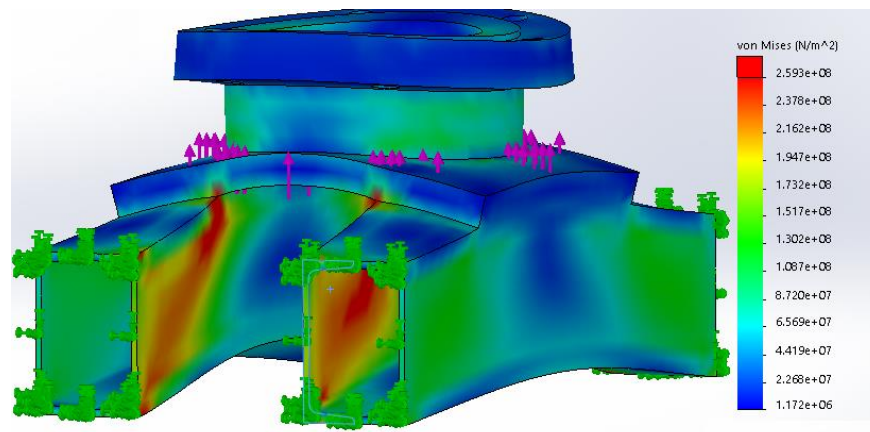


Fig. 43 Simulación con perfiles UPN260

Esta configuración ya es de dimensiones considerables e implicaría incrementar el ancho de la estructura. Se puede ver que las tensiones están lejos de las admisibles, por lo que se desistió de la primera idea de realizar esta parte de la estructura con perfiles normalizados y se deberá construir, como el resto de los tramos, a partir de planchuelas soldadas.

Después de varias pruebas y simulaciones se decidió realizar dicho tramo con perfiles de 6"x1". Dando a un perfil rectangular de base 6" (152,4mm) y una altura de 8" (203,2mm), con un espesor de una pulgada.

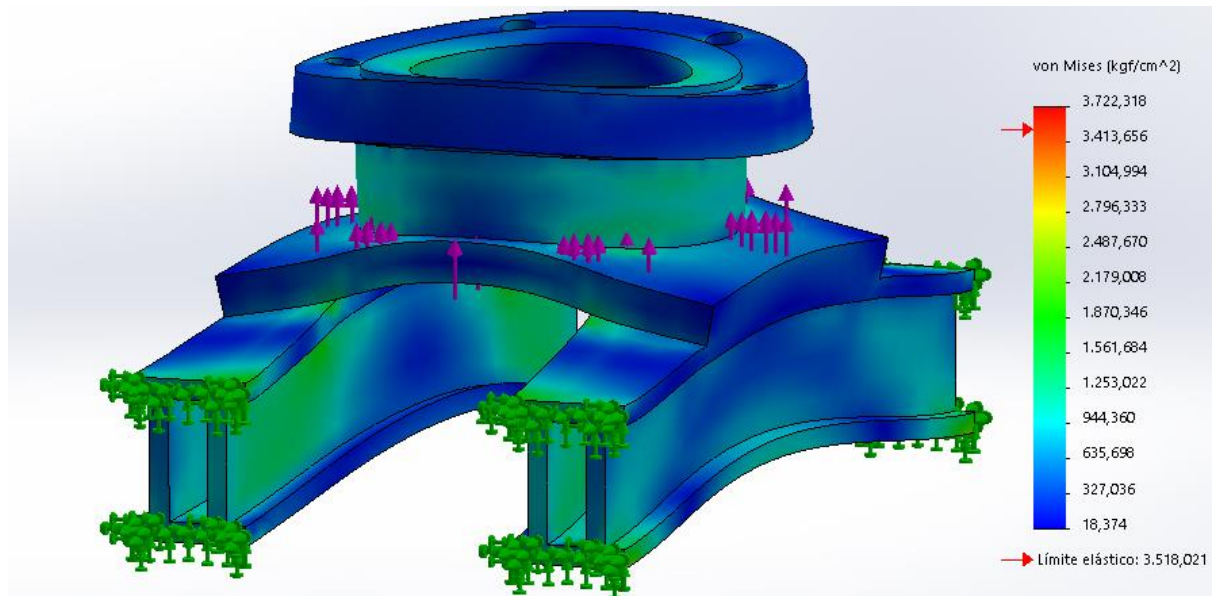


Fig. 44 Simulación con perfiles de 6x8"

Los resultados arrojados son satisfactorios, con tensiones máximas del orden de 2200 kg/cm^2 , lo que nos arroja un factor de cálculo de alrededor de 1,6. El desplazamiento máximo de este conjunto se encuentra en la parte superior de la brida (se consideraron los extremos de los perfiles en estudio como fijos) y es de alrededor de 7 décimas. En la realidad este valor debería ser menor, ya que el perfil no estará sujeto desde los extremos, sino que, soldado durante un tramo de su longitud, lo que generará una menor deformación.

Al igual que con el tramo anterior se planteó desplazar las caras laterales del perfil para facilitar el trabajo de soldadura. Considerando que son necesarios dos de estos perfiles, cada uno requiere 4 soldaduras y el largo es de poco más de 1100mm es considerable el ahorro que se genera con esta modificación.

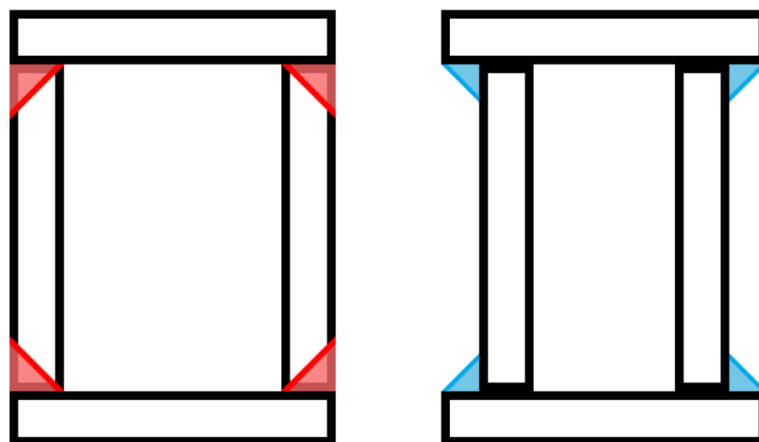


Fig. 45 Configuración de perfiles

Columnas:

La última pieza que nos falta definir de la parte principal de la estructura son las columnas. Para el diseño de estos se plantea que sus dimensiones no deberán ser menores a las de las partes vinculadas a este (tramo apoyo del riel y transversal) con el objetivo de tener la mayor área de soldadura posible.

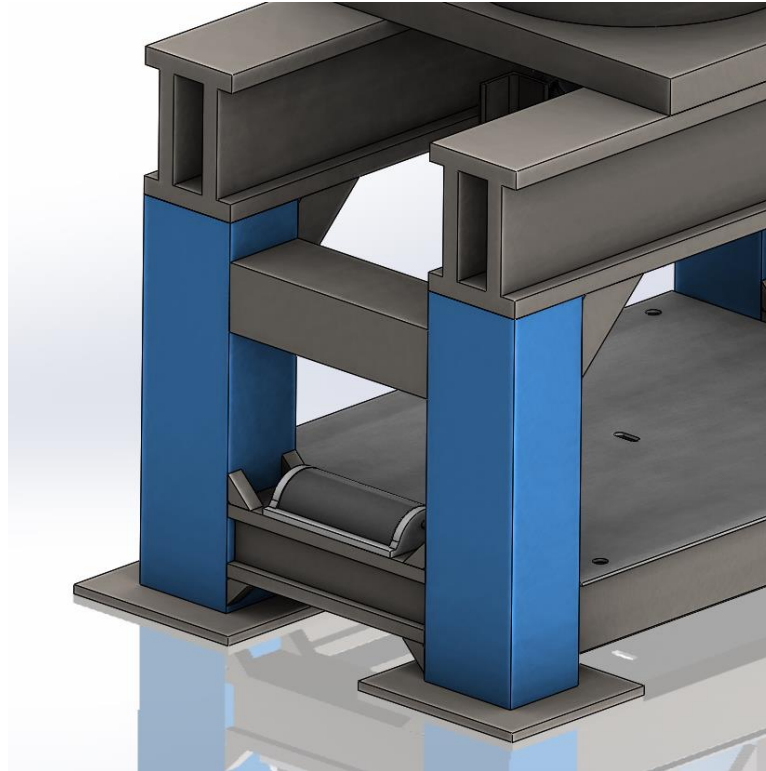


Fig. 46 Columnas a calcular (azul)

Este tramo estará sometido a tracción, mayormente en la sección que comprende entre la unión con el perfil transversal y la unión con el apoyo del riel. Para una primera aproximación se puede considerar que cada columna estará sometida a 50tf, aunque para mejores resultados se debe simular íntegramente el conjunto.

Las dimensiones exteriores son entonces de 152mm y 127mm. Se le dio un espesor de $\frac{1}{2}$ " y respondió satisfactoriamente a las simulaciones así que fue adoptado definitivamente.

La construcción se realizará entonces con planchuelas de 5"x $\frac{1}{2}$ "

Otro de los parámetros a considerar a la hora de diseñar la máquina es la contención del riel. Debido a la rigidez del material y al esfuerzo al que se ve sometido ante la rotura este puede responder liberando energía de manera muy rápida saliendo cada tramo con una gran velocidad. Es necesario entonces diseñar contensiones para no solo contener estos impactos sino también para limitar el movimiento del riel para que no genere daños a los elementos de la máquina.

Para esto se diseñó una protección ubicada a la altura de los apoyos y alrededor de 14mm por encima del riel, para el perfil más grande (60E1)



Fig. 47 Corte - Protección por encima del riel (azul)

El perfil está compuesto por una cara inferior de $\frac{1}{2}$ " de espesor y con un largo de 5", y se complementa con planchuelas de $\frac{1}{4}$ ", formando una altura de 95,3mm.

La sección de mayor espesor está justamente donde se espera que impacte el riel en caso de una ruptura violenta. Dejando tan poco espacio libre entre el riel y esta protección se reduce el giro que puede producir los trozos, no dejando que se acerquen hacia la parte superior de la máquina.

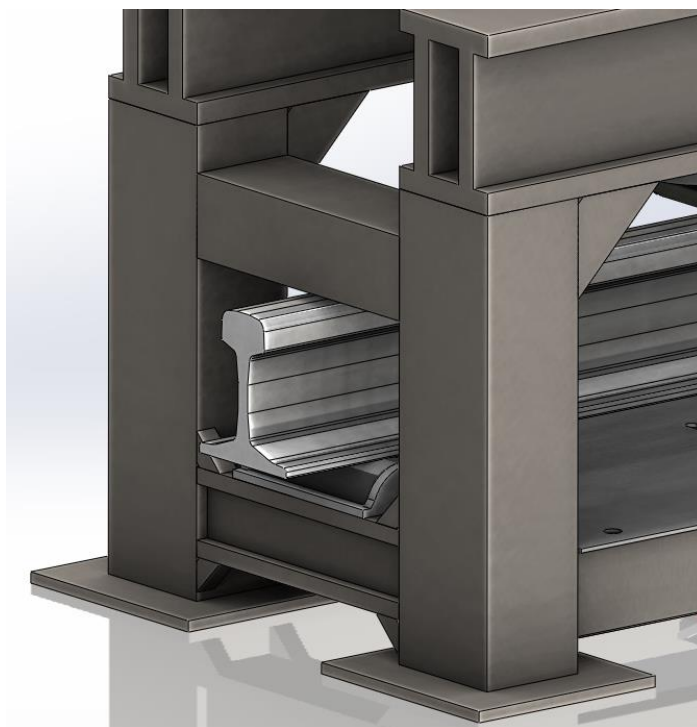


Fig. 48 Protección sobre riel

También esto aporta como ventaja una mayor rigidez estructural en toda la máquina.

Luego de varias simulaciones se agregaron refuerzos en la unión entre las columnas y perfiles transversales. Estos tienen como objetivo lograr una mejor distribución de tensiones en la zona, a la vez que también reducen significativamente la flecha en el tramo superior y también agregan más área de soldadura a dicha unión. Estos refuerzos están constituidos a partir de planchuelas de 3" x ¾"

Para fijar la máquina al piso se colocaron debajo de cada columna trozos de chapa de ½" de espesor sobre la cual se colocarán 4 bulones que vincularán estas bases con la fundación a realizar.

Piso

Siguiendo con las contenciones otro de las partes fundamentales es el piso de la máquina. Este es bastante simple, aunque también debe soportar grandes fuerzas de impacto posteriores a la rotura del riel. Para esto se escogió una chapa gruesa de 3/16". El montaje de esta se realiza mediante bulones ubicados en sus 4 esquinas, esto tiene como objetivo poder eventualmente reemplazarla ya que es una de las piezas que estará más sometida a grandes impactos y posibles roturas. Estos bulones fijaran la chapa a unos perfiles C conformados 100x50x20 de espesor 2,5mm, que están vinculados con las cuatro columnas de la máquina.

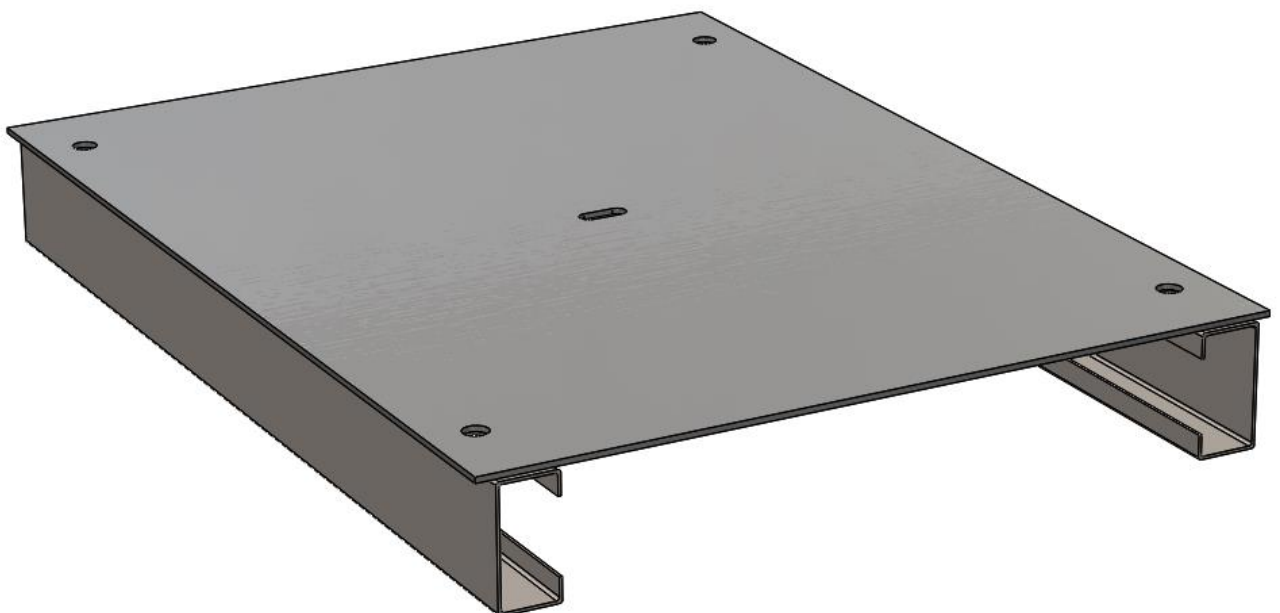


Fig. 49 Conjunto piso



Fig. 50 Estructura

Análisis de tensiones:

Con la estructura definida se procedió a simular el conjunto. Cabe aclarar que en estos análisis no se calculan las soldaduras, sino que el software considera las uniones como continuidad de material, por lo que esto se deberá calcular en otro apartado.

Para las simulaciones se realizaron ciertas simplificaciones, en vez de colocar el cilindro hidráulico se aplicó una fuerza sobre la cara inferior de la brida, de la misma manera que sucedería con el cilindro en su posición. Por otra parte, y con motivo únicamente de facilitar el computo en vez de colocar el riel se colocaron dos tramos pequeños del patín sobre los apoyos. A cada uno de estos se les aplicó 100tf.

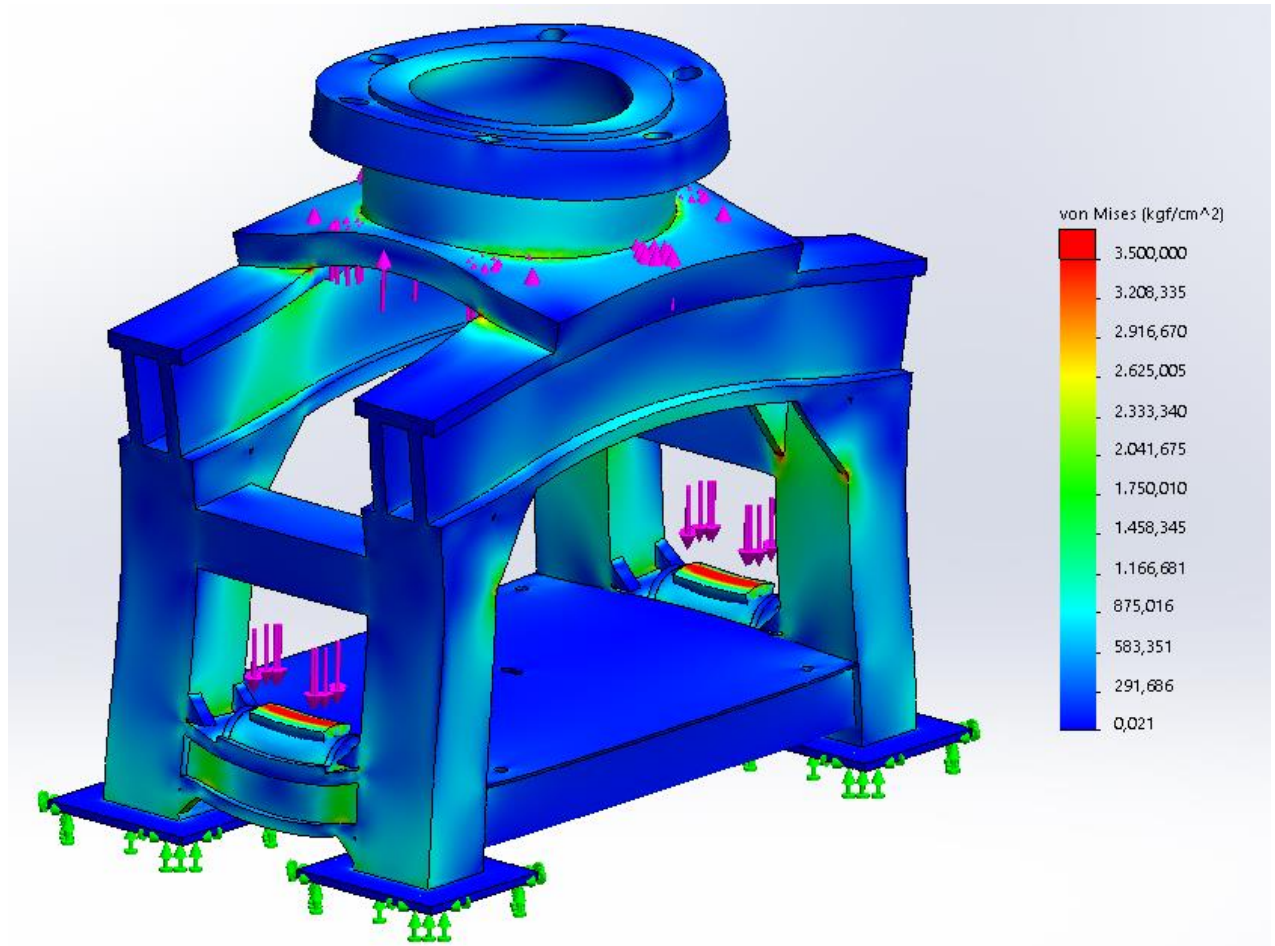


Fig. 51 Análisis de tensiones sobre la estructura

El resultado de tensiones es el esperado según las simulaciones parciales que se fueron realizando. En esta simulación también se evaluó el comportamiento de las columnas que había quedado pendiente ya que era dificultoso su análisis de forma solitaria, las mismas responden bien y verifican para los valores de esfuerzos establecidos como máximos. En general las tensiones no superan los $2200 \frac{kg}{cm^2}$ que fue lo que se planteó para así tener un grado de seguridad. También se puede ver que hay partes que prácticamente no aportan a la resistencia de la estructura, como el subconjunto del piso.

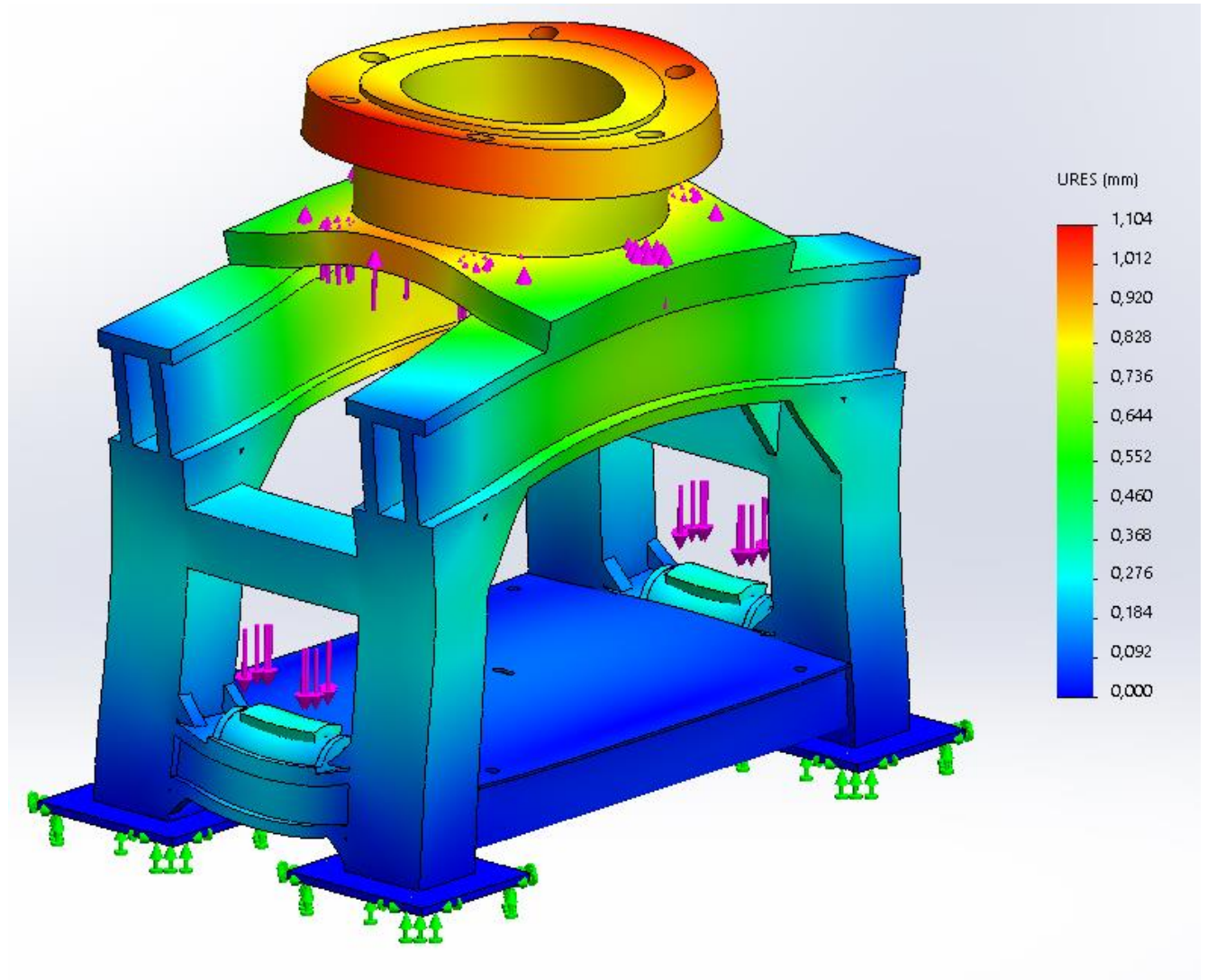


Fig. 52 Análisis de deformación sobre la estructura

Las deformaciones también guardan relación con lo esperado, se puede observar que el valor más alto está alrededor del milímetro, aunque esta brida va a tener su rigidez aumentada cuando entre en contacto con la misma del cilindro hidráulico. El desplazamiento que va a tener el cilindro montado se puede estimar en alrededor de 7 décimas. Considerando que los apoyos del riel se desplazan alrededor de 2,5 décimas en el sentido opuesto el desplazamiento relativo entre el riel y el cilindro hidráulico será de poco menos de un milímetro en las condiciones máximas de diseño de la máquina.

Punzón

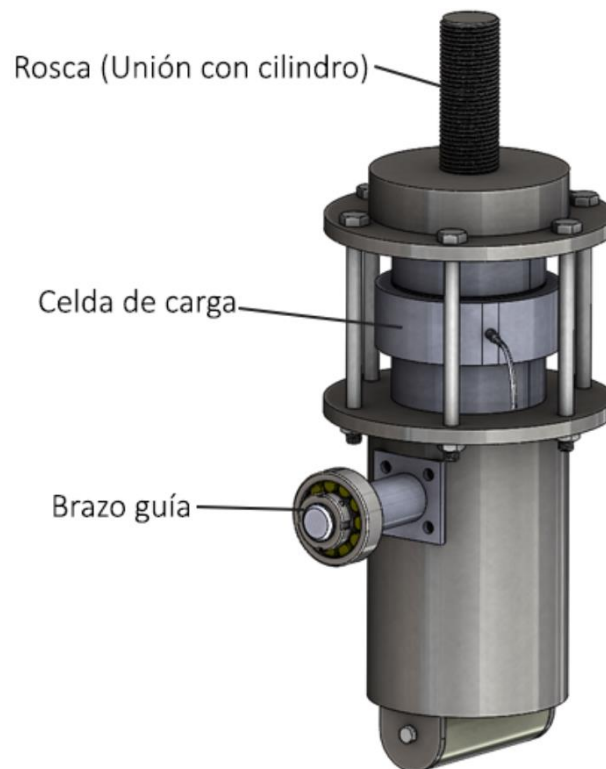


Fig. 53 Punzón

El punzón está compuesto por dos partes que se unirán mediante 6 bulones M10. Esta unión se realiza dejando empaquetada la celda de carga con sus respectivos discos inductores.

La unión abulonada no deberá resistir demasiados esfuerzos ya que este tramo estará sometido a compresión durante el ensayo, solo deberá sostener el punzón cuando este no esté en contacto con el riel. Un detalle a tener en cuenta es que para permitir que la celda de carga se comprima libremente se deja un juego entre el bulón y los agujeros de las bridas.

La parte superior de este conjunto contiene la rosca con la cual se vinculará el conjunto al vástago del cilindro hidráulico.

La parte inferior contiene el montaje para la cuña que ejerce la fuerza sobre el riel. Esta cuña es generada a partir de un cilindro de un metal duro que no es soldable, por lo tanto, se vincula mediante dos bulones en sus extremos. Esto también facilita el eventual recambio, ya que esta pieza va a ser que está sometida a mayor esfuerzo.

La parte inferior del punzón también tiene sobre uno de sus laterales el montaje para el carro de la guía vertical. Este consiste en un pequeño fresado con 4 perforaciones roscadas para tornillos M8.

Para asegurar el centrado de la celda de carga e impedir el movimiento de la misma las dos piezas que conforman el punzón tienen un tramo cilíndrico que ingresa dentro de los discos de aplicación de carga.

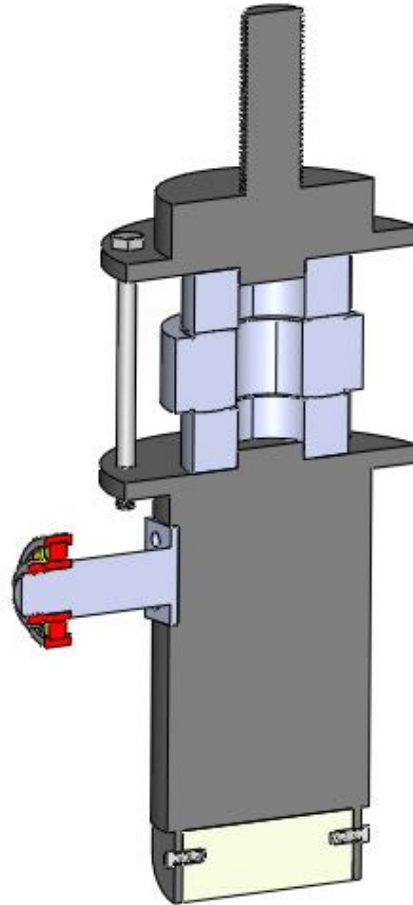


Fig. 54 Corte - Conjunto punzón

La colocación de una guía responde a que debido a que este conjunto se rosca sobre el cilindro hidráulico no hay nada más la fuerza de apriete de la rosca que limite el giro de todo el conjunto, existiendo la posibilidad de que la cuña que ejerce la fuerza rote y no quede perpendicular al eje del riel, como es solicitado para el ensayo.

En principio no aparece una fuerza que genere este movimiento, así que no es sencillo estimar el momento para el cual debe ser calculada la guía.

También es favorable permitirle un pequeño giro para que se “acomode” sobre el riel y no trabaje ejerciendo demasiada fuerza sobre la guía. La norma no define el grado de perpendicularidad que debe existir entre el riel y el punzón, por lo que se estableció una rotación admisible de 1° .

Para lograr esto se diseñó un brazo que parte desde el cuerpo del punzón y que en su extremo posee un rodamiento que ante un giro mayor al admisible se apoyará sobre el perfil montado sobre la estructura.

Como solución en un primer momento se había pensado en una guía lineal, pero estas limitan mucho más el movimiento y no sólo en el sentido buscado, además requieren mayor precisión de todo el conjunto para su montaje, y el momento de giro que podían resistir es considerablemente menor respecto al sistema escogido, ante similares dimensiones.

Debido a que la naturaleza de la carga que recibe el rodamiento es puramente radial se escogió uno de tipo de rodillos. Puntualmente un SKF NU 305 ECP, que posee un diámetro interno de 25mm y exterior de 62mm. Su capacidad de carga estática es de 36,5 kN, lo que implica un momento de giro del punzón de alrededor de 5 kNm. El análisis se hace con los valores de carga estática ya que la velocidad de aplicación de esta será de forma lenta y no violenta.

Para asegurar axialmente el rodamiento se utiliza una tuerca de fijación SKF KMFE5, correspondiente a este diámetro. Se seleccionó una tuerca de este tipo ya que no requiere canal de chavetero y simplifica el mecanizado del eje.

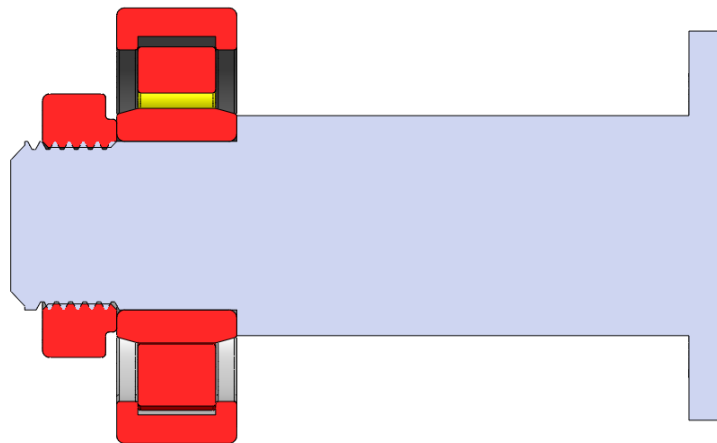


Fig. 55 Corte - Brazo guía

Teniendo en cuenta el giro admisible establecido, el largo del brazo y el rodamiento escogido, la guía deberá tener 2,53 mm libres de cada lado, es decir, si el diámetro exterior del rodamiento es de 62 mm, la guía deberá ser de 67 mm.

Para facilitar su construcción estas guías son creadas a partir de perfiles normalizados L de 2 ½ x ¼" colocados según se muestra en la figura y fijadas mediante soldaduras a la estructura. El largo de estas deberá ser de la carrera del cilindro (100mm) más un margen, por lo que se definió 180mm de longitud para estos tramos.

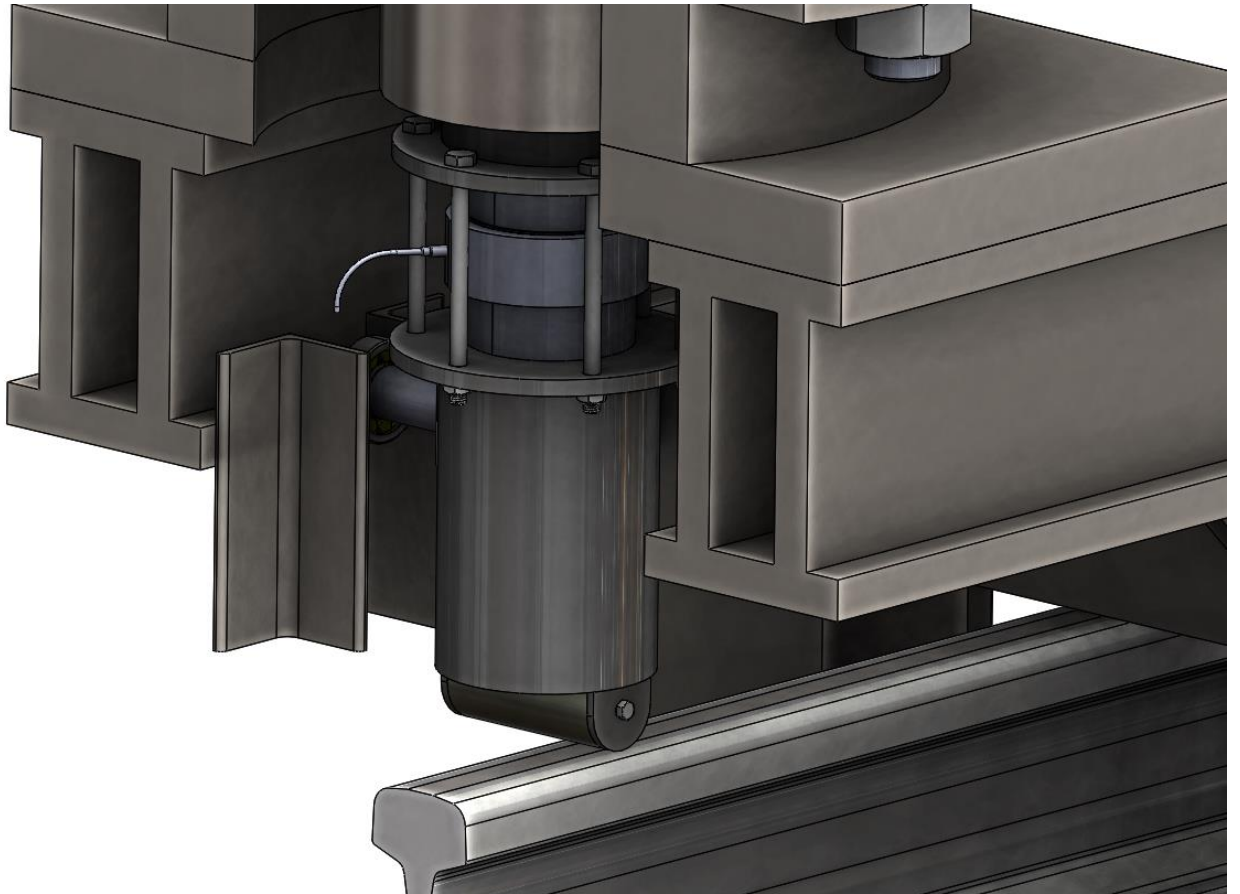


Fig. 56 Corte - Montaje guía

Capítulo 5

Soldaduras:

En este apartado se siguieron los lineamientos planteados en *Shigley* para soldaduras.

Comenzaremos analizando una de las partes más solicitadas de la máquina, la unión de los apoyos del riel con la estructura.

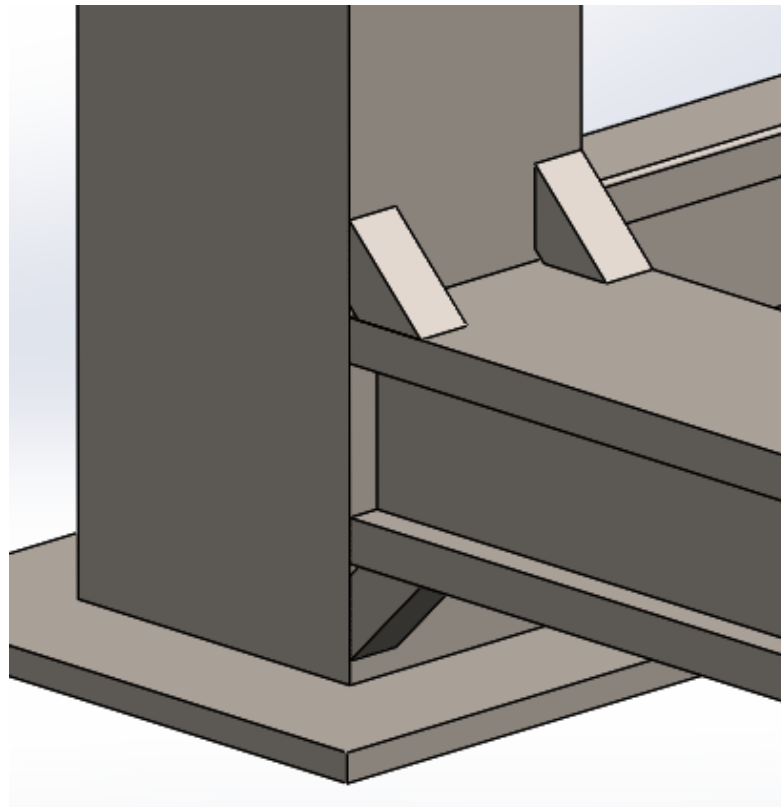


Fig. 57 Unión apoyo de riel - Columna

Fig.x.x Unión apoyo de riel - Columna

Estos apoyos son unas de las partes más solicitadas de la estructura. Debido a la magnitud de los esfuerzos y las limitaciones del área de soldadura dadas por la geometría del perfil se agregaron planchuelas de 1" de espesor y alrededor de 35mm de lado como refuerzo con fin de sumar área de soldadura a la unión. Hay que prestar particular atención al tamaño de este refuerzo, ya que a medida que lo agrandamos tendremos más área disponible para soldadura, pero a la vez la tensión provocada por la flexión es directamente proporcional a la distancia hacia el centro del perfil, es decir que mientras más agrandemos el refuerzo, mayor será la tensión a la que este estará sometido.

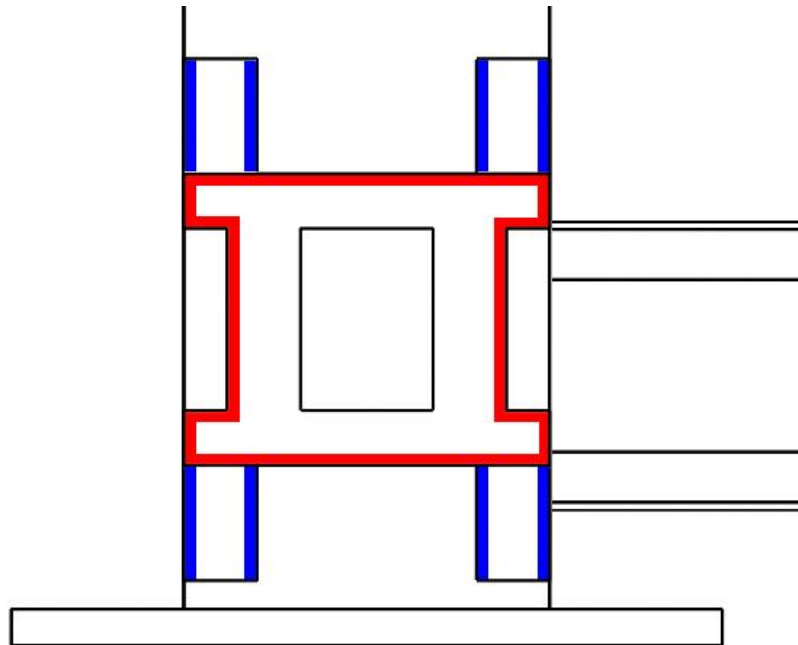


Fig. 58 Cordones de soldadura planteados

El tipo de soldadura a realizar es de penetración de junta parcial, basado en recomendaciones de AISC. Este tipo de soldaduras se recomiendan para espesores mayores a $\frac{3}{4}$ ". Llevan mayor trabajo de preparación de la zona y requieren generar un desbaste sobre el perfil con un ángulo de alrededor de 45° , pero nos brindan mayor resistencia para una misma área de soldadura.

Los espesores de soldadura establecidos son de $\frac{3}{4}$ " para los cordones que se realizan sobre el perfil (marcado en rojo en la figura) y $\frac{1}{2}$ " para los refuerzos (azul en la figura).

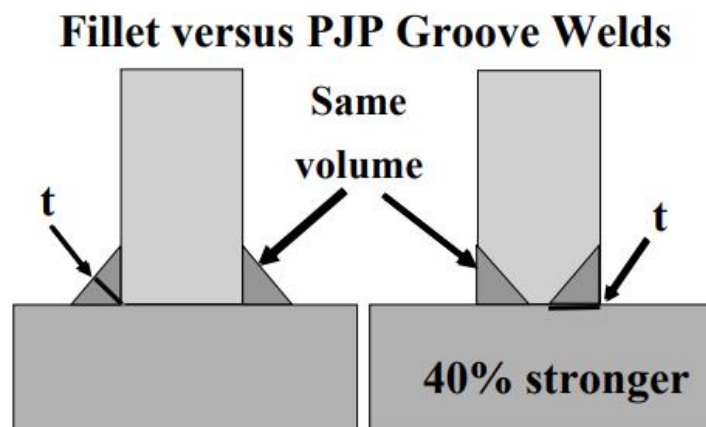


Fig. 59 Comparación soldadura filete vs penetración parcial

El esfuerzo en el perfil es generado por el riel, se puede plantear como una carga distribuida centrada. Para el cálculo de la soldadura se siguieron los lineamientos planteados en el Shigley para este tipo de esfuerzos. Los cálculos se realizaron para un solo lado del perfil de apoyo, debido a que es simétrico aplica para ambas caras, y también para ambos apoyos.

Para determinar el esfuerzo sobre la soldadura se plantea hallar una tensión equivalente, que es compuesta por una tensión producida por los esfuerzos de corte y por otra resultante del momento flector recibido.

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{\frac{1}{2}}$$

Siendo F la reacción debida a esfuerzos de corte en el apoyo, τ' se refiere a los esfuerzos producidos por esta

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

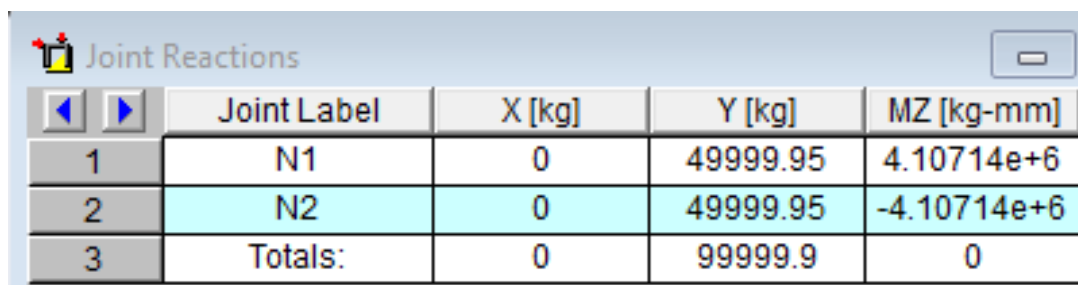
Y siendo τ'' los esfuerzos generados en la soldadura por el momento flector.

$$\tau'' = \frac{M \cdot c}{I}$$

Los momentos de inercia fueron calculados en AutoCAD.

Entonces, los momentos de inercia de la soldadura será: $I = 2609,5 \text{cm}^4$

Para el planteo a carga máxima, con el cilindro provocando 200tf, se planteó cada apoyo con 100000kg. Los valores utilizados fueron obtenidos a través de la simulación con RISA-2D



	Joint Label	X [kg]	Y [kg]	MZ [kg-mm]
1	N1	0	49999.95	4.10714e+6
2	N2	0	49999.95	-4.10714e+6
3	Totals:	0	99999.9	0

Fig. 60 Resultados simulación unión - RISA-2D

El perfil utilizado es de 4" de alto, por 5" de ancho, con un grosor de 1".

Planteando un cordón de $\frac{3}{4}$ "

$$\tau' = \frac{V}{A} = \frac{50000kg}{1,905cm(12,7 + 10,16)cm * 2 + 1,27cm * 3,5cm * 8} = 407,65 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau'' = \frac{M * c}{I} = \frac{410714kgcm * 9,08cm}{2609,5 \text{ cm}^4} = 1429,12 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{\frac{1}{2}} = 1486,12 \text{ kg/cm}^2$$

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Tensión	A tope	0.60S _y	1.67
Aplastamiento	A tope	0.90S _y	1.11
Flexión	A tope	0.60-0.66S _y	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	0.60S _y	1.67
Cortante	A tope o de filete	0.30S _w [†]	

Tabla 8 Esfuerzos admisibles para distintos tipos de solicitaciones

Considerando que el tipo de carga ejercido sobre la soldadura es de corte el esfuerzo admisible sobre el material será de $0,3 * S_{ut}$

$$\text{Entonces, } S_{utReq} = 1486,12 \text{ kg/cm}^2 * \frac{1}{0,3} = 4954 \text{ kg/cm}^2$$

Si analizamos las tensiones aplicadas a la soldadura, una porción de esta se debe a corte, mientras que la otra es generada por flexión (a lo que le corresponde un esfuerzo permisible de 0,6 S). Considerando toda la tensión generada como corte vamos a estar sobredimensionando la soldadura y teniendo algún margen de seguridad.

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Tabla 9 Resistencia de electrodos según grado

Por lo que con un electrodo serie E80xx según norma AWS se cumplirán los requisitos ($551 \text{ Mpa} = 5608 \text{ kg/cm}^2$)

Mientras que con uno de la serie E90xx tendremos ($620 \text{ Mpa} = 6322 \text{ kg/cm}^2$), casi un 30% de margen por encima de lo requerido.

Otra de las secciones críticas es la unión entre las columnas y las vigas transversales

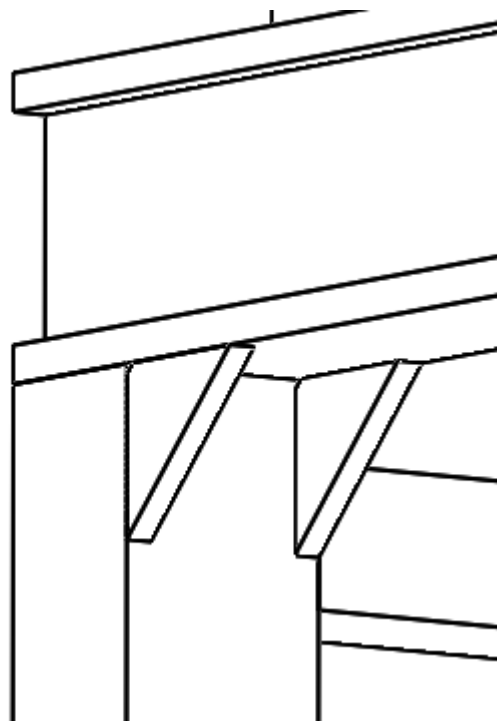


Fig. 61 Unión a diseñar

El área de soldadura disponible será en este caso la unión entre los perfiles y también se suma la sección generada por los refuerzos que en este caso no son colocados con función de aumentar el área de soldadura, sino que responden a otras cuestiones estructurales, sin embargo, también se utilizarán para optimizar la soldadura a realizar.

El esfuerzo sobre los cordones de soldadura es de tracción. Se consideró que la unión está sometida puramente a tracción, despreciando la flexión que se provoca sobre el perfil superior que provocaría que la distribución de tensiones sobre la soldadura no sea constante. Esta simplificación se realizó debido a la complejidad del cálculo y que gracias al gran momento de inercia del perfil el efecto no es significativo. De todos modos, esto se tendrá en cuenta a la hora de establecer el coeficiente de cálculo de la unión.

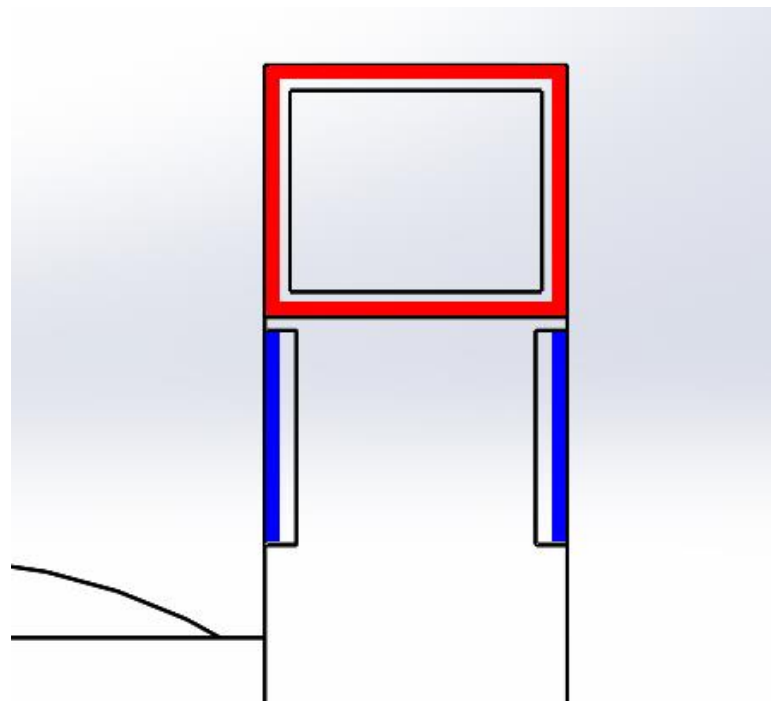


Fig. 62 Cordones de soldadura planteados

Siguiendo con lo analizado para la unión anterior todos los cordones serán realizados mediante penetración parcial de junta.

Planteando un cordón con un cateto de $\frac{1}{4}$ " el área de soldadura será el siguiente:

$$A = 0,635m * [(12,7 + 15,24)2 + 10,76 * 2] = 49,15cm^2$$

El cilindro genera una carga de 200tf a la estructura, teniendo 4 columnas iguales cada una deberá resistir en condiciones máximas 50tf.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{50000kg}{49,15cm^2} = 1017,3 kg/cm^2$$

De la tabla 9 vemos que para este tipo de sollicitación el esfuerzo permisible es de $0,6 S_y$, por lo que con un electrodo de la serie AWS E80xx como los usados para la unión anterior:

$$\tau_{adm} = 0,6 * 4711 kg/cm^2 = 2826,5 kg/cm^2$$

Por lo que contaremos con un factor de seguridad de aproximadamente 2,8.

Otra de las partes a analizar es la unión entre la brida que sostendrá al cilindro y el resto de la estructura. Como se mencionó antes esta brida está compuesta por dos partes y se deberá estudiar la soldadura de ambas.

Por un lado, tenemos la unión entre la chapa gruesa y los perfiles longitudinales.

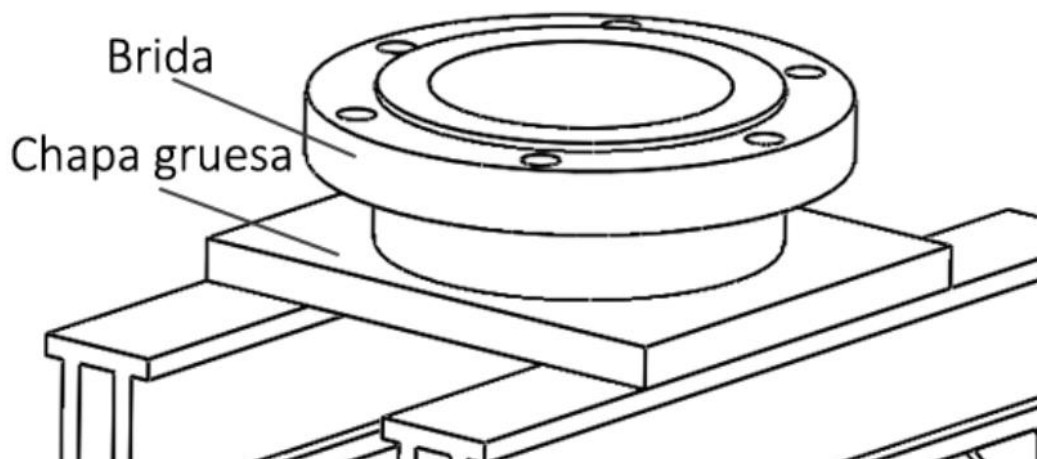


Fig. 63 Unión a analizar

Fig.x.x Unión a analizar

En este caso la soldadura se realizará por todo el largo de la chapa gruesa que tiene 550mm de longitud. Se realizarán 4 cordones longitudinales y también 4 más cortos perpendiculares.

Planteando una soldadura de $\frac{1}{4}$ " y 4 cordones, formando un perímetro de soldadura de 2808mm el área resistente de la soldadura será $267,4cm^2$

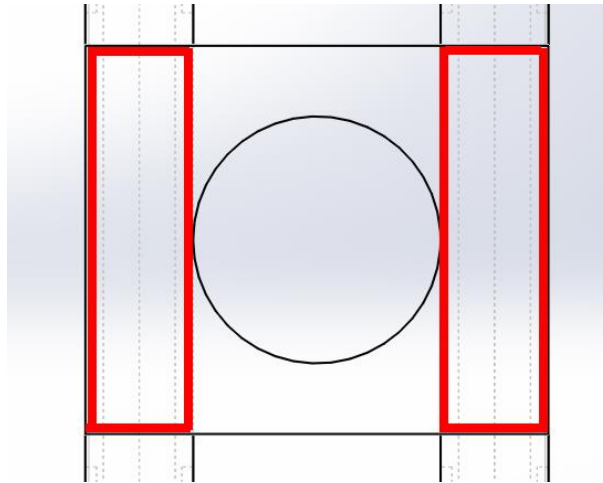


Fig. 64 Cordones planteados

La placa está sometida a la fuerza ejercida por el cilindro (200tf) y la carga sobre la soldadura será de tracción.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{200000kg}{267,4cm^2} = 748 \text{ kg/cm}^2$$

De mismo modo que en el caso anterior, la τ_{adm} del material de aporte será de $2826,5 \text{ kg/cm}^2$ por lo que la unión verifica holgadamente.

La otra parte de este subconjunto es la unión entre esta chapa gruesa y la parte cilíndrica. El diámetro interior de esta pieza es de 350mm, por lo que no es fácil realizar la soldadura por el perímetro interno. Por esto, se planteó una sola soldadura alrededor del perímetro exterior del cilindro de diámetro 470mm.

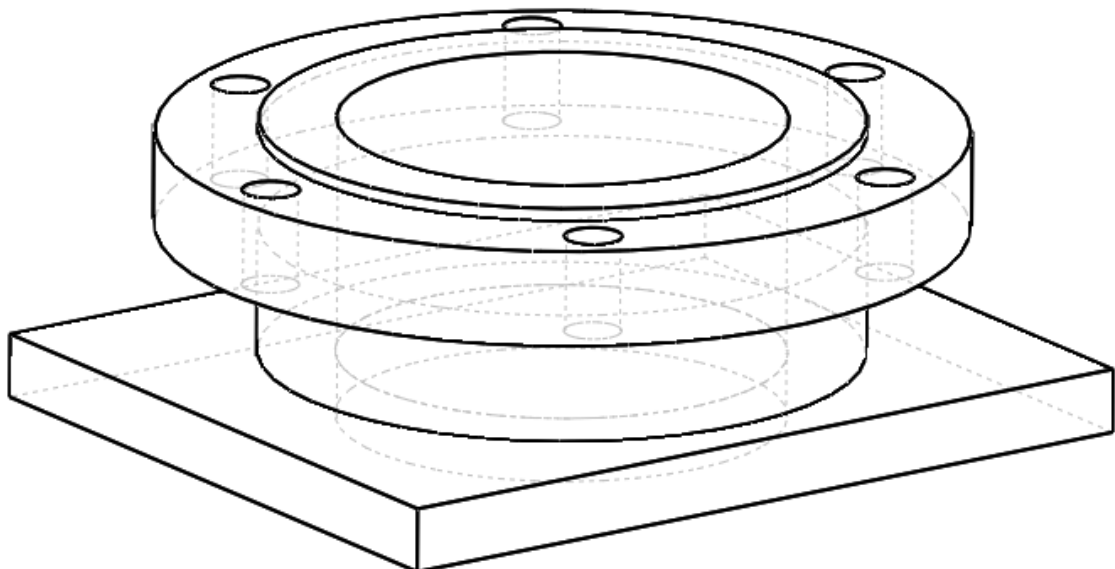


Fig. 65 Piezas a unir

Se planteó un cordón de ½" de lado con penetración parcial de junta.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{200000kg}{187,52cm^2} = 1066,5 \text{ kg/cm}^2$$

Como ya dijimos antes, la tensión admisible para esfuerzos de tracción es de $2826,5 \text{ kg/cm}^2$, por lo que la soldadura planteada verifica con un factor de seguridad de alrededor de 2,7.

Soldadura de perfiles:

Por otra parte, otras soldaduras a realizar son las *internas* de cada perfil, ya que están armados a partir de planchuelas. Debido a la complejidad del cálculo de estas y también a la criticidad de estas se decidió que estas soldaduras sean con un espesor crítico o de garganta igual al espesor del perfil y con penetración total de junta (CJP), a excepción de los tramos de apoyo de riel y perfiles longitudinales que en el capítulo 3 se describe el tipo de soldadura a realizar.

A modo de resumen se incluye una tabla con las distancias y espesores de soldaduras a realizar para construcción de la máquina.

	Columna1	1/4"	1/2"	15mm	3/4"	1"
Armado perfiles	Long					9016
	Columnas		8569,6			
	Apoyo riel			2800		
	Protec arriba riel	2800				
Uniones	Apoyo riel		560		914,4	
	Columnas/Long	3108,8				
	Apoyo brida	2808				
	Brida/Base		1476			
	Otras	1000				
TOTAL	9716,8	10605,6	2800	914,4	9016	

longitudes en mm

Tabla 10 Resumen de soldaduras por espesor

Capítulo 6

Protecciones

Como ya se mencionó anteriormente es necesario contar con contenciones tal que no permitan la salida de los trozos del riel una vez producida la falla. Para esto se colocarán protecciones tanto en los laterales como en los extremos.

Uno de las premisas para el diseño de estas es que sean fácilmente reemplazables. Son unas de las piezas que van a estar sometidas a grandes esfuerzos y eventuales roturas. Por esto, se decidió montarlas a través de uniones abulonadas o mediante bisagras.

Para los laterales se decidió de un lado colocar una protección tal que permita el acceso dentro de la máquina de forma sencilla para así poder extraer el riel una vez finalizado el ensayo. Se diseñó entonces un sistema de dos puertas compuestas por un marco realizado a partir de perfiles rectangulares 70x30x2,5 montado a la estructura mediante bisagras. En el interior de estos se colocará una chapa perforada de espesor $\frac{1}{4}$ ".

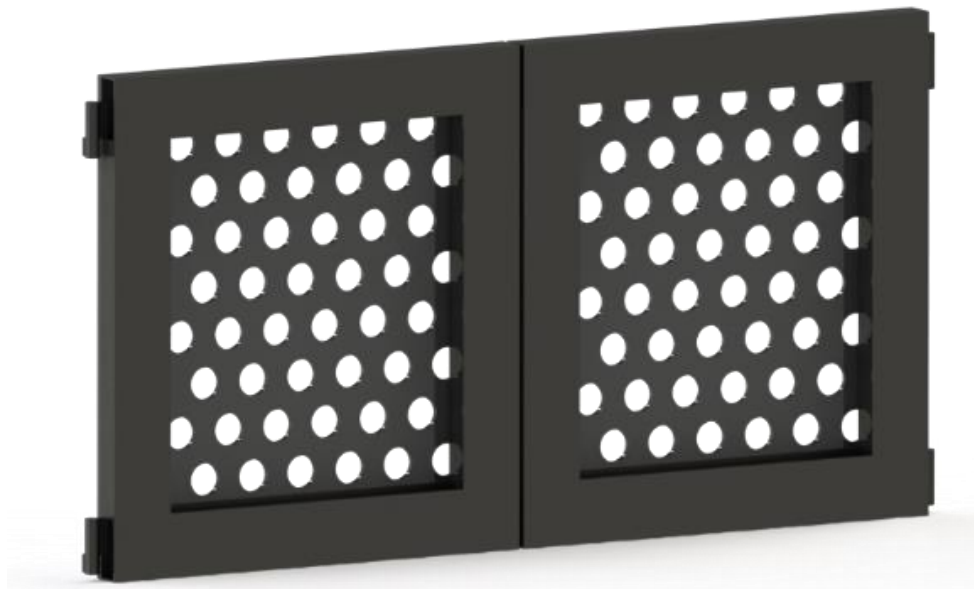


Fig. 66 Puertas protección

Del otro lateral se colocará una sola pieza de las mismas características que cubrirá el total de este lado y será fijada a la estructura mediante bulones. La chapa perforada se vinculará en ambos casos a los marcos mediante soldaduras.

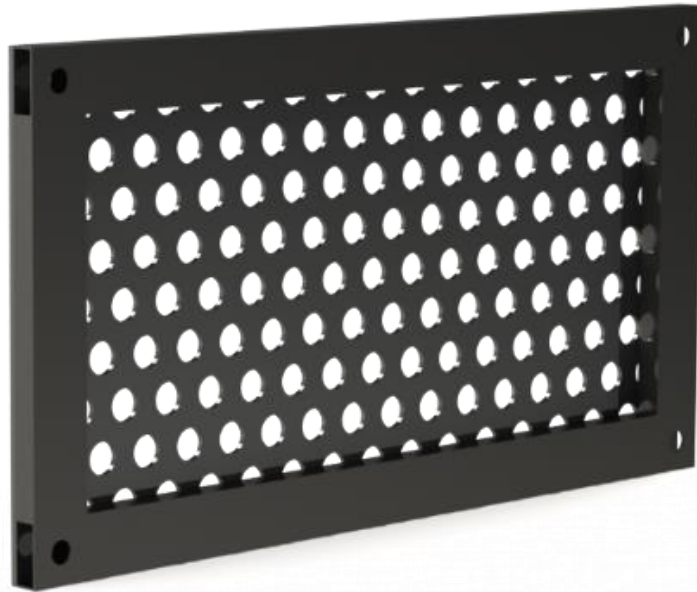


Fig. 67 Protección lado opuesto

En los extremos también es necesario colocar protecciones y la geometría de las mismas se complica un poco debido a que el riel sobresale por sobre los límites de la máquina, teniendo en cuenta que el largo del riel a ensayar es de 1300mm y la distancia entre apoyos (donde se ubican las columnas de la estructura) están a 1000mm.

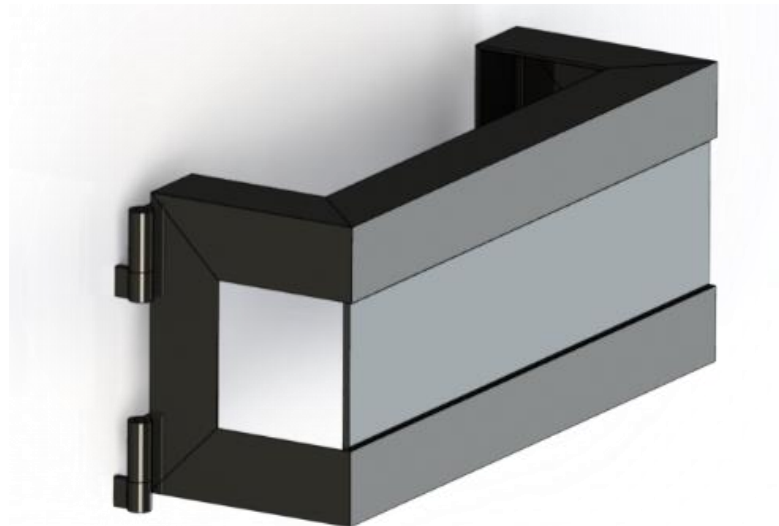


Fig. 68 Protección extremos

Se realizó un marco con perfiles L de 2"x2" sobre los cuales se montó una chapa de 1/4" de espesor. Se montarán en la estructura a través de bisagras. Las bisagras se colocan de forma tal que sea posible abrir tanto las puertas de los extremos y las laterales en simultáneo. También se buscó que estas tengan el mayor ángulo de apertura posible para así facilitar la carga del riel en la máquina.

Para facilitar el montaje del riel en la máquina se pensó, basado en lo que se ve en las máquinas de este estilo, utilizar los agujeros de las chapas perforadas de las protecciones para sostener una barra que permita apoyar el riel a mitad de camino mientras se lo ingresa, y después deslizarlo por esta hasta que llegue al otro extremo.

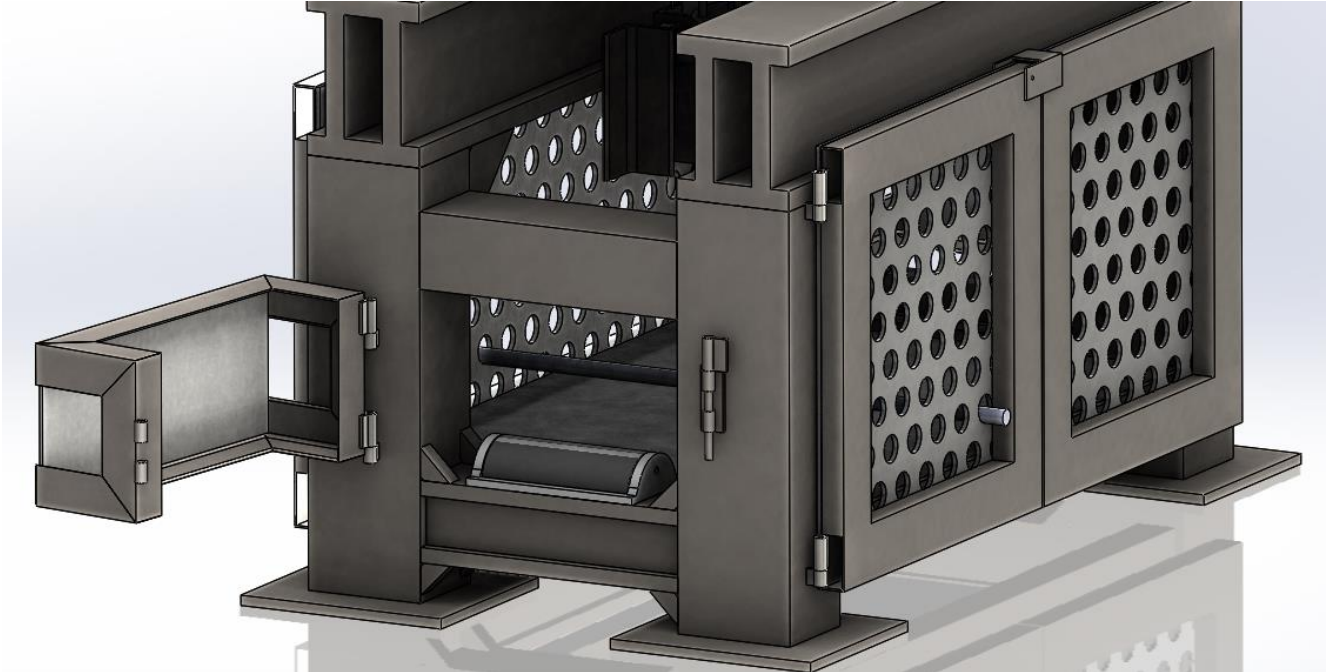


Fig. 69 Barra para montaje riel

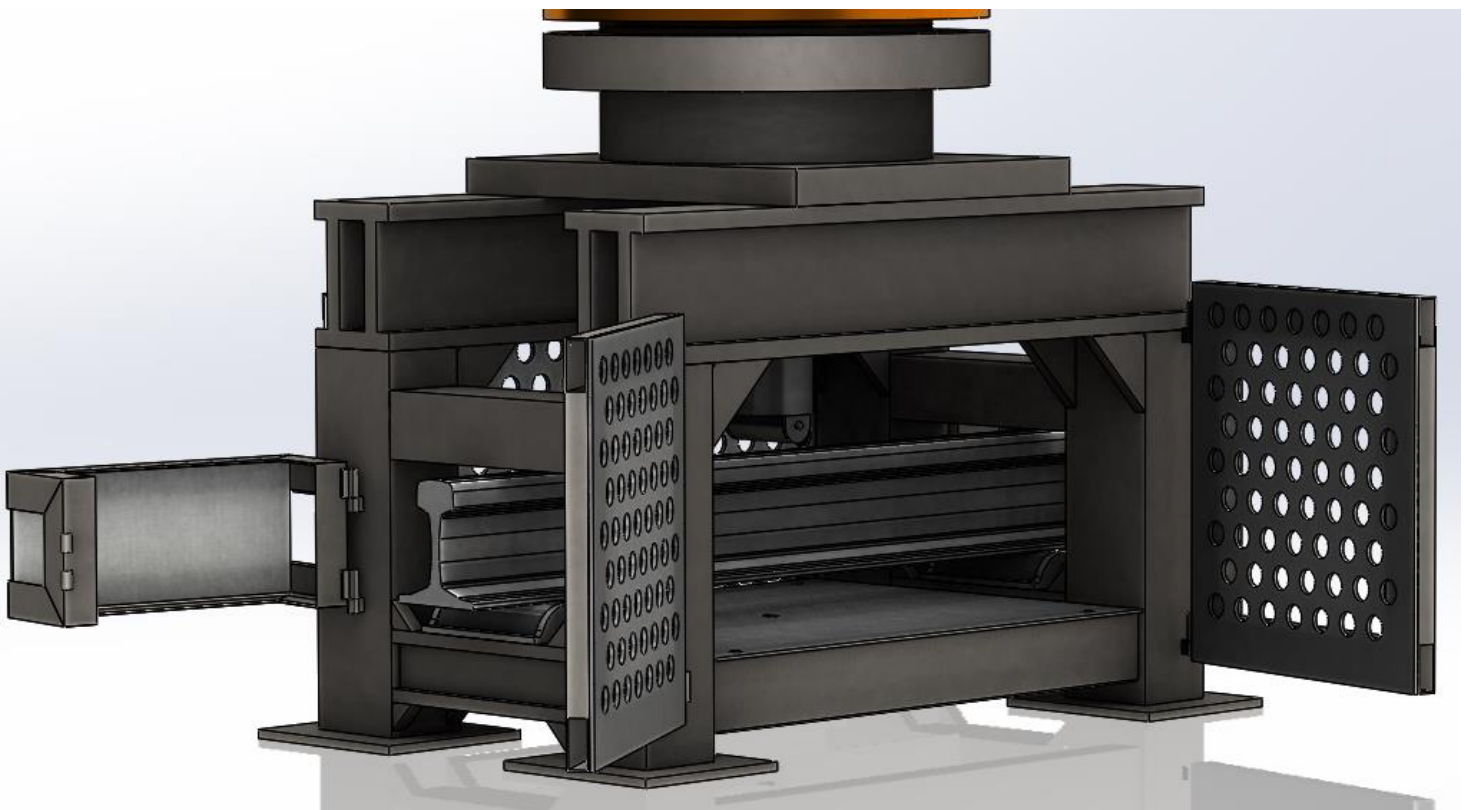


Fig. 70 Conjunto con protecciones

Capítulo 7

Análisis de costos

El análisis de costo se divide en dos partes, por un lado, se calculan los costos de materia prima, perfilería, componentes.

Por otro lado, se calcula la mano de obra en general, costos de mecanizado, soldadura y similares.

Para el cálculo de materiales se computaron los perfiles utilizados en cada tramo de la máquina y a esto se le agregó un 10% adicional para contemplar desperdicios que se pueden producir durante cortes o el armado de la estructura.

Se consideró la construcción de una máquina individual, obteniendo valores unitarios de cada uno de los componentes ya que el objetivo del proyecto no es desarrollar una producción en serie sino la construcción de una máquina.

Se calculó la longitud necesaria para cada tipo de cordón de soldadura planteado. Estos valores corresponden a la longitud del cateto del cordón. Se separan en la tabla lo que corresponde a armado de perfiles (uniones entre planchuelas para lograr un perfil compuesto) y la unión entre estos perfiles.

	Columna1	1/4"	1/2"	15mm	3/4"	1"
Armado perfiles	Long					9016
	Columnas		8569,6			
	Apoyo riel			2800		
	Protec arriba riel	2800				
Uniones	Apoyo riel		560		914,4	
	Columnas/Long	3108,8				
	Apoyo brida	2808				
	Brida/Base		1476			
	Otras	1000				
TOTAL	9716,8	10605,6	2800	914,4	9016	

Tabla 11 Compuo de soldaduras

Para las piezas de armado simple se computó los materiales necesarios para su construcción (planchuelas/perfilería estandar/chapas) mientras que para algunas partes más complejas o de materiales especiales se calcula el precio de esta pieza terminada.

	Componente	Cantidad	Precio (\$)	Precio (US\$)	
Planchuelas	6x1"	10000	135823		
	5x1/2"	10000	58185		
	5x1/4"	800	2197		
	4x1"	1600	14060		
	3x1/4"	1600	3515		
	3x3/4"	1500	7457		
	3x5/8"	1600	6591		
Perfiles	L 2x1/8"	4300	4838		
	L 2 1/2x1/4"	500	1225		
	C 100x50x2,5	2000	3798		
	Rect 70x30x2,5	7200	11958		
	Cuadrado 40x40x2	7800	4305		
	Chapa 750x500x1,6	1	1981		
	Chapa 900x900x4,75	1	13612		
	Chapa perforada 1013x545x6,35	1	12403		
	Chapa perforada 545x504x6,35	2	12342		
	Chapa base 247x272,4x12,7	4	12093		
	Chapa gruesa 654,8x550x50,8	1	64747		
	Brida Ø630x198	1	140000		
	Apoyo Riel	2	180000		
	Base apoyo riel	2	23000		
	Punzón	1	42000		
	Cuña punzón	1	58000		
	Valvula limitadora presión	1		125,32	
	Valvula 4 vías 3 pos centro abierto	1		127,97	
	Manómetro 0-400 bar	1		26,65	
	Válvula reguladora 3 vías	1			
	Mangueras y acoples			5000	
	Bomba bosch rextoth	1		1215+envio+imp	
	Acople Gummi A-45	1	47400		
	Motor WEG 7,5HP 1500rpm	1	146150		
	Cilindro ALECAR	1		22900	
	Celda de carga HBK	1		1200+envio+imp	
	Sensor distancia HG-C1100	1		316+envio+imp	
	Rodamiento SKF NU 305	1	7110		
	Bulonería		30000		
	Soldaduras		465000		
	Mano de obra		150000		
	TOTAL SIN IVA			1019790	25911

cantidades de perfileria en mm

Tabla 12 Presupuesto construcción máquina

Todos los precios de componentes son sin IVA. Sobre lo expresado en dólares, algunos componentes son conseguidos en el mercado local pero el proveedor cotizó en dólares a la tasa de cambio oficial (cilindro hidráulico, válvulas y manómetro). El resto de los componentes es necesario importarlos y el precio final en pesos depende de que tasa de cambio se consiga.

Como se mencionó previamente, durante el año 2018 en la facultad se realizaron pruebas para hacer este tipo de ensayo. De esto podemos tomar como información la cotización de este servicio. En ese entonces se cobró por cada probeta ensayada a flexión el equivalente a 90US\$.

Para establecer el plazo de recupero de la inversión de la máquina podemos tomar como referencia este valor, aunque no es fácil estimar la cantidad de pedidos que se pueden recibir para este ensayo. El tiempo de ciclo de cada ensayo se puede aproximar a 15 minutos, por lo que la cantidad de ensayos realizados no va a definida por la capacidad de la máquina, sino por la demanda del mercado.

Capítulo 8

Conclusión

Durante el desarrollo de este proyecto se vieron distintos temas que implicaron no solamente la aplicación de los contenidos vistos a lo largo de la carrera sino también la colaboración de compañeros, profesores y empresas de distintos rubros.

Al ser una máquina que no está tan divulgada en el mercado y no tener tantas referencias disponibles hubo que calcular capacidades, diseñar partes desde cero y plantear valores para cumplir con una máquina que pueda hacer ensayos según norma ALAF 5-032(2002) y EN-14857-1(2007).

Se logró una máquina que cumple con los requisitos planteados en una primera etapa, con una construcción que parte mayormente de piezas estándar para simplificar su armado.

Cabe aclarar que, al tratarse de una máquina nueva, es posible que durante su construcción y a partir de su uso surjan mejoras o modificaciones que faciliten la operación del mismo.

Por otra parte, será necesario estar atento a modificaciones o actualizaciones que puedan surgir de las normas mencionadas anteriormente, siendo la máquina diseñada para las especificaciones de las versiones vigentes en 2023.

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).*
- *AISC (2006). Welded Connection Design.*
- *ALAF 5-032 (2002). Soldadura Aluminotérmica.*
- *EN-14587 (2007). Railways applications - Track – Flash butt welding of rails.*
- *EN-14730 (2006). Railways applications – Track – Aluminothermic welding of rails.*
- *ISO 23300-1 Railway infrastructure – Rail Welding*
- *Apuntes de cátedra, Elementos de Máquina – Gnero, Audicio.*
- *Apuntes de cátedra, Estabilidad II – Ruatta, Buccini.*
- *Apuntes de cátedra, Diseño mecánico – Nessier.*

Anexos

Anexo 1: Catálogos y componentes:

Perfiles

https://www.acindar.com.ar/wp-content/uploads/2020/09/Catalogo_Construccion_civil.pdf

<https://sidersa.com/wp-content/uploads/2020/10/Angulos-Planchuelas-Barras.pdf>

<https://sidersa.com/wp-content/uploads/2021/02/Propiedades-perfiles-conformados.pdf>

Chapa gruesa

<https://sidersa.com/wp-content/uploads/2020/10/Laminado-Grueso.pdf>

Chapa perforada

<http://performaweb.com.ar/wp-content/uploads/2019/07/Cata%CC%81logo-Ch-Perforadas.pdf>

Cilindro

<http://www.alecar.com/photo/productos/Linea350.pdf>

Celda de carga

<https://www.hbm.com/es/8261/anillo-de-medida-de-fuerza-kmrplus-galga-extensometrica/>

Bomba hidráulica

https://www.boschrexroth.com/documents/12605/25201047/re10223_2019-02_neu.pdf/dc832d7d-a8db-8aed-9a9a-c87de003aa18?version=1.0

Sensor de distancia

<https://www.panasonic-electric-works.com/es/hg-c-laser-medida.htm>

Rodamiento

<https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/productid-NU%20305%20ECP>

Tuerca fijación

<https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/accessories/lock-nuts/integral-locking/productid-KMFE%205>

Reguladora de caudal

https://cbfhydraulic.com/pics/documenti/CBF_RFG_5be0a29f2683c10de1d2e9f4f13292e19c031275.pdf

Reguladora de presión

http://www.verion.com.ar/images/productos/valvulas/valvulas-en-linea/valvulas_reguladoras_de_presion_en_linea.pdf

Tanque aceite

<http://www.morohidraulica.com.ar/productos/bombas-equipos-hidraulicos-y-componentes/#>

Manómetro

http://www.verion.com.ar/images/productos/medidores-de-presion-caudal-temperatura-y-nivel/manometros-vacuometros/manometros_y_vacuometros.pdf

Dirección cilindro

http://www.verion.com.ar/images/productos/valvulas/valvulas-manuales/inversora_de_caudal_4_y_8_vias_3_posiciones.pdf

Mangueras

<https://www.acoflex.com.ar/mangueras.html>

Anexo 2: Planos

Conjunto	Plano	Código
Conjunto	Conjunto armado	MER-01
Apoyo Riel	Conjunto	MER-AR-01
	Cilindros apoyo	MER-AR-02
	Base riel	MER-AR-03
Protecciones	Conjunto frontal 1	MER-PR-01
	Conjunto frontal 2	MER-PR-02
	Conjunto lateral 1	MER-PR-03
	Conjunto lateral 2	MER-PR-04
	Conjunto lateral 3	MER-PR-05
	Marco Frontal	MER-PR-06
	Bisagra Hembra	MER-PR-07
	Marco Lateral Grande	MER-PR-08
	Pasador	MER-PR-08
	Marco Lateral Chico b	MER-PR-09
	Marco Lateral Chico C	MER-PR-10
	Chapa perforada A (grande)	MER-PR-11
	Chapa perforada B (chica)	MER-PR-12
	Traba Lateral	MER-PR-14
	Traba Frontal	MER-PR-15
	Bisagra Macho	MER-PR-16
Punzón	Conjunto	MER-PU-01
	Tramo Superior	MER-PU-02
	Tramo inferior	MER-PU-03
	Brazo	MER-PU-04
	Cuña	MER-PU-05
Estructura	Conjunto	MER-ES-01
	Conjunto Brida	MER-ES-02
	Brida	MER-ES-03
	Perfil transversal	MER-ES-04
	Apoyo Riel	MER-ES-05
	Proteccion por encima riel	MER-ES-06
	Columnas	MER-ES-07
	Perfil C piso	MER-ES-08
	Chapa piso	MER-ES-09
	Refuerzo soldadura a	MER-ES-10
	Refuerzo soldadura b	MER-ES-11
	Anclaje	MER-ES-12
	Soporte sensor distancia	MER-ES-13
	Base brida	MER-ES-14