

Diseño de prototipo de máquina de ensayos
biaxiales

Trabajo presentado por

José María Huici

para optar al grado de
Ingeniero Mecánico

Director
Dr. Ing. Gustavo E. Carr

2019



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

Diseño de prototipo de máquina de ensayos
biaxiales

Trabajo presentado por

José María Huici

para optar al grado de
Ingeniero Mecánico

Director
Dr. Ing. Gustavo E. Carr

2019

Gracias:

Quiero agradecer a mis padres, las dos personas que siempre han brindado su apoyo en todas las formas posibles durante cada una de las decisiones de mi vida.

A mi compañeros de facultad, muchos de ellos grandes amigos, que hicieron de esta carrera algo muy gratificante.

Un agradecimiento muy especial a mi tutor y amigo, Dr. Ing. Gustavo E. Carr, por la oportunidad brindada de trabajar con él, por todo su tiempo, motivación y consejos otorgados durante la realización de esta tesis.

Gracias a la Facultad de Ingeniería de Mar del Plata por la excelentísima formación brindada y por sus servicios ofrecidos.

Finalmente quiero agradecer a la Dra. Ing. Patricia Frontini y al departamento de Materiales, por permitirme tener la oportunidad de desarrollar esta tesis.

Índice general

Resumen	1
I Diseño de un prototipo de máquina de ensayos biaxiales	2
1. Introducción y objetivos del trabajo	3
1.1. Introducción	3
1.2. Origen del proyecto y requerimientos básicos	7
1.3. Objetivos	7
1.4. Organización de la Tesis	8
1.5. Especificaciones de máquinas en el mercado	9
1.5.1. Zwick & Roell	9
1.5.2. TestResources	10
2. Desarrollo del diseño	12
2.1. Prototipos de estructura	13
2.2. Selección de celdas de carga	14
2.3. Soporte Celda	18
2.4. Anclaje del motor	20
2.4.1. Bulones de anclaje	20
2.4.2. Espesor anclaje y soldadura	22
2.4.3. Anclaje de actuadores mediante perno pasante.	22
2.5. Prolongador de actuadores	24
2.6. Selección de pernos	25
2.7. Selección de guías	26
2.7.1. Cola de Milano	26
2.7.2. Soporte guía con elementos rodantes	26
2.7.3. Patines de precisión	27
2.7.4. Guía con rodamientos	30
2.7.5. Unión deslizante	32

<i>ÍNDICE GENERAL</i>	III
2.7.6. Unión deslizante mejorada	32
2.8. Apoyos	37
3. Modelo definitivo	40
3.1. Estructura principal	40
3.2. Anclaje motor	41
3.3. Prototipo final	41
3.3.1. Costos	42
3.4. Conclusiones	44
II Apéndices	45
A. Cálculos estructura	46
A.1. Cálculo a la fatiga según el método de Marin	47
A.1.1. Definición de factores	49
A.1.2. Cálculo de S_e	54
A.1.3. Máxima amplitud de la fuerza variable	55
A.2. Cálculo de resistencia de perfiles. Resultados	55
A.3. Verificación a la fatiga según norma CIRSOC 304	55
A.3.1. Parámetros dimensionales y secciones resistentes o áreas efectivas	56
A.3.2. Selección del metal de aporte	56
A.4. Requerimientos específicos para uniones no tubulares cargadas cíclicamente	57
A.5. Viga Cajón	59
A.5.1. Cálculo centro de masa	60
A.5.2. Momentos de inercia	61
A.5.3. Flecha viga cajón	61
B. Bulones de sujeción y elementos de sujeción al corte	63
B.1. Bulón anclaje motor	63
B.2. Secciones al aplastamiento	66
B.3. Pernos al corte	70
B.4. Anclaje de motor	75
C. Soportes de celda de carga	79
C.1. Acople Roscado	79
C.2. Cilindro soldado	81

D. Guía Lineal y patín	84
D.1. Unión deslizante mejorada	84
D.1.1. Rodamiento	84
D.1.2. Tornillo de enganche	86
D.1.3. Adaptador	88
D.2. Selección de guía según catálogo	92
D.3. Selección de patines según catalogo	97
D.4. Guía con rodamientos	98
D.5. Unión Deslizante	104
D.5.1. Ángulo vertical	106
D.5.2. Soporte ángulo	107
D.5.3. Bulones	109
D.5.4. Vibraciones	109
E. Costos	115

Resumen

Los elevados costos de las máquinas de precisión extranjeras sumados al elevado costo de mantenimiento más la necesidad del departamento de Materiales del INTEMA de adquirir una máquina de ensayos biaxiales se canaliza en el surgimiento del proyecto de construir una máquina de ensayos biaxiales propia.

En esta tesis se abarca cronológicamente el desarrollo de un prototipo virtual capaz de ser construido por los técnicos de la Facultad de Ingeniería de Mar del Plata con materiales dentro de lo posible disponibles en la zona.

Se analizan diversas opciones siempre teniendo en cuenta el tratar de obtener un prototipo sencillo y de relativo bajo costo para luego obtener un prototipo final que reúna los atributos de sencillez, bajo costo y alta factibilidad de construcción.

Parte I

Diseño de un prototipo de máquina de ensayos biaxiales

Capítulo 1

Introducción y objetivos del trabajo

1.1. Introducción

Las piezas y componentes en servicio están sometidos a esfuerzos complejos. Es necesario diseñar y fabricar estas piezas de manera óptima y sustentable. Para ello es necesario conocer las características de los materiales que las componen. En el ejercicio de las ciencias experimentales es necesario medir propiedades y comportamientos de los materiales para lograr modelar su comportamiento de manera precisa en configuraciones diferentes y bajo esfuerzos complejos. Esto se logra mediante equipamientos y dispositivos diseñados específicamente para realizar estas mediciones, dentro de los cuales están las máquinas de ensayos mecánicos universales.

Existen máquinas para realizar ensayos de tracción y compresión uniaxial y biaxial, así como también para evaluar el comportamiento a la fatiga.

Entre los diferentes métodos que se encuentran para realizar ensayos mecánicos biaxiales se puede mencionar, por ejemplo, utilizar un tubo de paredes delgadas sujeto a cargas axiales, torsionales y a presión interna/externa. Este método es muy versátil y permite aplicar una gran variedad de cargas biaxiales, pero no es efectivo cuando se ensayan materiales anisótropos.

Un método muy efectivo para ensayar biaxialmente materiales anisótropos es aplicar fuerzas biaxiales coplanares a una probeta plana cruciforme. Existen distintos tipos de configuraciones para aplicar la carga que se pueden agrupar según el lugar donde está aplicada la carga de acuerdo con la estructura y del método de aplicación de la cargas mutuamente ortogonales. La

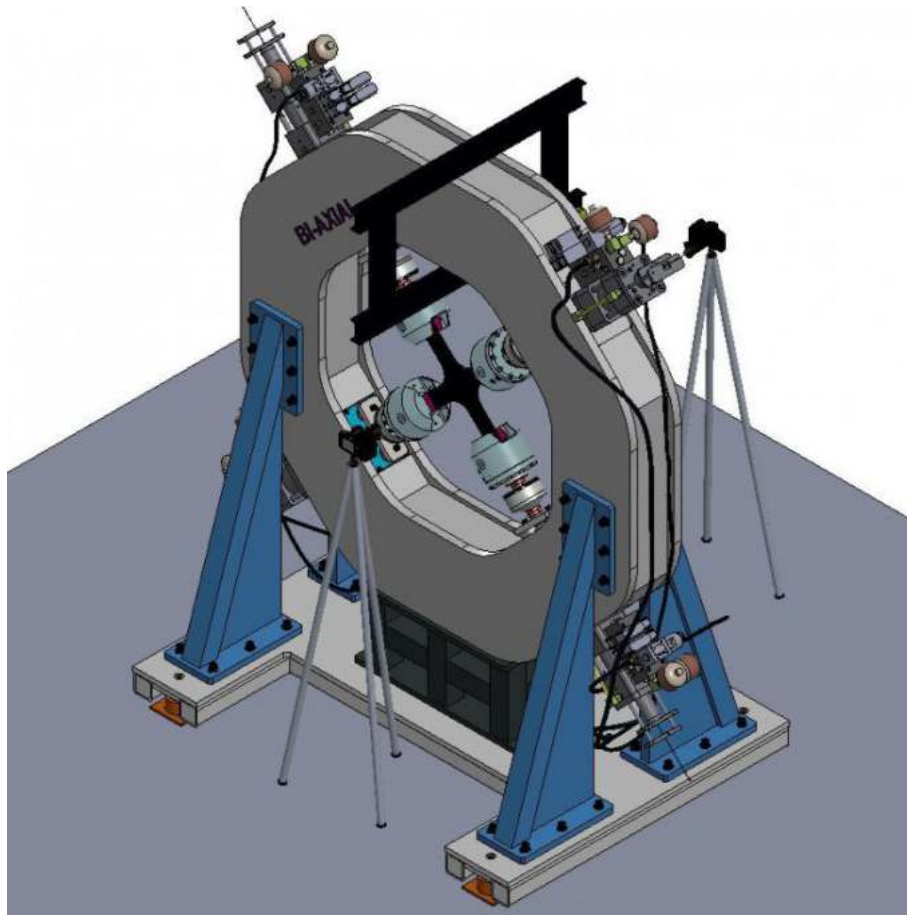


Figura 1.1: Máquina para ensayos biaxiales “Test Resources”. Máxima fuerza 50 kN, máxima carrera 150 mm. [1]

carga puede estar contenida en el plano de la estructura o por fuera. Para las cargas contenidas en el plano la estructura rodea a la probeta permitiendo un fácil acceso visual (Figura 1.1).

Para las cargas por fuera de la estructura, solo se puede acceder visualmente de un lado y se necesita una estructura lo suficientemente rígida para soportar el esfuerzo de flexión generado sin deformarse en la dirección normal al plano de la probeta.

Las cargas pueden ser aplicadas de formas diferentes, usando un sistema de poleas y un peso muerto, usando el mecanismo de un pantógrafo y algún actuador (Figura 1.3), o usando actuadores independientes.[4]

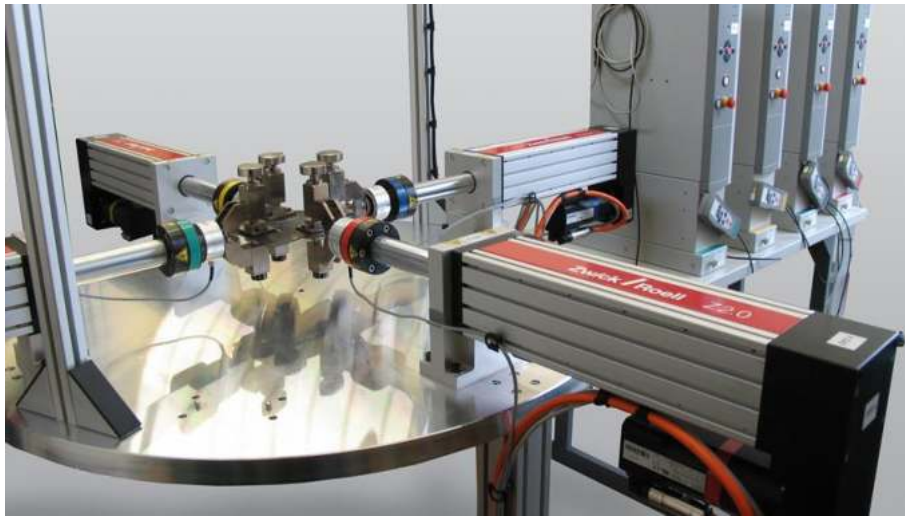


Figura 1.2: Máquina para ensayos biaxiales “Zwick”, utilizada para ensayar elastómeros, materiales orgánicos y finas películas de distintos materiales. Máxima fuerza desarrollada: 2kN. [2]

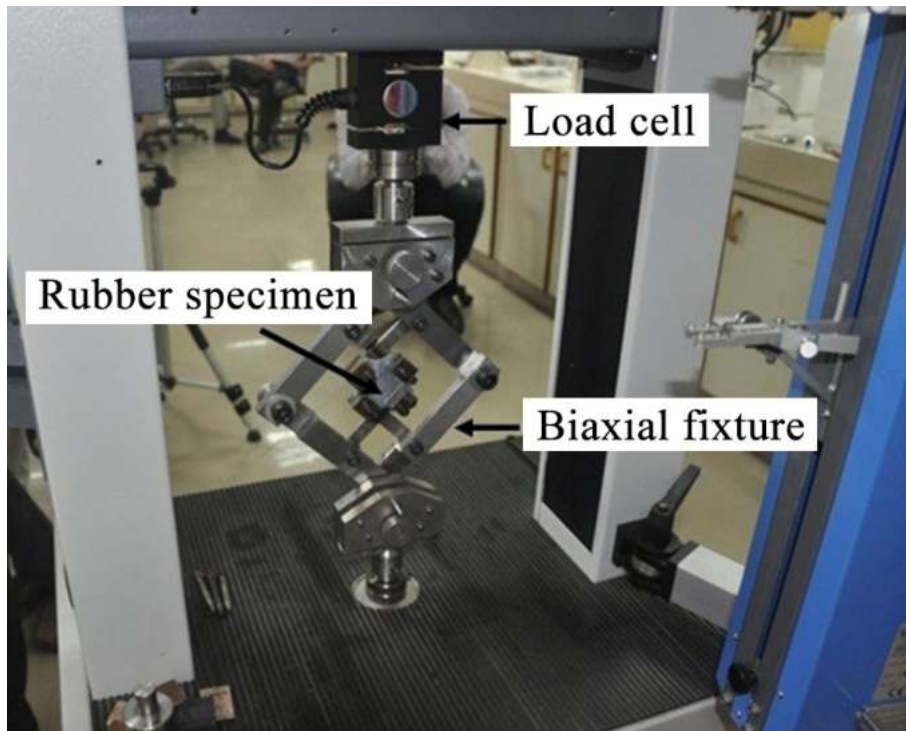


Figura 1.3: Arreglo para producir cargas equi-biaxiales. [3]



(a) Vista superior.



(b) Vista frontal.

Figura 1.4: Vistas del actuador eléctrico lineal Emerson que se utilizará en el prototipo.

1.2. Origen del proyecto y requerimientos básicos

En el Grupo Mecánica de Materiales de Intema, instituto perteneciente a Conicet y a la Universidad Nacional de Mar del Plata, existe la necesidad de equipar su laboratorio con un equipo de ensayos de tracción biaxial. Debido al elevado costo de adquisición de este equipamiento provisto por firmas del extranjero junto a su elevado costo de mantenimiento, se propone a través de este proyecto el diseño de un prototipo que satisfaga esta necesidad a un costo menor, por lo que se busca lograr un diseño capaz de ser construido en Mar del Plata y que cuyas partes sean reparables o reemplazables en el país utilizando la mano de obra calificada disponible. Este prototipo sería construido con alta proporción de mano de obra provista por Intema y contará con la capacidad de ser modificable permitiendo por ejemplo el montaje de dispositivos para aplicar cargas variables alternantes sobre las cargas monotónicas nominales para la realización de ensayos de fatiga.

Para este prototipo se cuenta con la existencia de al menos cuatro actuadores marca Emerson con una fuerza nominal equivalente a una carga de 48 kN cada uno.

1.3. Objetivos

Los objetivos de este proyecto son los siguientes:

- Diseñar un prototipo mecánico para realizar ensayos de tensión biaxial con ejes ortogonales con independencia de movimiento.
- Lograr un diseño que pueda ser construido en Mar del Plata.
- El mantenimiento del prototipo deberá ser posible de realizar mediante el personal técnico de Intema.
- Debe contemplarse en el diseño la posibilidad de ampliar las capacidades del prototipo para la realización de ensayos de fatiga.
- El tamaño máximo de las probetas a ensayar deberá ser de aproximadamente 250x250mm.
- Utilizar los actuadores eléctricos Emerson disponibles en el laboratorio.

El control electrónico y el software para el manejo de los mismos exceden el objetivo de este trabajo, lo cual proporciona la oportunidad de realización de trabajos finales de a los estudiantes de las carreras de Ingeniería Electrónica y en Sistemas.

1.4. Organización de la Tesis

Esta tesis se encuentra dividida en 3 capítulos y 5 apéndices. En el capítulo 2 se presentan la diversas etapas del desarrollo de prototipo con, en algunos casos, las distintas opciones que se toman en cuenta antes de pasar a la siguiente etapa.

En el capítulo 3 se revisan los elementos del capítulo 2 que una vez que fueron diseñados y calculados fueron cambiados en una etapa posterior, para luego mostrar el diseño final del prototipo virtual.

Y por último en los distintos apéndices, se exponen los cálculos y consideraciones más técnicas que acompañan a la toma de decisiones del capítulo 2.

1.5. Especificaciones de máquinas en el mercado

Para guiarse en el diseño de la tesis es buena practica examinar la máquinas disponibles en el mercado para tomar como referencia para la concepción del prototipo virtual.

Se analizan entonces las máquinas de dos empresas distintas: Zwick & Roell y TestResources.

1.5.1. Zwick & Roell

La empresa Zwick & Roell dentro de sus productos ofrece máquinas de ensayo para ensayos de tracción biaxiales de 2 kN, 50,kN, 150kN y 250kN y sus ventajas y características son: [5]

- Altura de trabajo ergonómica
- Vista directa de la probeta
- Uso de videoXtens para la medición y regulación de la deformación
- Electrónica de medición, control y regulación testControl
- Regulación de fuerza y recorrido con conmutación suave entre modos de funcionamiento
- Programa de ensayos Master de testXpert III con editor secuencial gráfico multiaxial de 4 ejes de ensayo para la creación de secuencias de ensayo propias del cliente
- Bajos costes de mantenimiento y elevada vida útil
- Carcasa de protección que cumple con la directiva de máquinas CE, dependiendo de la aplicación

No se posee informacion tecnica disponible más que las dimensiones generales de las máquinas y que utilizan cuatro actuadores electromecánicos independientes.

Series	Type	Max Force Capacity	Max Frequency
174 Series	Electromechanical	50 kN to 200 kN (11,250 lbf to 45,000 lbf)	2 Hz
574 Series	Electrodynamic	100 N to 30 kN (22 lbf to 6,750 lbf)	15 Hz
974 Series	Servohydraulic	50 kN to 2MN (11,250 lbf to 450 kip)	30 Hz

Figura 1.5: Características de alguna de las distintas series de máquina de ensayos biaxiales que ofrece TestResources. En este caso se le presta atención a la serie 174 por ser la más similar a lo que se puede y quiere lograr.

1.5.2. TestResources

TestResources ofrece tres familias de máquinas para ensayos biaxiales las cuales se ven en la figura 1.5, se analiza la serie 174 por ser la que más se asemeja a lo que se quiere lograr.

Se encuentra que: [6]

- Permiten realizar ensayos estáticos y de fatiga hasta un máximo de 2 Hz
- El resultado de los actuadores son precisos ya que operan sin juego
- La velocidad de los actuadores va desde los 5 $\mu\text{m}/\text{min}$ hasta los 500 mm/min
- Los actuadores pueden operar independientemente
- Tasa de adquisición de datos variables con un máximo de 5kHz.
- Máxima carrera del actuador de 150 mm

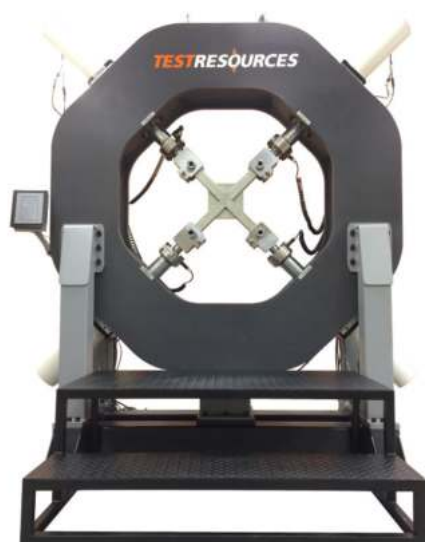


Figura 1.6: Máquina para ensayos biaxiales de tensión TESTRESOURCES, serie 174.[6]

Capítulo 2

Desarrollo del diseño

En primera instancia para poder concebir el diseño del prototipo se deben analizar dos opciones de aplicación de carga que condicionarán la estructura del prototipo, estas son:

- Cargas en el plano de la estructura de la máquina (ej.: Fig. 1.1).
- Cargas fuera del plano de la estructura de la máquina (ej.: Fig. 2.1).

La ventaja principal del primer tipo es la ausencia de momentos sobre la estructura. La principal desventaja es que se deberían usar chapas de gran espesor para la estructura principal. Por otra parte, las dimensiones de la máquina serían limitadas por el ancho de las chapas comerciales (1500 mm) y se deberían efectuar numerosos cortes a chapas de gran espesor además de tener que realizar una gran cantidad de soldaduras para completar el resto de la estructura. En la tabla de costos del cuadro E.1 del anexo E se adjunta el precio de una chapa de 1/2" de 1500x3000 mm para tomar como referencia.

Debido a la simplicidad de fabricación y su relativo bajo costo frente a otras opciones, se elige para el diseño del prototipo la configuración "fuera de plano" como se ve en la figura 2.1 por ejemplo, donde la fuerza es soportada por las alas fuera de la estructura generando un momento flector en la misma.

Como parámetros de diseño se toman en cuenta: la fuerza máxima que puede soportar el motor (48kN) y una flecha máxima admisible en el centro de la estructura de 0,1 mm. ¹

¹Valor propuesto por Makinde et al [4] para asegurar la rigidez de la estructura y minimizar al máximo las chances de aparición de cualquier tipo de fuerza extraña en la probeta.

2.1. Prototipos de estructura

Según lo mencionado al principio del capítulo, se elige una estructura que pueda soportar una carga fuera del plano, por lo cual se busca una gran rigidez teniendo siempre como objetivo mantener un costo bajo.

Previo a calcular la estructura, es necesario definir el momento flector al cual estará sometida, ya se conoce la magnitud máxima de la fuerza aplicada (correspondiente a la máxima fuerza teórica que podrían desarrollar los actuadores disponibles en la facultad) pero no se conoce el largo de la viga ni el brazo de palanca.

Dado que se contempla utilizar a futuro dispositivos que generen fuerzas alternativas y que se busca mantener los costos bajos se plantea el uso de dos dispositivos vibratorios en total. De esta manera se obtiene un dispositivo por brazo obteniéndose un diseño asimétrico.

En un principio, para poder dimensionar aproximadamente las estructuras se estima el largo total teniendo en cuenta: las dimensiones de una probeta plana de 250 mm utilizada por Correa et al [7, Fig 15] en sus experiencias, la suposición de que se puede llegar a ensayar una probeta del doble de tamaño² y por último se estima aproximadamente el resto de los largos de los elementos restantes como la mordaza, la celda de carga, el motor y espacio para un dispositivo generador de fuerzas alternativas, dando un total de 3000 mm.

Para definir el brazo de palanca se toma en cuenta la distancia del punto de apoyo del motor a la superficie de la estructura (fija) y la distancia de la superficie mencionada a la línea neutra del elemento (variable). La distancia fija se estima tomando en cuenta el alto de las mordazas y el ancho de las celdas de carga comerciales que soportan la fuerza de diseño.

Se propusieron tres modelos de estructura principal:

- Viga cajón realizada con chapa de espesor 1/8".
- Viga cajón realizada con chapa de espesor 1/2".
- Utilización de perfiles IPN (doble T).

²Se plantea la posibilidad de ensayar una probeta de grandes dimensiones para someterla a estiramientos relativamente pequeños, de esta manera se obtiene la máxima precisión en la medición logrando que los errores totales inherentes a la posición se minimicen.

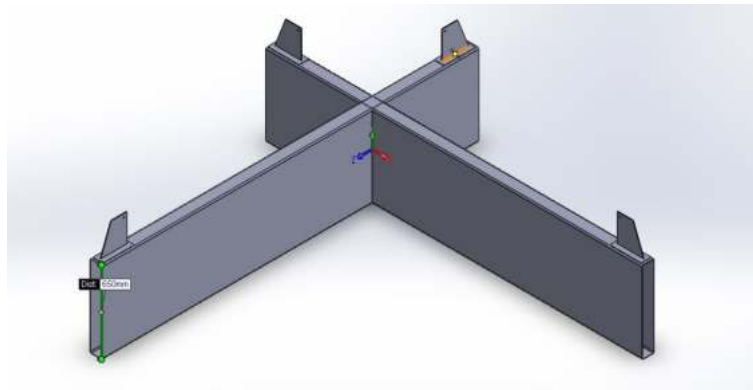


Figura 2.1: Opción de estructura principal a fabricarse con chapa de 1/8"

El primer prototipo propuesto es el que se ve en la figura 2.1, consiste en dos “cajones” de chapa de 1/8” cuyas dimensiones se definen de acuerdo al máximo aprovechamiento de dos chapa comerciales de 1500x3000 mm. Se verifica la rigidez de la estructura en el anexo A.5 pero se descarta ya que por el espesor de la chapa es susceptible al pandeo y a deformarse plásticamente por un golpe accidental.

El segundo prototipo propuesto está inspirado en el primero, pero usando una sola chapa de 1/2”. Se verifica la rigidez en el anexo A.5 pero se descarta por la longitud del cordón de soldadura necesario y por la preparación que se debe hacer para poder soldar de manera adecuada lo cual significaría un costo elevado.

El tercer prototipo propuesto consiste en utilizar dos perfiles doble T de acero **IPN** cuya estructura se analiza y verifica en casi la totalidad del anexo A y se puede ver en la figura 2.2.

Es una estructura robusta y simple que cumple con los parámetros de diseño cuya dificultad principal se presenta en la correcta unión de los dos perfiles. Se selecciona esta estructura para montar el resto de los elementos que componen la máquina.

2.2. Selección de celdas de carga

De acuerdo a la máxima fuerza teórica que pueden ejercer los actuadores con que se cuenta (4800Kg), se buscan distintos sensores o celdas de carga para censar el esfuerzo al que está siendo sometida la probeta y que trabajen

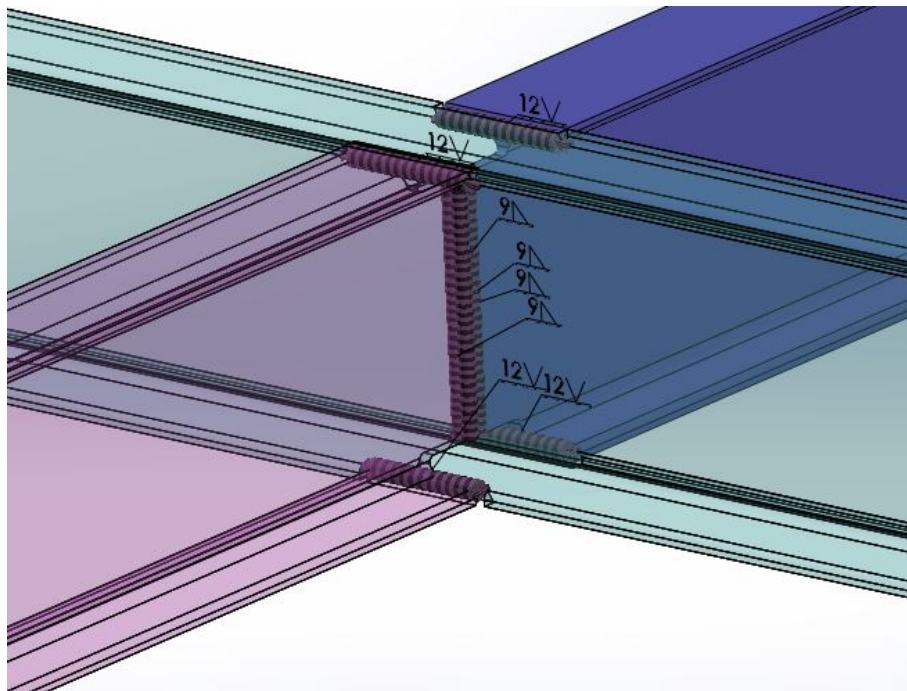


Figura 2.2: Vista trimétrica de la estructura principal en perfiles doble T IPN con sus respectivas soldaduras.

a tracción.

En un principio se selecciona una celda de carga tipo “S” de 5 Ton, pero se descarta porque debido a la entalla no es apta para soportar cargas variables sin sufrir riesgos a fallar por fatiga.

Luego de investigar distintos tipos de modelos, se elige el tipo de celdas de carga denominada comúnmente “Pancake” (Figura 2.3) las cuales pueden trabajar tanto a la compresión como a la tracción y son comúnmente usadas para ensayar componentes a la fatiga y para medir fuerza axial con suficiente precisión. [9]. La configuración en la que trabajarán únicamente las celdas es a tracción.

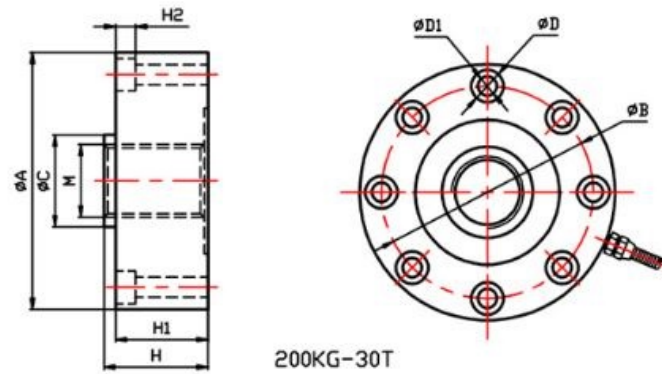
Con la tabla del cuadro 2.1 se estiman la capacidad de lectura de la celda. Para esto se utiliza la sensibilidad de la celda, el rango del voltaje y el rango de medición. Se comienza encontrando la cantidad de divisiones máxima que se puede obtener del voltaje, siendo de 5000 para luego con el rango de 0 a 5000 kg obtener los saltos mínimos y la precisión en la lectura que resulta ser de ± 1 kg.



Figura 2.3: Celda de carga tipo pancake con capacidad para soportar 5000 kg [8]

Parámetro	Unidad	Valores
Sensibilidad	mv/V	$2,0 \pm 0,05$
No lineal	$\leq \% F \cdot S$	$\pm 0,03$
Retraso	$\leq \% F \cdot S$	$\pm 0,03$
Repetibilidad	$\leq \% F \cdot S$	$\pm 0,03$
Deriva	$\leq \% F \cdot S/30 \text{ min}$	$\pm 0,03$
Salida Característica	$\leq \% F \cdot S$	± 1
Salida coeficiente de temperatura cero	$\leq \% F \cdot S/10^\circ\text{C}$	$\pm 0,03$
Coefficiente sensibilidad temperatura	$\leq \% F \cdot S/10^\circ\text{C}$	$\pm 0,03$
Rango de temperatura de funcionamiento	$^\circ\text{C}$	-20°C a $+80^\circ\text{C}$
Resistencia de entrada	Ω	$750 \pm 20\Omega$
Resistencia de salida	Ω	$700 \pm 5\Omega$
Sobrecarga de seguridad	$\leq \% F \cdot S$	$150 \% F \cdot S$
Limite de aislamiento	M^Ω	$\leq 500\text{M}^\Omega$ (50VDC)
Voltaje de excitacion recomendado	V	5V-15V

Cuadro 2.1: Hoja de datos de la celda de carga traducida del chino al español por software para celulares.



量程	ΦA	ΦB	ΦC	M
20-1000kg	74	63	24	M16×1.5
1-5t	105	89	32	M16×1.5
10-20t	120.6	101.8	39	M32×1.5
30t	141	116.8	50.4	M40×1.5

Figura 2.4: Planos de celda de carga tipo pancake[8]

量程	H	H1	H2	ΦD	$\Phi D1$
20-1000kg	34	30	7.2	8- $\Phi 9$	8- $\Phi 6$
1-5t	37	34	7.2	8- $\Phi 11$	8- $\Phi 7$
10-20t	53.5	41	10.5	8- $\Phi 14$	8- $\Phi 9$
30t	57.2	50.8	11	8- $\Phi 18$	8- $\Phi 11$

Figura 2.5: Valores de las cotas correspondientes a la figura 2.4

2.3. Soporte Celda

Como se ve en la sección 2.2 (Figura 2.4), la celda de carga elegida tiene agujeros pasantes dispuestos circunferencialmente y uno central. Se propone transmitir el esfuerzo de tracción del actuador a la celda por medio de los agujeros circunferenciales, para luego poder transmitir el esfuerzo por el agujero central a la mordaza y probeta. En esta sección se analiza el mejor elemento para sostener la celda y poder transmitir el esfuerzo.

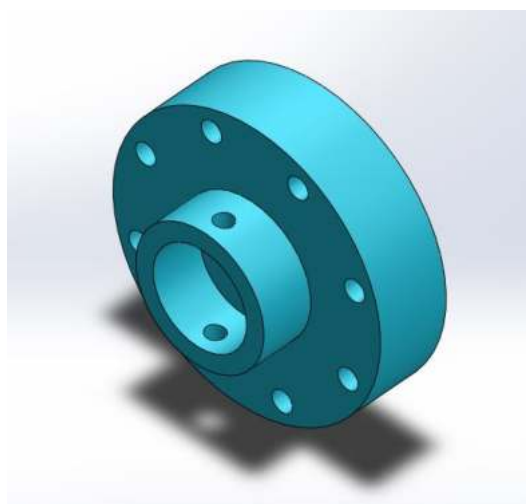
Se proponen dos soportes según figura 2.6, ambos modelos consisten en un cilindro macizo con agujeros circunferenciales para poder sujetar a la celda pero difieren del método de sujeción al prolongador.

En la opción a) se propone soldar una sección de caño con un agujero pasante al cilindro de acero (desde ahora llamado niple). El niple propuesto es un Schedule 80 del mismo diámetro que el prolongador descrito en la sección 2.5. La idea de usar esta configuración es la de usar un caño de mayor diámetro que se pueda sujetar al niple soldado en una punta y al prolongador en la otra. Presentando ambos caños una serie de agujeros se puede regular la longitud total del conjunto mordaza motor fácilmente haciendo coincidir distintas combinaciones de agujeros. En la sección C.2 se verifica con éxito el cordón de soldadura necesario.

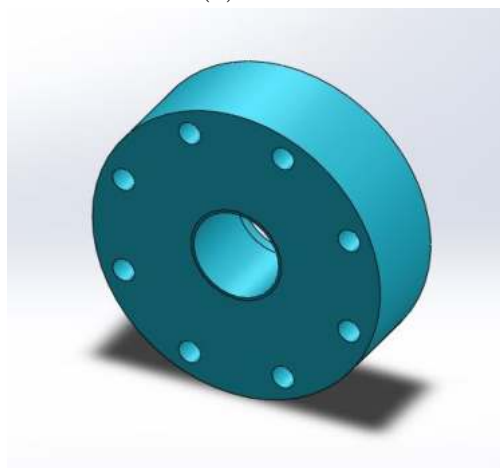
La opción b) propone el uso de un cilindro macizo con una rosca interna para enroscar un barra maciza cuyo diámetro es el diámetro interno del prolongador mencionado en la sección 2.5. Esta barra tiene un agujero pasante en el extremo no roscado para poder acoplarla al prolongador. Se analiza la el acople roscado en la sección C.1.

Los resultados muestran que ambas opciones son factibles, por lo que se opta por la opción b) ya que se puede utilizar un acero de buenas propiedades evitando tener cualquier tipo de problema por el empleo de uniones soldadas. Además la opción b) presenta un factor de seguridad a la fatiga de 9 (Apéndice C.1), que si bien es un numero basado en una estimación es bastante alto.

Por ultimo el espesor del soporte de celda se determina copiando el ancho de una tuerca hexagonal GRADO 8 UNC pavonada de 1 1/2" de diametro y 6 hilos por pulgada [10, Pagina 35]. El ancho de la misma es de 33.45 mm, a esta medida se le suma 10 mm para tener huelgo entre la barra roscada y el centro que sobresale de la celda de carga (figura 2.4), el ancho total del



(a) soldada



(b) rosca

Figura 2.6: Esquema de las distintas configuraciones propuestas.

soporte de celda resulta entonces de 43 mm.

2.4. Anclaje del motor

Es necesario vincular el motor a la estructura principal para poder ejercer fuerza a la probeta, dada la geometría del actuador (ver figura 1.4) se debe sujetar por los orificios que presenta en la parte posterior.

En un principio (antes de definir la estructura principal) se propuso soldar una chapa vertical con un agujero pasante (fig 2.1) y soldar esta a una chapa de refuerzo, para luego soldarla a la estructura principal, esta propuesta se descarta luego de que se define la estructura principal. Para lograr un centrado sencillo del motor una vez definida la estructura se propone soldar dos chapas al alma del IPN, previo a un mecanizado de la cara superior como se ve en la figura 2.7.

Luego contemplando que a futuro el actuador eléctrico Emerson usado para el diseño se reemplace con algún otro tipo de actuador, se decide realizar una sujeción móvil del anclaje del motor a la estructura principal por medio de bulones.

Se elige esta forma de sujeción por ser la más sencilla planteada en cuanto a preparación y adecuación de la estructura principal, solo es necesario practicar agujeros en el perfil de modo que se puedan colocar bulones pasantes y así ajustar correctamente el anclaje (Figura B.1).

2.4.1. Bulones de anclaje

La dimensión de los pernos se determina según el máximo tamaño de cabeza de bulones de cabeza hexagonal que admite el soporte del motor sin presentar interferencia con las chapas verticales sin acercarse demasiado al borde del IPN y la calidad por la mejor que hay en mercado, se opta entonces por bulones SAE grado 8 de 1/2" y la cantidad se elige a modo de lograr un ajuste parejo, por lo tanto se propone el uso de 6 bulones los cuales se verifican en el apéndice B.1.

Se propone el maquinado y uso de arandelas con un corte en angulo como se ve en la figura 2.8 para lograr un apoyo homogéneamente distribuido en el ala del perfil.

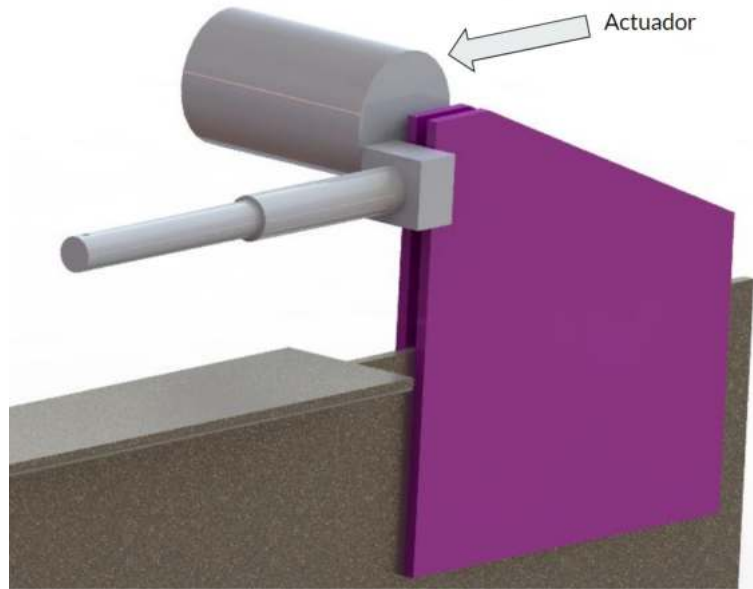


Figura 2.7: Prototipo de anclaje de motor con chapas soldadas al alma del perfil.

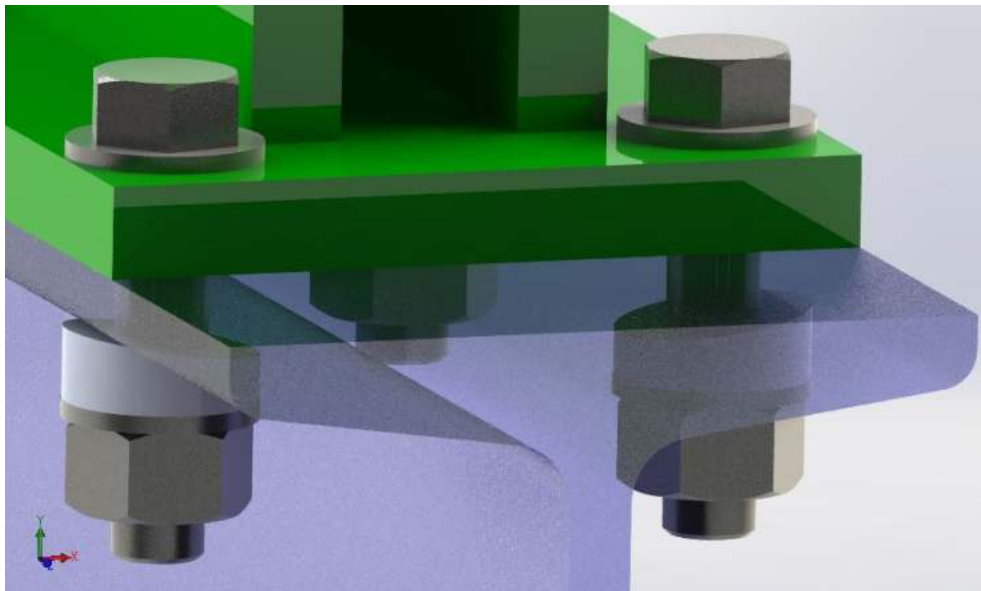


Figura 2.8: Se observan las arandelas chaflanadas en color blanco. Se ha transparentado el perfil IPN para mejor apreciación de los elementos de sujeción.

2.4.2. Espesor anclaje y soldadura

Se propone un espesor de chapa de $1/2''$ para fabricar el anclaje, de esta forma se maximiza la rigidez dejando espacio suficiente para abulonar los costados. El anclaje consiste en una chapa horizontal que presenta orificios a la cual se le unen mediante soldadura dos placas verticales.

En la sección B.4 se calcula la unión y se obtiene vida a la fatiga infinita con un factor de seguridad de 1,57. Para dichos cálculos se supone que el área de la junta es el del espesor de la chapa vertical por su largo, para esto se deberá lograr una junta de penetración completa y dado que cuando se tenga que soldar la segunda chapa solo se tendrá acceso de un lado se propone en los planos biselar las chapas verticales.

2.4.3. Anclaje de actuadores mediante perno pasante.

Dado el tipo de enganche que presenta el actuador Emerson (figura 2.9) se propone el uso de dos chapas con agujeros pasantes para sujetar al mismo por medio de un perno.

El diámetro de los agujeros pasantes y la distancia de los mismos al borde de la chapa están definidos por el motor. Se realiza la verificación a la fatiga de la sección resistente en torno al agujero en el Apéndice B.2.



Figura 2.9: Vista del tipo de enganche del actuador Emerson

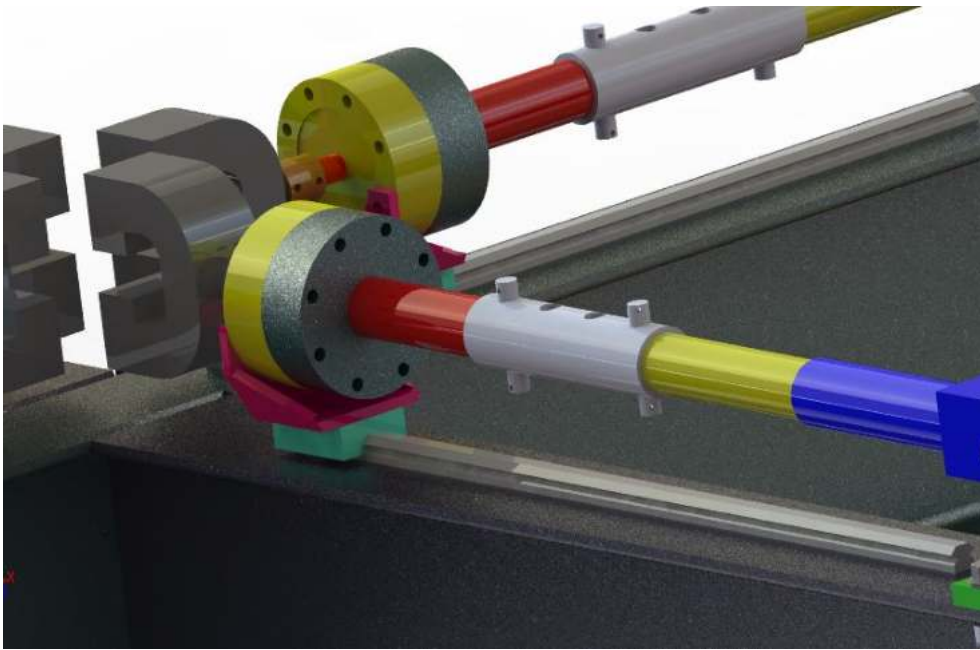


Figura 2.10: Se puede apreciar el elemento prolongador y sus pernos de sujeción en color gris claro.

2.5. Prolongador de actuadores

Se propone el uso de prolongadores intercambiables para poder ensayar probetas de varias dimensiones. Dado que la carrera de los actuadores es fija distintos tamaños de probeta resultarán en distintos alargamientos porcentuales máximos.

Se busca entonces un tubo cuyo diametro interior sea ligeramente superior al diametro externo del actuador (35 mm) y que presente vida infinita a la fatiga en el orificio practicado para sujetarlo con un perno pasante.

Se encontró que el tubo que mejor se adapta a la situación propuesta es un tubo Schedule 80 [11] de 1 1/2" x 5,41mm de espesor dando un juego de 3,14 mm. El tubo se verifica en la sección B.2 con el cuadro B.3 y las respectivas consideraciones.

2.6. Selección de pernos

Para la sujeción de actuador Emerson, se seleccionan pernos de $\emptyset = 12,5 \text{ mm}$ correspondiente al diámetro de los agujeros del motor. Tanto los agujeros del enganche como los del actuador son del mismo diámetro.

Ya conocido el diámetro se eligen pernos fabricados en acero SAE 1045 tratado termicamente por sus elevadas propiedades mecánicas. Se intenta verificarlos con el método de Marin en la sección B.3, pero como se ve en el cuadro B.5 los mismos no verifican vida útil infinita a la fatiga. Esta es una situación que no se puede salvar ya que la geometría del perno está predefinida junto con los elementos de menor espesor y si se cambia el material por uno más resistente, el coeficiente de seguridad “**n**” seguirá igual de acuerdo a la figura A.7, donde se ve que el método de Marin impone un techo a la resistencia a la fatiga teórica que puede tener el acero.

Se recuerda que para dimensionar este proyecto se usa la fuerza máxima teórica que podría entregar el motor, sin tener en cuenta las pérdidas de potencia en el motor eléctrico ni las pérdidas mecánicas en el mecanismo del actuador. Suponiendo un rendimiento del 70 % en el actuador, la fuerza obtenida es menor y los valores del factor de seguridad **n** del perno del anclaje del motor y del actuador del motor resultan de 1,3 y 1,1 respectivamente. El rendimiento se supone tomando en cuenta el promedio del rendimiento mecánico de reductores de tornillo sin fin corona [12, Pag 88] (ver figura B.6 para observar el tornillo dentro del actuador).

En caso en que el rendimiento real del actuador sea mayor³ se propone utilizar una aleación con mejores propiedades como un acero SAE 4142, ya que la serie 4140 en general es apta para soportar esfuerzos de fatiga[13] y además se propone implementar un mantenimiento preventivo donde se reemplacen los pernos cada cierto periodo de tiempo para evitar riesgos de falla catastrófica.

³Cabe destacar que si en el futuro se utilizan otros actuadores, esta situación se puede salvar.

2.7. Selección de guías

Para asegurar que las fuerzas en el ensayo sean ortogonales y coplanares es necesario el uso de algún tipo de guía para el movimiento unidireccional de las mordazas y celdas de carga. Estas deben ser capaces de soportar esfuerzos perpendiculares a su dirección como los esfuerzos resultantes por la anisotropía del material o por alguna eventual imprecisión de falta de calibración del sistema de control de los motores y de la posición .

Estas fuerzas se consideran relativamente pequeñas en comparación con las fuerzas principales pero sin un sistema de guiado adecuado podrían interferir en las mediciones.

En cuanto al diseño de las guías de celdas de carga, los factores que en un principio determinaron su selección fueron: la geometría de la celda de carga a utilizar y los defectos superficiales propios del conformado del perfil IPN

Luego de desarrollar varias opciones se toma en cuenta la fuerza generada por la rotura de un brazo o rama de la probeta durante el ensayo, fuerza de magnitud considerablemente mayor frente a las previamente mencionadas la cual puede dañar la celda de carga por un momento flector dinámico.

A continuación se presentan cronológicamente las distintas opciones que se fueron planteando.

2.7.1. Cola de Milano

En un principio se plantea el uso de guías lineales al estilo “cola de milano” como se emplea en los tornos convencionales, donde cualquier defecto de planicidad sería salvado por suplementos entre la guía y perfil. Luego resultó ser inconveniente ya que para evitar el juego entre la guía y el deslizador es necesario aplicar una precarga la cual genera roce y pérdida de potencia.

2.7.2. Soporte guía con elementos rodantes

Luego se opta por utilizar un soporte rodante como se ve en la figura 2.11 y 2.12 que consiste en una estructura con 6 ruedas, dos que apoyan en la cara superior del IPN y cuatro que apoyan en las caras inferiores del ala superior del perfil permitiendo un desplazamiento longitudinal y soportar fuerzas perpendiculares a su dirección de movimiento. Esta opción se descarta ya que la superficie del IPN presenta defectos propios del conformado los

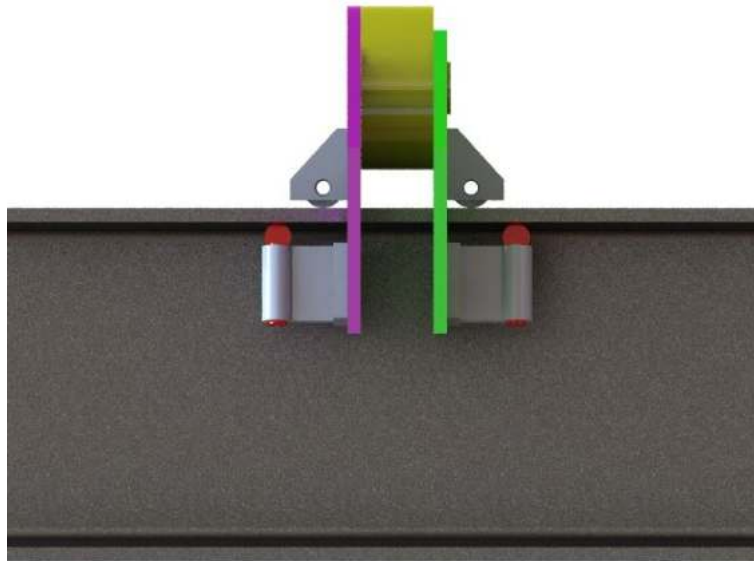


Figura 2.11: Vista lateral del soporte guía con elementos rodantes.

cuales no permiten asegurar que el carro deslice sin vibrar.

2.7.3. Patines de precisión

Se busca entonces guías con rodillos que puedan soportar las fuerzas mencionadas sin el inconveniente de las elevadas fuerzas de roce.

Se encuentra, a través de proveedores en la Ciudad Autónoma de Buenos Aires [15], la provisión de guías lineales aptas para el uso en maquinarias CNC bajo cargas pesadas, más precisamente la serie HG de Hiwin [14, Capítulo 2]. En la figura 2.13 se puede ver la geometría general de la misma junto con la del patín, dicha geometría en “X” puede soportar eficazmente momentos producidos por fuerzas que no estén en la dirección de la guía.

Siendo que la celda es de geometría cilíndrica y el patín presenta una superficie plana, se diseña una pieza “conector” la cual va atornillada al patín y a la celda (figura 2.14 en violeta y figura 2.15 en rojo). El mismo es diseñado en chapa de 1/4” de espesor y dado que solo debe soportar el peso del conjunto de la celda y la mordaza y alguna fuerza o momento pequeño no se hacen análisis de esfuerzo ni de vida útil ya que se considera que la pieza está sobredimensionada.

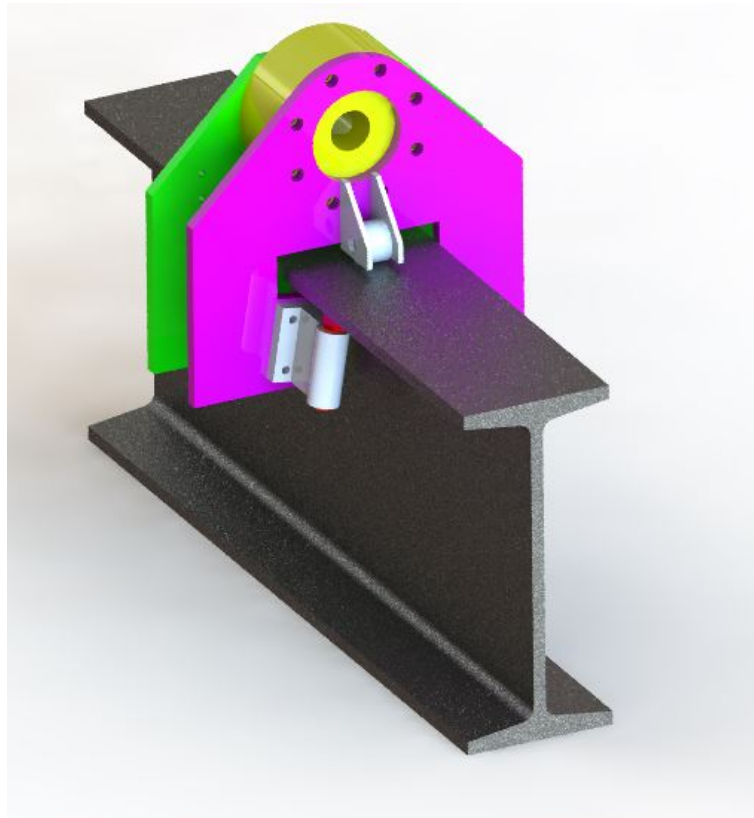


Figura 2.12: Opción de soporte guía con elementos rodantes. Consiste en tres ruedas por cara, donde dos de las ruedas se montan a rosca en la pieza gris permitiendo ajustar correctamente al prototipo y la tercera apoya simplemente sobre la cara superior del IPN.

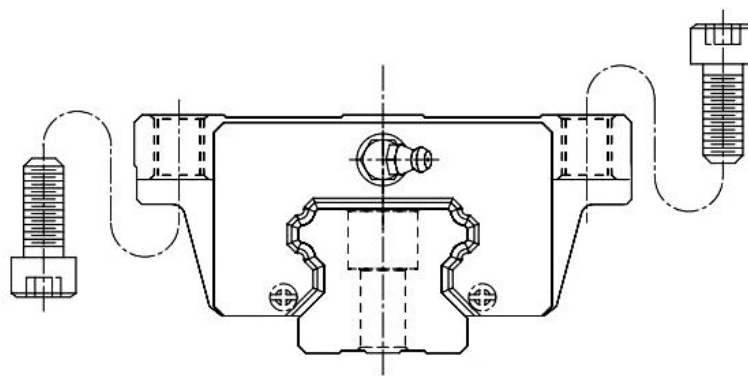


Figura 2.13: Patín y guía serie HGW-CC con bolas recirculantes [14, Tabla 2-1-1]

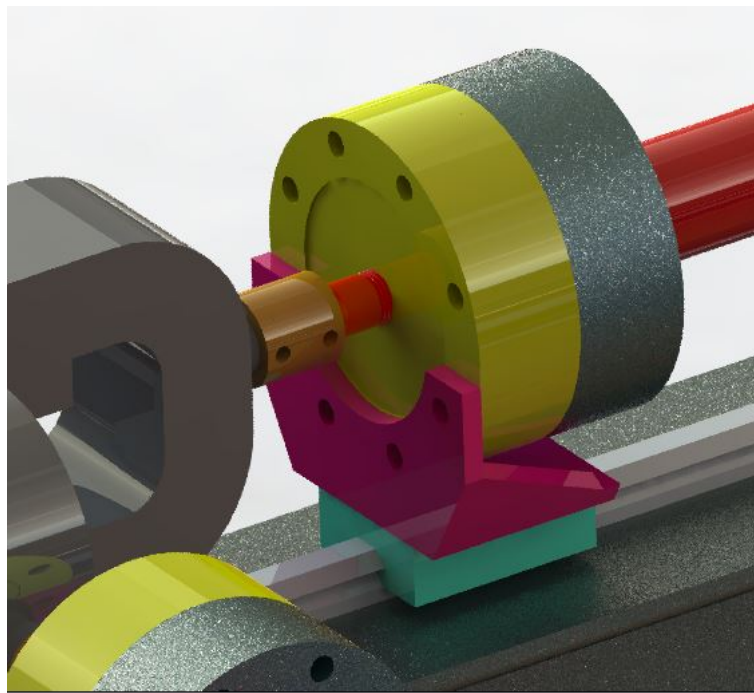


Figura 2.14: Se aprecia en color violeta el conector de la celda de carga con el patín, realizado en chapa de espesor 1/4” .

En el apéndice D se puede apreciar que las guías seleccionadas soportan con un coeficiente de seguridad alto un peso equivalente al de las mordazas, la celda y el resto de los elementos que permiten traccionar la probeta pero no soporta los momentos que se generan cuando se rompe un brazo de la probeta. Por este motivo se selecciona un patín de mayor tamaño y rigidez. Se elige entonces, de la serie de rodillos recirculantes Hiwin⁴, al modelo RGL55HA [14, Sección 2-9-13(2)] los cuales soportan fuerzas mucho mayores en la dirección perpendicular a las guías y como se ve en la figura 2.15 son más grandes y robustos, pero se descarta esta opción ya que consultando varios proveedores no se encuentra habitualmente en stock y además los patines similares de la serie RG que utilizan la misma guía tienen un precio elevado.

Los precios del patín similar se agregan al apéndice E y se observa que el costo total de la guía y los patines sin tomar en cuenta el costo del traslado desde China es casi el doble del precio del perfil IPN necesario para la estructura principal y el de las celdas de carga.

⁴Se vuelve a elegir esta marca ya que cumple con las expectativas y posee transparencia y accesibilidad a los precios facilitando el presupuesto final.

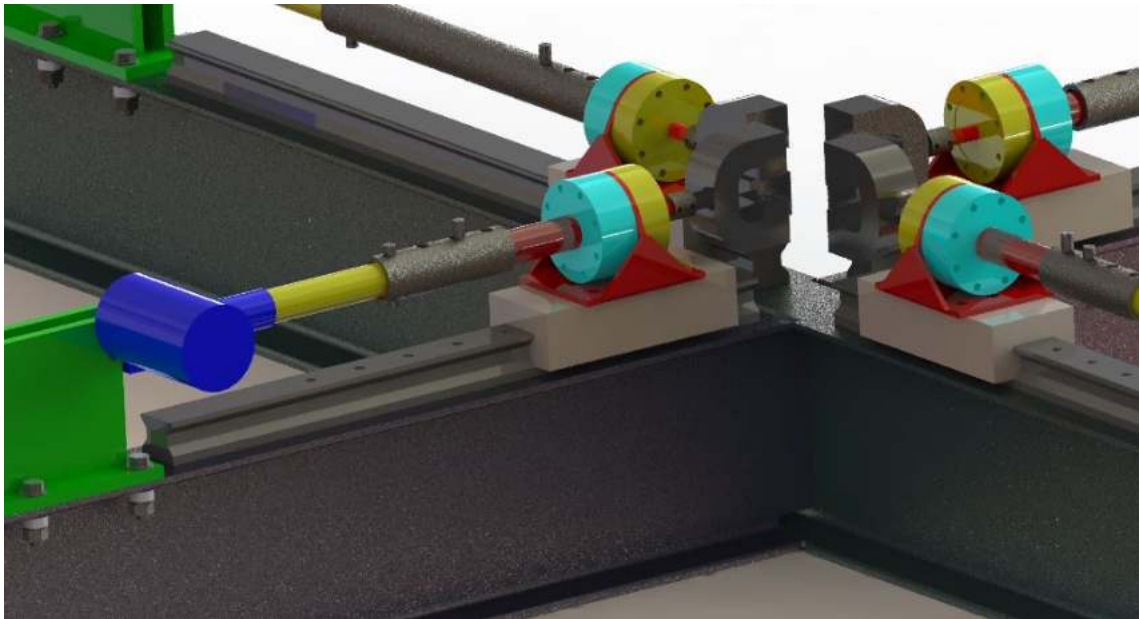


Figura 2.15: Prototipo con patines RGL55HA [14, Sección 2-9-13(2)]. Se descartan por falta de disponibilidad y elevado costo.

2.7.4. Guía con rodamientos

Dado que los esfuerzos producidos por la rotura de un brazo de la probeta son de magnitud comparable a los esfuerzos aplicados, se propone un modelo capaz de soportar las fuerzas impulsivas y momentos de mejor manera. Según se ve en el figura 2.17 se utilizan unos ángulos verticales de los cuales se fijan unas guías horizontales de acero y APM las cuales soportan el golpe del conjunto porta celda de la figura 2.16. Dicho conjunto consiste de dos chapas con una chapa soldada circularmente donde encastran la celda de carga y el sujeta celda roscado y otros ángulos donde se agarran los rodamientos que deslizan sobre la guía de APM. Una de estas chapas tiene un tubo soldado donde la barra que va roscada dentro de la celda puede deslizar con un juego pequeño tal que pueda soportar el momento producido por una fuerza perpendicular a la misma barra y transmitirlo al resto de la chapa y no a la celda de carga.

Este modelo se rechaza por posibles problemas de alineación y lo dificultoso de encastrar todas las piezas.

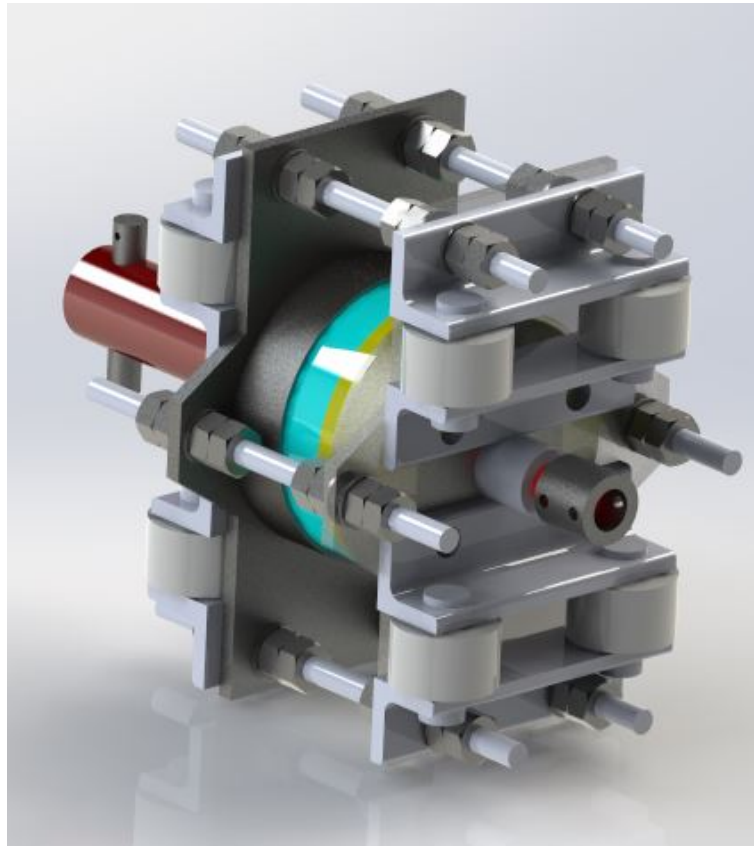


Figura 2.16: Prototipo de guía con rodamientos.

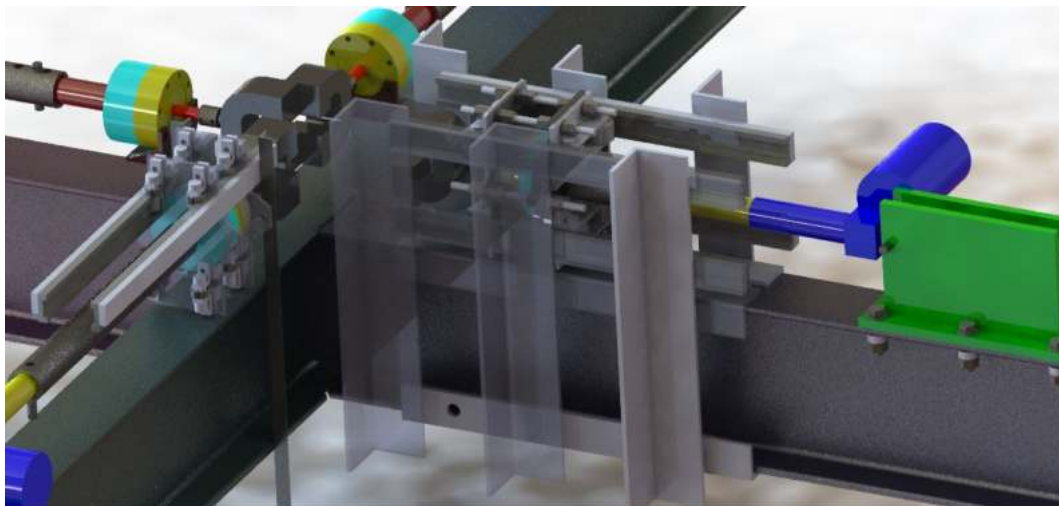


Figura 2.17: Conjunto general con el prototipo de guía completo formado por los flejes de APM acanalados, el fleje de chapa, los ángulos verticales y el conjunto móvil.

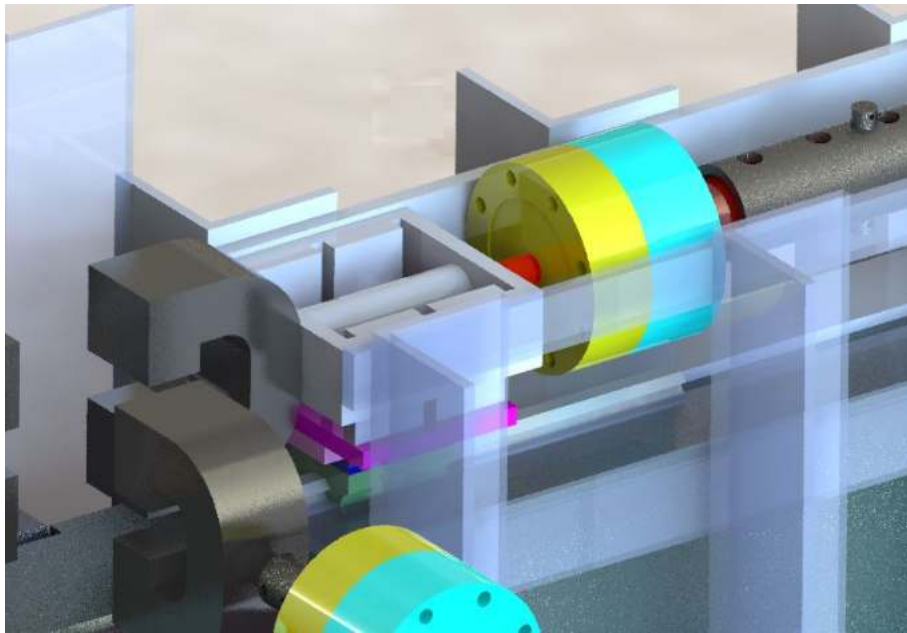


Figura 2.18: Vista trimétrica del conjunto unión libre donde se aprecia la caja de choque y las paredes donde la misma queda contenida (absorbiendo los esfuerzos laterales) cuando se rompe una probeta.

2.7.5. Unión deslizante

Inspirándose en los modelos anteriores se propone un modelo más simple como el que se ve en la figura 2.18, el cual combina las guías de precisión pequeñas de la figura 2.14 y las paredes que soportan los golpes del modelo de la figura 2.17.

Este modelo sortea el problema de los elevados momentos en el patín utilizando una unión simplemente apoyada capaz de ceder cuando se rompa una probeta, la cual está compuesta de una pieza trapezoidal solidaria al patín donde encastra la hembra solidaria al brazo de la máquina, esto se ve en la figura 2.19 estando representado el macho en azul y la hembra en violeta. También sortea el problema del momento en la barra que va enroscada en la celda de carga, utilizando una caja que golpea contra los bordes colocados absorbiendo parte de los esfuerzos laterales.

2.7.6. Unión deslizante mejorada

Dado que el modelo anterior ejerce una fuerza de corte en el tornillo que va dentro del centro de la celda (ver barra roja en figura 2.19) se realizan

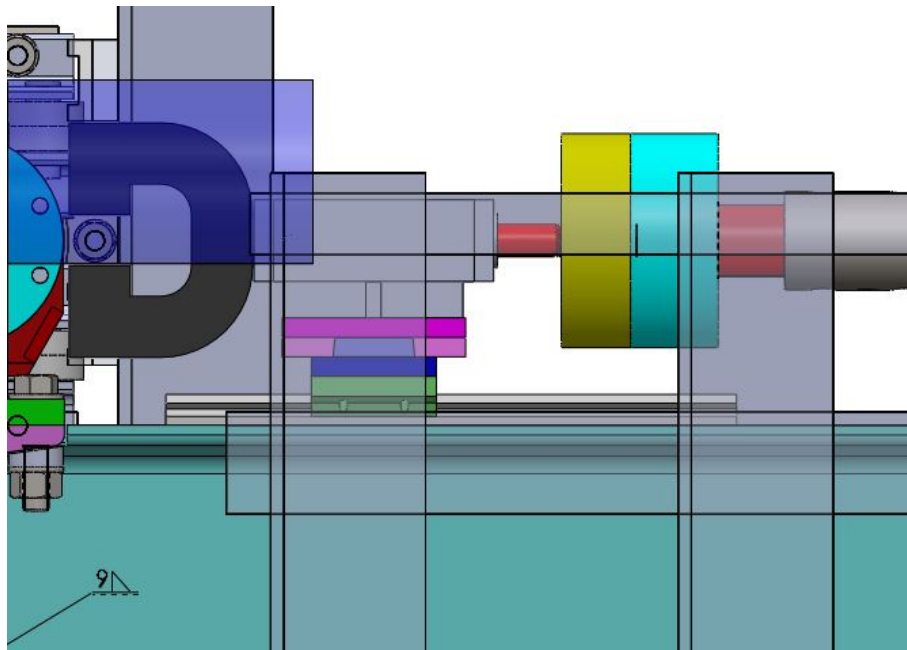


Figura 2.19: Vista lateral de la “unión libre” se observa el acople macho solidario al patín en azul y celeste y el acople hembra en fucsia y rosa claro solidario a la caja de choque.

una serie de modificaciones respetando la esencia del modelo anterior.

Este modelo posee dos soportes individuales para cada conjunto solidarios a los extremos del tornillo previamente mencionado, en el extremo más cercano a la probeta y mordaza las fuerzas verticales son soportadas con un conjunto con el mismo mecanismo de desacople que el del modelo anterior y en el otro extremo la fuerza vertical está soportada indirectamente por un rodamiento (ver figura 2.20).

Se propone el uso de un rodamiento en el segundo soporte para que la interferencia en la medición (que se logra con el desplazamiento relativo entre la celda de carga y el tornillo) sea lo menor posible. Este rodamiento desliza sobre una superficie plana a mecanizar sobre el soporte de celda mencionado en la sección 2.3 y su eje se apoya en dos chapas con muesca soldadas a la base azul solidaria a los patines. En la sección D.1.1, se muestra el proceso de selección y se verifica dicho rodamiento. Se obtiene un coeficiente de seguridad de 84, por lo que considerando el poco uso y solicitaciones al que estará sometido se propone el uso de un buje de polietileno de ultra alto peso molecular (UHMWPE) por presentar un bajo coeficiente de fricción contra

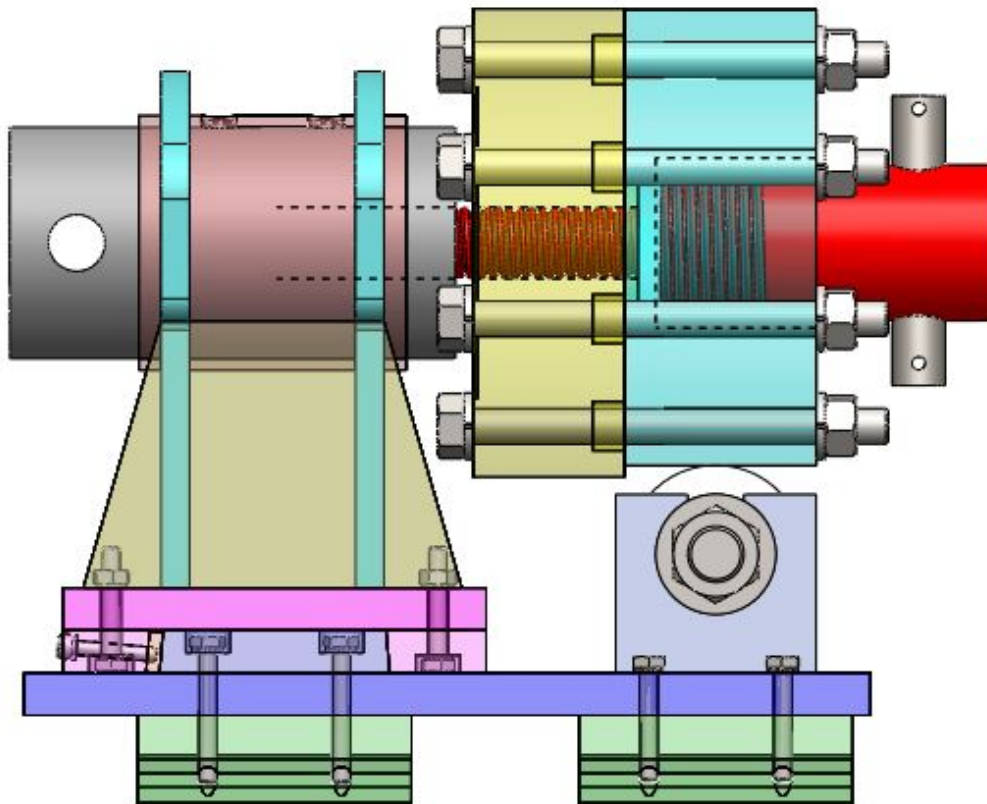


Figura 2.20: Vista lateral de la “unión libre mejorada”. En blanco en la sección inferior derecha se ve el buje de polímero que reemplaza al rodamiento mencionado en la sección 2.7.6 y D.1.1.

el metal, resistencia a la abrasión y resistencia a los impactos [16].

El conjunto del otro extremo consiste en un adaptador hueco con una rosca interna para sujetar el tornillo que está dentro de la celda y un agujero pasante perpendicular al eje donde entra un perno para fijar la mordaza (ver figura 2.21 para mayor claridad). Este adaptador es sujetado por un tubo de acero IRAM [17], el cual está soldado a un par de chapas verticales las cuales chocan contra las barreras cuando se rompe una probeta. Estas chapas se sueldan a la base del acople hembra en rosa.

Otra mejora que se introduce en este conjunto es el uso de una placa de bronce en el acople hembra para poder eliminar el juego entre el acople hembra y macho, la misma se fija con dos tornillos cabeza hueca Allen de 1/8” (#5) x 3/4” paso fino (ver esquina inferior izquierda de la figura 2.20).

Se recomienda aplicar algún lubricante ligero a la otra cara del acople donde hay un contacto de acero con acero para asegurar un buen desacople.

Se logra entonces un conjunto que se mueve en el mismo plano de forma suave gracias a las guías de precisión, que protege a las guías de los momentos generados por la rotura de una probeta, que no genera esfuerzos adicionales al tornillo traccionado de la celda de carga y que no interfiere significativamente con la medición de la misma (la interferencia con la medición se puede producir por el roce entre los patines y la guía de precisión y entre el buje y el soporte de la celda).

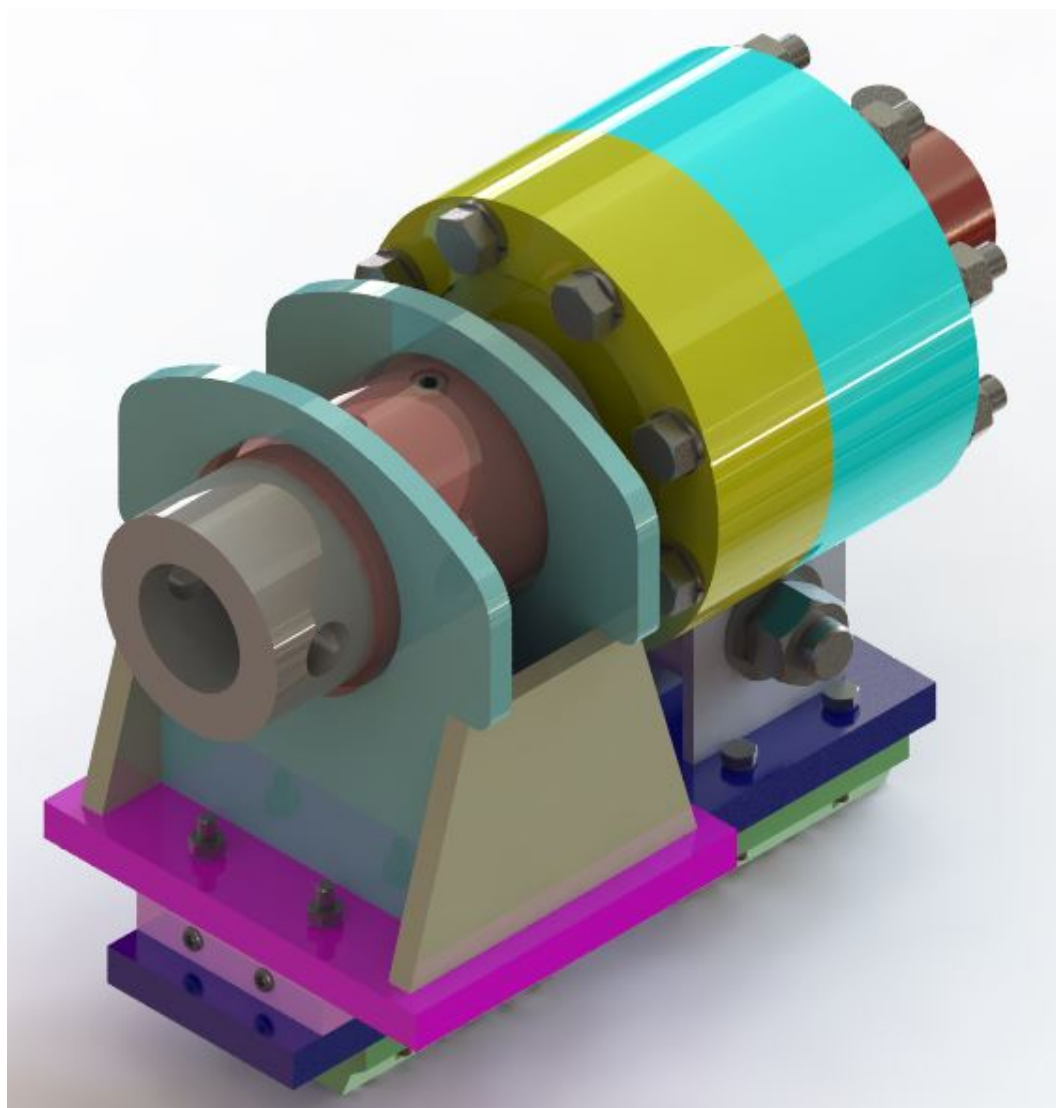


Figura 2.21: Vista isométrica de la “unión libre mejorada” elegida para el diseño definitivo.

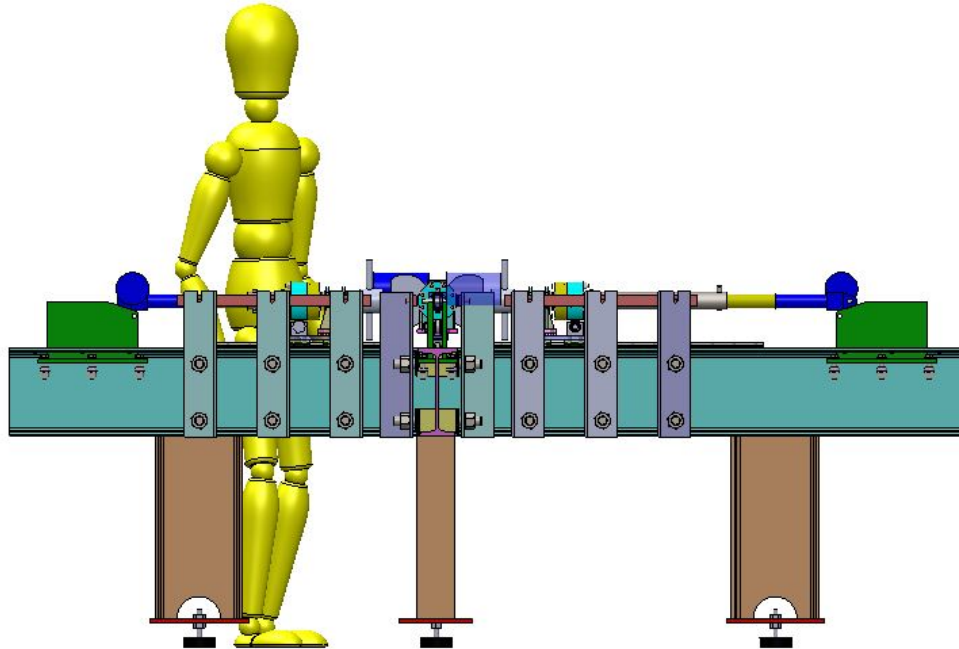


Figura 2.22: Vista general del modelo virtual con apoyos regulables antivibratorios y persona de 1.76 m de alto.

2.8. Apoyos

Para lograr un diseño ergonómico se sugiere el uso de soportes para elevar la zona de trabajo de la máquina a una altura cómoda para trabajar. Dado que el perfil IPN utilizado en la estructura principal solo se consigue comercialmente en tramos de 12 metros se sugiere utilizar los recortes restante para hacer dichos soportes.

Una vez que se define como separar la estructura principal del piso, se debe definir como apoyar estas patas en el piso. Se obtienen dos opciones en las cuales se suelda una plancha de acero en el extremo inferior de los soportes, estas son:

- Plancha perforada para ser fijada al suelo usando brocas químicas .
- Plancha perforada para adosarle una base de goma antivibratoria regulable.

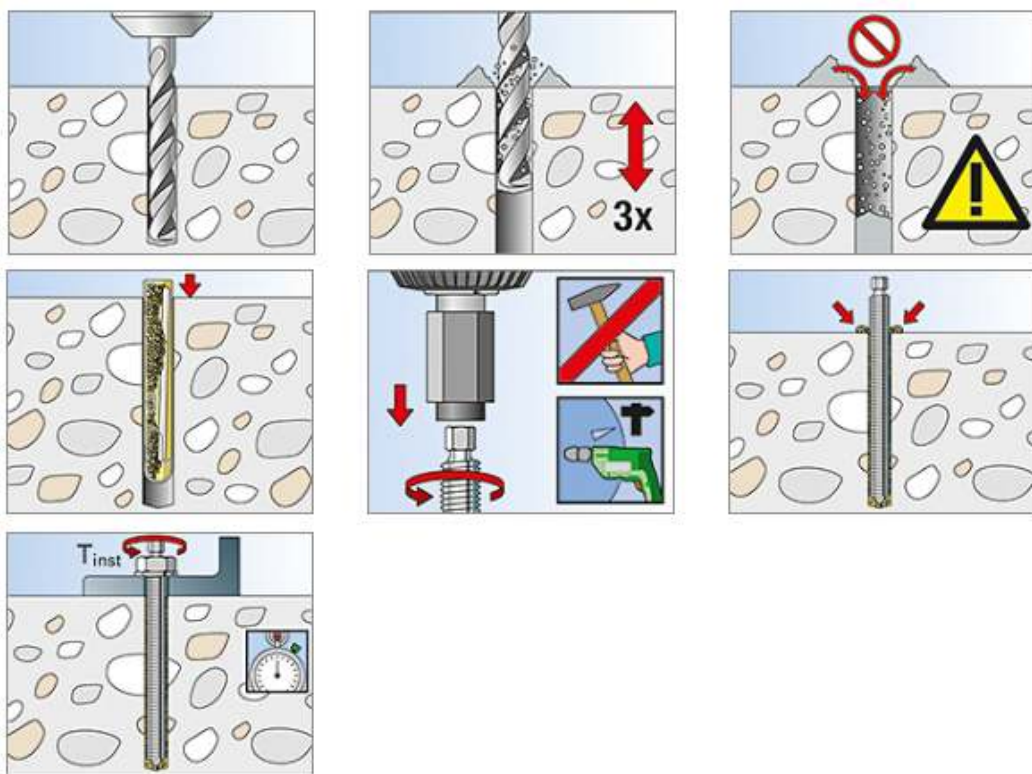


Figura 2.23: Instrucciones de ensamblaje de varillas roscada con anclaje químico. [18]

Se elige la segunda opción ya que además de contar con la ventaja de poder nivelar la estructura fácilmente también permite un traslado relativamente más sencillo en caso que se quiera cambiar de lugar la máquina.

El peso total de la máquina es de aproximadamente 600 kg, así que se selecciona una pata de goma N°80 [19], las cuales resisten 300 kg cada una y la plancha donde se sujetan las patas será de 1/2".

Capítulo 3

Modelo definitivo

En el capítulo anterior se muestra el desarrollo de la máquina casi cronológicamente y en ciertos casos al desarrollar nuevos elementos o cambiar las dimensiones de otros, algunos elementos quedaron sometidos a diferentes solicitaciones que las calculadas originalmente, por lo tanto en este capítulo se pretende recalcular aquellos elementos que fueron cambiados y mostrar el prototipo virtual terminado.

3.1. Estructura principal

Al principio del apéndice A se define la variable \mathbf{h} como $90,45 + \frac{d}{2}$, ese 90.45 (ver figura B.4) era una distancia estimada desde la cara superior del IPN al centro del orificio donde se sujeta al actuador, esta distancia se tuvo que cambiar a 130 mm para poder utilizar la unión libre de la sección 2.7.6 y las mordazas INSTRON que soportan 50kN, lo cual aumenta el brazo de palanca al que está sometido el perfil.

Con este nuevo \mathbf{h} se obtiene la tensión en la fibra más alejada del perfil de la estructura, dando como resultado $\sigma = 33,20$ MPa, que según la sección A.4 la soldadura tendrá vida infinita a la fatiga.

Como dato aparte, pero útil, se busca la distancia máxima entre los apoyos del motor que soporta el IPN a la flexión sin superar la flecha máxima de 0.1 mm obteniendo $l = 2600$ mm, 300 mm más que la distancia que se había utilizado en el cálculo del apéndice A.



Figura 3.1: Diseño final del anclaje del motor.

3.2. Anclaje motor

Dado que la configuración inicial presentaba problemas para ensamblar y operar el conjunto de la unión deslizante se retira material de la esquina superior más cercana al orificio de enganche logrando un redondeo.

También se debe alargar en altura la chapa agujereada junto con el orificio de enganche por lo mencionado en la sección anterior por lo que cambian los esfuerzos previamente calculados.

La distancia L de la figura B.9 pasa de ser 77.75 mm a ser 117.3 mm, por lo cual se vuelve a calcular el factor de seguridad a la fatiga en el cuadro B.7 obteniéndose un factor de seguridad n mayor a uno por lo que no se debe modificar el cordón de soldadura.

Ya verificado el cordón, se vuelve a calcular la sollicitación de los bulones con los que se sujeta el anclaje al IPN haciendo las mismas consideraciones que en la sección B.1 donde el único valor que se cambia es el de F_t ya que el momento que la genera es mayor, en el cuadro B.2 se resume el cálculo del factor de seguridad de los bulones. Se obtiene un factor de seguridad igual a uno, por lo tanto no se cambian los bulones.

3.3. Prototipo final

En conclusión, el prototipo virtual final al que se llega es el de la figura 3.2, el cual ocupa un espacio de 2620 mm por 2620 y pesa aproximadamente

600 kg. Se cuenta con la posibilidad de que ocupe como máximo 3230 por 3230 mm, si es que se decide construirlo con el largo máximo que soporta el diseño (está opción se plantea en el plano final), con lo cual solo se tendría que cambiar el largo de los prolongadores y a lo sumo agregar un modulo más de las guías de precisión.

Propiedades del modelo:

- Velocidad actuadores 5 mm/s.
- Capacidad máxima de diseño 47kN.
- Carrera actuadores 170 mm.
- Independencia de los actuadores.
- Precisión de ± 1 kg.
- Plano de trabajo ergonómico
- Versatilidad para futuras modificaciones
- Compatibilidad con mordazas INSTRON preexistentes en la facultad.
- Mantenimiento sencillo.
- Espacio disponible de 270 mm en dos brazos para colocar dispositivos vibradores.
- Capacidad para ensayar probetas desde 45x45 mm a 200x200 mm o hasta 800x800 si se decide utilizar el máximo largo permisible de IPN.

3.3.1. Costos

Se deberá invertir cerca de U\$S 2,840 según el cuadro 3.1 sólo en materiales para lograr este modelo.

En el apéndice E se presentan los detalles correspondientes al desglose de los costos presentados en el cuadro 3.1.

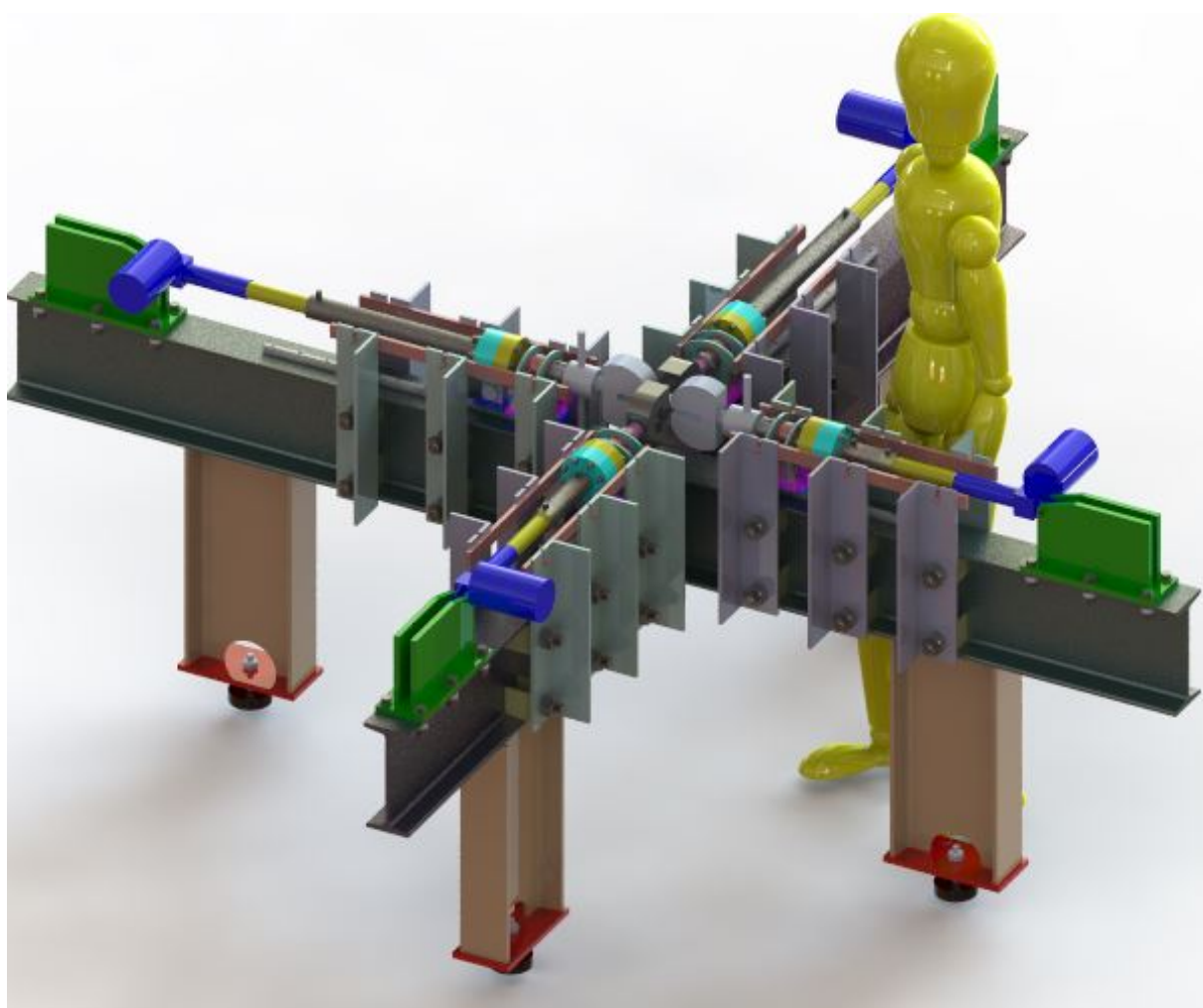


Figura 3.2: Vista trimétrica del prototipo final.

Elemento (cantidad necesaria)	U\$S	Proveedor
IPN 240 x 12 m	\$994.60	Faule
Celda de carga	\$386.21	Aliexpress
HGW15CC	\$351.95	Mecatronic
HGR15 (por metro)	\$227.60	Mecatronic
Chapas	\$276.66	Faule
Redondos 1045	\$85.66	Aceros Cripton
L 4" x 4" x 1/4" x 12 m	\$134.24	Faule
Tornilleria	\$335.52	Varios
Base Antivibratoria N80	\$48.05	Mercadolibre [20]
Total	\$2,840.48	

Cuadro 3.1: Precio total estimativo de materia prima y elementos a comprar para poder construir el prototipo virtual.

3.4. Conclusiones

Tras analizar y descartar varias opciones se llega a un diseño que cumple con los objetivos planteados inicialmente.

Se obtiene un diseño con una alta factibilidad de construcción, que usa mayoritariamente productos disponibles en la localidad de Mar del Plata y que posee una gran flexibilidad para futuros cambios o modificaciones ya que la mayoría de los elementos utilizados son desmontables. Es necesario tener especial precaución en la preparación de los perfiles IPN a ser soldados, así como también nivelar correctamente las guías de precisión. Los cortes que se deben hacer a las chapas que se ven en la imágenes del apéndice E se pueden encargar en el momento de la compra a empresas de Mar del Plata dedicadas al corte de las mismas mediante chorro de agua o láser. Para esto además de los planos del prototipo virtual se adjuntan archivos individuales en DWG con el espesor de chapa correspondiente y la cantidad necesaria de piezas a cortar.

Parte II

Apéndices

Apéndice A

Cálculo de la estructura principal

A continuación se detalla la memoria de cálculo de la opción elegida para la estructura principal del equipo mediante perfiles IPN unidos por soldadura.

Dada la altura de separación necesaria entre la cara superior de la viga y el punto de apoyo de los motores, se calcula la flecha que origina la fuerza generada por el motor usando el método de los trabajos virtuales suponiendo una viga en voladizo.

Siendo:

- **F**= fuerza media que hace el actuador [*kg*]
- **d**= alto del IPN. [*mm*]
- **h**=Distancia entre fibra neutra y el punto de aplicación de la carga= $90,45 + \frac{d}{2}$ [*mm*].
- **M_f**=Momento de la fuerza del motor= $F \cdot h$ [*kg · mm*]
- **c**=Momento de la carga unitaria en la mitad de la viga= $\frac{L}{2}$ [*kg · mm*]
- **L**=largo de la viga=2300 [*mm*]
- **E**=Modulo de Young=190 000 [*kg/mm²*]
- **I**=Inercia [*mm⁴*]
- **f**=flecha de la viga [*mm*] (ec A.1)

$\frac{lac}{2}$	$\frac{lac}{2}$	$\frac{lac}{2}$	$\frac{lac}{2}$	$\frac{lc(a+b)}{2}$	$\frac{lc(a+b)}{2}$	$\frac{lac}{2}$
$\frac{lac}{2}$	$\frac{lac}{2}$	$\frac{lac}{3}$	$\frac{lac}{6}$	$\frac{lc(2a+b)}{6}$	$\frac{lc(a+2b)}{6}$	$\frac{ac(l+y)}{6}$
$\frac{lac}{2}$	$\frac{lac}{2}$	$\frac{lac}{6}$	$\frac{lac}{3}$	$\frac{lc(a+2b)}{6}$	$\frac{lc(2a+b)}{6}$	$\frac{ac(l+x)}{6}$
$\frac{la(c+d)}{2}$	$\frac{la(2c+d)}{6}$	$\frac{la(2d+c)}{6}$	$\frac{1}{6}[a(2c+d)+b(2d+c)]$	$\frac{1}{6}[a(2d+c)+b(2c+d)]$	$\frac{a}{6}[c(l+y)+2dx]$	
$\frac{la(c+d)}{2}$	$\frac{la(2d+c)}{6}$	$\frac{la(2c+d)}{6}$	$\frac{1}{6}[a(2d+c)+b(2c+d)]$	$\frac{1}{6}[a(2c+d)+b(2d+c)]$	$\frac{a}{6}[c(l+x)+2dy]$	
$\frac{lac}{2}$	$\frac{ac(l+y)}{6}$	$\frac{ac(l+x)}{6}$	$\frac{c}{6}[a(l+y)+2bx]$	$\frac{c}{6}[a(l+x)+2by]$	$\frac{lac}{3}$	
$\frac{2}{3}lac$	$\frac{lac}{3}$	$\frac{lac}{3}$	$\frac{lc}{3}(a+b)$	$\frac{lc}{3}(a+b)$	$\frac{ac(l^2+xy)}{3l}$	
$\frac{lac}{3}$	$\frac{lac}{12}$	$\frac{lac}{4}$	$\frac{lc}{12}(a+3b)$	$\frac{lc}{12}(b+3a)$	$\frac{ac(3xl+y^2)}{12l}$	
$\frac{lac}{3}$	$\frac{lac}{4}$	$\frac{lac}{12}$	$\frac{lc}{12}(b+3a)$	$\frac{lc}{12}(a+3b)$	$\frac{ac(3yl+x^2)}{12l}$	
$\frac{la(d+4e+c)}{6}$	$\frac{la(d+2e)}{6}$	$\frac{la(2e+c)}{6}$	$\frac{1}{6}[a(2e+d)+b(2e+c)]$	$\frac{1}{6}[b(2e+d)+a(2e+c)]$	$\frac{a}{6l}[2e(l^2+xy)+cx^2+dy^2]$	
$\frac{la(d+4e+c)}{6}$	$\frac{la(2e+c)}{6}$	$\frac{la(d+2e)}{6}$	$\frac{1}{6}[a(2e+d)+b(2e+c)]$	$\frac{1}{6}[b(2e+d)+a(2e+c)]$	$\frac{a}{6l}[2e(l^2+xy)+cy^2+dx^2]$	

Figura A.1: Tabla con integral de momentos resuelta.

La integral de la ecuación A.1 se resuelve utilizando la tabla de la figura A.1 donde M es M_f constante en todo el largo y m es c . Se selecciona la expresión de la primera fila y segunda columna y se obtiene la ecuación A.2.

$$f = \int_0^L \frac{M \cdot m}{E \cdot I} ds \quad (A.1)$$

$$f = \frac{L \cdot M_f \cdot c}{2 \cdot E \cdot I} \quad (A.2)$$

Con la ecuación A.2 se itera cambiando los valores de I y h para cumplir con la condición de la flecha menor a 0.1mm y así encontrar el IPN necesario. Una vez encontrada la viga se procede a calcular la misma para que tenga vida infinita a la fatiga. Para esto se definen más valores en la sección A.1.

A.1. Cálculo a la fatiga según el método de Marin

Marin identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. Estos factores

de reducción de la resistencia multiplican el estimado teórico para obtener una resistencia de fatiga o un límite de resistencia a la fatiga corregidos para una aplicación específica.[21, Cap 7-8].

- σ =Tensión en la fibra más alejada.[MPa]
- σ_{VM} =Tensión de Von Mises. [MPa]
- S_{yt} =Resistencia de fluencia=180 [MPa]
- S_{ut} =Resistencia ultima a la tracción=320 [MPa] (según tabla A-20 del Shigley)
- σ_m =Tensión media.[MPa]
- σ_a =Amplitud tensión fluctuante.[MPa]
- S_e' =Limite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.[MPa]
- S_e =Limite de resistencia a la fatiga de elemento mecánico.[MPa]
- k_a = Factor de superficie.
- k_b = Factor de tamaño.
- k_c = Factor de carga.
- k_d = Factor de temperatura.
- k_e = Factor de efectos diversos.
- n =Factor de seguridad.
- K_f =Factor de concentración de esfuerzo por fatiga.
- q =Sensibilidad de la muesca
- K_t =Factor de concentración del esfuerzo.
- r =radio de la entalla o radio de acuerdo en union soldada.

$$\sigma = \frac{M_f \cdot d \cdot 9,8}{4 \cdot I} \text{ MPa} \quad (\text{A.3})$$

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \quad (\text{A.4})$$

En la **ecuación A.3** se obtiene la tensión en la fibra más alejada de la viga. Dado que hay dos vigas unidas a 90°, como se ve en la **figura 2.2**, se calcula la tensión equivalente según Von Mises, suponiendo que en la zona de unión las tensiones permanecen constantes.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (\text{A.5})$$

Siendo σ_1 y σ_2 las tensiones normales respectivas de cada barra y $\sigma_3=0$ obtenemos:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma = \sigma_{VM} \quad (\text{A.6})$$

Esta tensión se utilizará como la tensión media σ_m en la **ecuación A.7**

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \quad (\text{A.7})$$

A.1.1. Definición de factores

A continuación se definirán los distintos factores que afectan a S_e' según el libro de Shigley. [21, Sección 7-8]

A.1.1.1. Factor de superficie k_a

k_a Depende de la calidad del acabado y de la resistencia a la tracción, se define en la **ecuación A.8** y se utilizan los valores de la **figura A.2**

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (\text{A.8})$$

A.1.1.2. Factor de tamaño k_b

El factor k_b fue concebido originalmente para probetas circulares, donde k_b se obtiene mediante la **ecuación A.9**. Cuando la sección no es circular, se utiliza una dimensión efectiva d_e , obtenida igualando las áreas sometidas al 95 % del esfuerzo $A_{0,95\sigma}$ de un cilindro (ecuación A.10) y la del material

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272.	-0.995

Figura A.2: Tabla para obtener los valores de a y b para el calculo de k_a . En amarillo los valores seleccionados para el cálculo de la estructura principal[21, TABLA 7-4]

de interés. En este caso será la del perfil "d" de la figura A.3 , cuya $A_{0,95\sigma}$ esta representada en la ecuación A.11.

$$k_b = \frac{d^{-0,133}}{7,62} \quad mm \quad 2,79 \leq d \leq 51 \quad mm \quad (A.9)$$

$$A_{0,95\sigma} = \frac{\pi}{4} \cdot [d^2 - (0,95 \cdot d)^2] = 0,0766 \cdot d^2 \quad (A.10)$$

$$A_{0,95\sigma} = 0,05 \cdot b \cdot a \quad (A.11)$$

Combinando A.9 y A.11 se obtiene que d_e , representado en la ecuación A.12. Dicho valor supera el rango establecido en A.9. La bibliografía dicta que cuando se supere este rango k_b varía de 0,60 a 0,75. Por lo tanto se toma el valor intermedio 0,675.

$$d_e = 0,808 \cdot \sqrt{b \cdot a} \quad (A.12)$$

A.1.1.3. Factor de carga k_c

El factor de carga esta dado por los valores de la figura A.4. El IPN en la zona de interés esta sometido a un esfuerzo de flexión $\rightarrow k_c = 1$.

A.1.1.4. Factor de temperatura k_d

Pondera el cambio de la resistencia a la fluencia y la fragilidad por la temperatura. k_d es el igual al cociente entre la resistencia a la tensión a la temperatura de operación y la resistencia a la tensión a la temperatura del lugar de trabajo.

Siendo las dos temperaturas iguales $k_d = 1$.

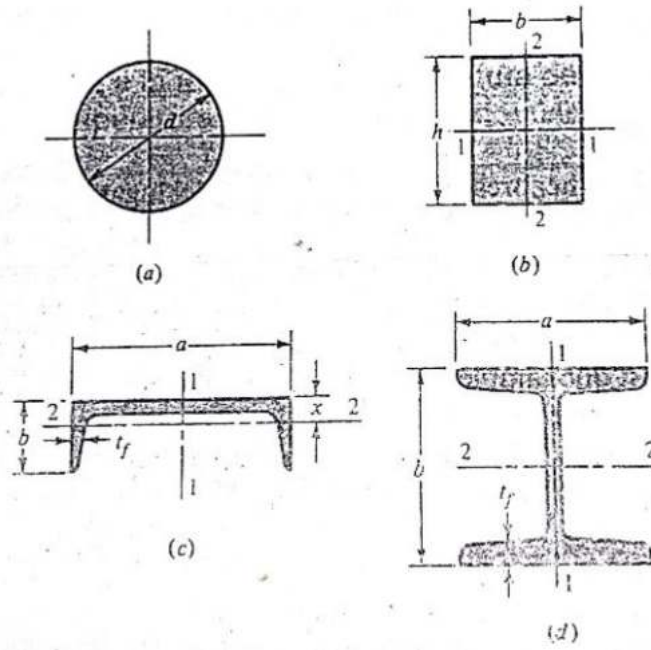


Figura A.3: Se utilizarán los valores respectivos a la figura d. [21, Figura 7-8]

$$k_c = \begin{cases} 0.923 & \text{carga axial} & S_{ut} \leq 220 \text{ kpsi (1520 MPa)} \\ 1 & \text{carga axial} & S_{ut} > 220 \text{ kpsi (1520 MPa)} \\ 1 & \text{flexión} \\ 0.577 & \text{torsión y cortante} \end{cases}$$

Figura A.4: Se selecciona $k_c = 1$ por estar sometida a flexión.

A.1.1.5. Factor de efectos diversos k_e

Toma en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos; sin embargo la verdadera razón de usarlo es que sirve de recordatorio de que deben considerarse dichos efectos, pues no se dispone de valores reales de k_e . Algunos de los causantes de estos efectos son:

- Esfuerzos residuales o remanentes
- Características direccionales (laminación o estirado)
- Templado superficial
- Corrosión
- Recubrimiento electrolítico
- Metalizado por aspersión
- Frecuencia del esforzamiento cíclico
- Corrosión por apriete (*Fretting*)
- Concentración del esfuerzo

De estos aspectos, lo más relevante para el proyecto es que en elementos laminados o estirados se tiene un límite de resistencia a la fatiga en la dirección transversal, el cual puede ser de 10 a 20 % menor que el límite respectivo en la longitud transversal $\rightarrow k_{ed} = 0,85$.

Así como también que, cuando solo se considera la concentración del esfuerzo se obtiene la ecuación A.13 [21, ec 7-24] . Por lo tanto en este caso, se combina k_{ed} con k_e de la ecuación A.13 para obtener un k_e que tome en cuenta los dos factores, se define entonces la ecuación **A.14**.

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad (\text{A.13})$$

$$k_e = k_{ed} \cdot \frac{1}{K_f} \quad (\text{A.14})$$

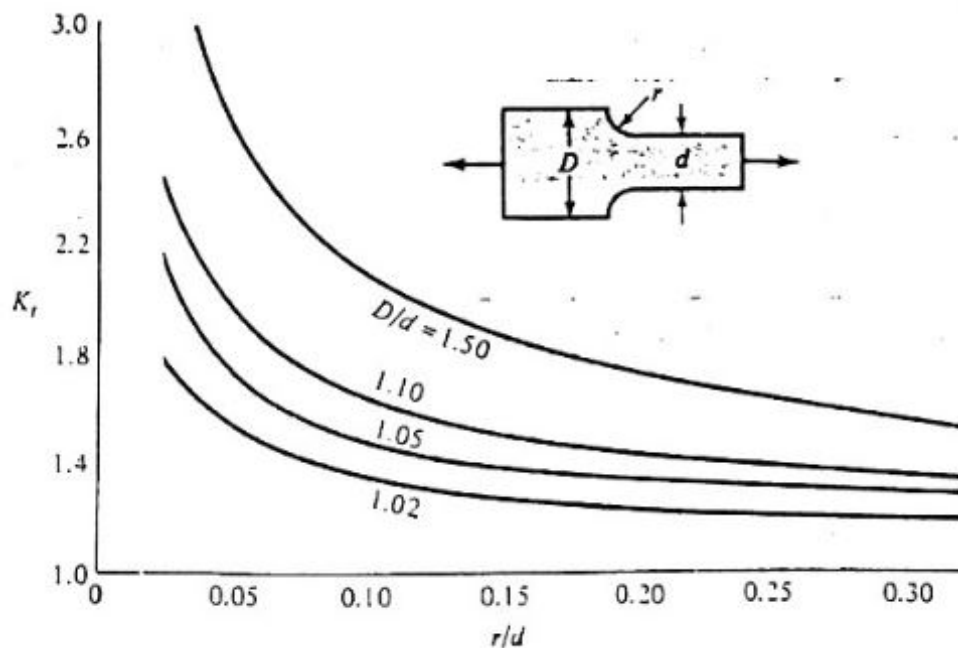


Figura A.5: Diagrama de factores de concentración de esfuerzo teórico. Se entra con la relación r/d y se interseca a la curva $D/d = 1,50$ (siendo esta la más cercana a las magnitudes de la unión de las vigas).[21, Tabla A-15]

A.1.1.6. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga K_f

Este factor se define como el cociente entre el esfuerzo máximo en una probeta con muesca sobre el esfuerzo en una probeta libre de muesca y depende de la *sensibilidad de la muesca* q así como también de el factor de concentración de esfuerzo K_t . Como se puede apreciar en la **ecuación A.15**.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (\text{A.15})$$

K_t se obtiene de la **figura A.5**, siendo r el radio de acuerdo en la unión entre ambas vigas, d el ancho de la viga y D el largo de la viga transversal al ancho de d . Mientras que q se obtiene de la **figura A.6**

Asumiendo $r=3$ se obtiene:

- $K_t = 1,6$
- $q = 0,6$
- $K_f = 1,36$

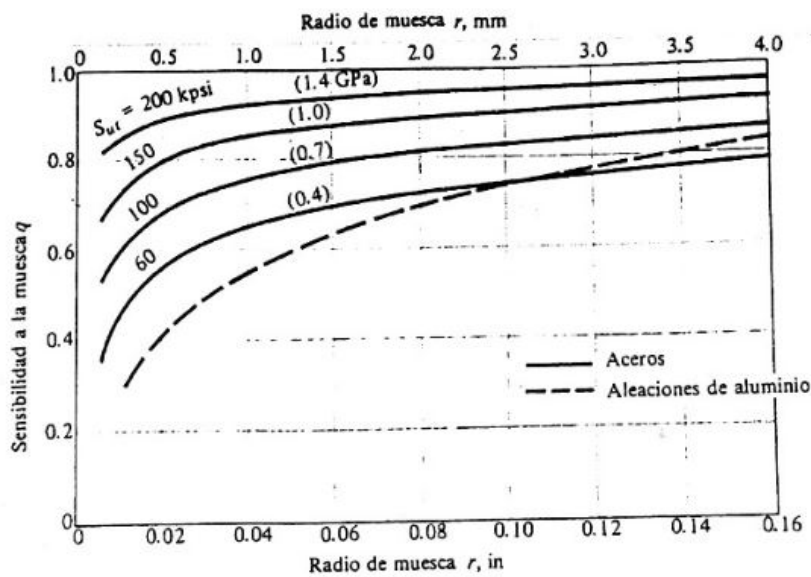


Figura A.6: Diagrama de sensibilidad a la entalla para aceros y aleaciones de aluminio sometidas a cargas de flexión y cargas axiales.

$$S'_e = \begin{cases} 0.504S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Figura A.7: Limite de resistencia de una probeta de viga rotatoria. Se selecciona la ecuación superior.[21, 7-4]

- $k_e = 0,625$

A.1.2. Cálculo de S_e

Una vez estimado los factores se procede a calcular S_e utilizando la ecuación A.4. Para esto se deberá estimar el valor de S'_e , usando la figura A.7.

$$S'_e = 0,504 \cdot S_{ut} \tag{A.16}$$

$$S_e = 161,2 \cdot 0,91 \cdot 0,675 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,625 \text{ (ecuación A.4 con sus valores respectivos)}$$

$$S_e = 62,4 \text{ MPa}$$

A.1.3. Máxima amplitud de la fuerza variable

De la ecuación A.3 y A.7 se obtiene σ_m y se despeja σ_a . Se calcula el valor de $\sigma_m = 26,14 \text{ MPa}$ y se adopta un coeficiente de seguridad $n=5$, obteniendo la máxima tensión oscilatoria que podría soportar la estructura de acuerdo con las especificaciones. Luego con la ecuación A.18 se encuentra la amplitud de la máxima fuerza oscilante que podría soportar la estructura para hacer ensayos de fatiga.

$$\sigma_a = \left(\frac{1}{n} - \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right) \cdot S'_e \quad (\text{A.17})$$

$$F_{a \text{ max}} = \frac{2 \cdot \sigma_a \cdot I}{h \cdot d \cdot 9,8} [\text{kg}] \quad (\text{A.18})$$

A.2. Cálculo de resistencia de perfiles. Resultados

Tras iterar y comparar resultados se elige un perfil **IPN 240**, el cual presenta frente a la fuerza **F** de 4500kg una flecha **f** de 0,07mm. El IPN inmediatamente inferior (220) presenta una flecha de 0.1 mm.

Luego se comprueba que carga máxima alternante puede soportar la viga para presentar vida infinita a la fatiga.

Se encuentra que la viga, frente a las sollicitaciones a la que esta sometida y al coeficiente de seguridad, puede soportar una tensión alternante σ_a de $7,38 \text{ MPa}$ que se traduce a una fuerza F_a de 1270 kg.

Por ultimo se comprueba que las cargas **F** y F_a sumadas no deformen la viga más de lo permitido. Para esto se llama a la ecuación A.2 y se reemplaza **F** por la suma mencionada. Dando una flecha de $0,09 \text{ mm}$. Por lo tanto la elección del IPN 240 es la más adecuada.

A.3. Verificación a la fatiga según norma CIRSOC 304

Se verifican los resultados obtenidos con el metodo de Marin, utilizando la normativa actual en Argentina sobre la soldadura de estructuras de acero.

Tipo de unión soldada	Tipo de tensión aplicada		Tensiones admisibles	Nivel de resistencia requerido del metal de aporte ⁽¹⁾
Soldaduras con junta de penetración completa, JPC	Tracción normal al área efectiva		Igual al metal base	Se debe usar un metal de aporte que iguale el nivel de resistencia del metal base
	Compresión normal al área efectiva		Igual al metal base	Se debe usar un metal de aporte que iguale el nivel de resistencia del metal base o una clasificación 70 MPa en menos, compatible con el metal base.
	Tracción o compresión paralelas al eje de la soldadura		Sin consideración de diseño para la unión soldada	Puede usarse metal de aporte con un nivel de resistencia igual o menor al metal base.
	Corte sobre el área efectiva		0,30 × mínima resistencia a la tracción del metal de aporte de acuerdo con la clasificación de norma. La tensión de corte en el metal base será menor o igual que 0,40 × la tensión de fluencia del metal base	
Soldaduras con junta de penetración parcial, JPP	Compresión normal al área efectiva	Juntas diseñadas como resistentes	0,90 × mínima resistencia a la tracción del metal de aporte de acuerdo con la clasificación de norma, pero menor o igual que 0,90 × la tensión de fluencia del metal base	Puede usarse metal de aporte con un nivel de resistencia igual o menor al metal base.
		Juntas no diseñadas como resistentes	0,75 × mínima resistencia a la tracción del metal de aporte de acuerdo con la clasificación de norma	
	Tracción o compresión paralelos al eje de la soldadura		Sin consideración de diseño para la unión soldada	
	Corte paralelo al eje de la soldadura o al área efectiva		0,30 × mínima resistencia a la tracción del metal de aporte de acuerdo con la clasificación de norma. La tensión de corte en el metal base será menor o igual que 0,40 × la tensión de fluencia del metal base	
	Tracción normal al área efectiva		0,30 × mínima resistencia a la tracción del metal de aporte de acuerdo con la clasificación de norma.	

Figura A.8: Tensiones admisibles para el diseño convencional (DTA o ASD) en cargas estáticas de uniones soldadas no tubulares [22, Tabla 2.3]

A.3.1. Parámetros dimensionales y secciones resistentes o áreas efectivas

- l_w =largo efectivo,
- E=espesor efectivo, tamaño o espesor efectivo de soldadura en una unión **JPC** deberá ser el espesor más delgado de la parte estructural a ser unida.

Las tensiones calculadas sobre el área efectiva de las uniones soldadas no deberán exceder las tensiones admisibles especificadas en la figura A.8.

A.3.2. Selección del metal de aporte

Dado que el limite de fluencia del material base es de $180MPa$ y la resistencia ultima a la tracción es de $320MPa$, el metal base pertenece al grupo **I** de la figura A.9 [22, Tabla 3.1]

Requerimientos del metal base (1) (2) (3)			Requerimientos del metal de aporte (4)		
Grupo de Acero	Límite de fluencia (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Proceso	Especificación del metal de aporte	Clasificación del metal de aporte
I	≤ 350	≤ 450	Soldadura manual	IRAM-IAS U 500-601 (AWS A5.1)	E43XX, E51XX (E60XX, E70XX)
				IRAM-IAS U 500-127 (AWS A5.5)	E51XX-X (E70XX-X)
			Soldadura semiautomática alambre macizo	IRAM-IAS U 500-166 (AWS A5.18)	E50S-X (ER70S-X, E70C-XC, E70C-XM, excepto -GS)
				AWS A5.28	ER70S-XXX, E70C-XXX
Soldadura semiautomática alambre tubular	AWS A5.20	E7XT-X, E7XT-XM (excepto -2, 2M -3, -10, -GS, -13, -14 y -11 debe ser excluido para espesor mayor a 12 mm)			
	AWS A5.29	E7XTX-X, E7XTX-XM			
Soldadura por arco sumergido	AWS A5.17	F6XX-EXXX, F6XX-ECXXX, F7XX-EXXX, F7XX-ECXXX			
	AWS A5.23	F7XX-EXXX-XX, F7XX-ECXXX-XX			

Figura A.9

Siendo el proceso de soldadura manual, el metal de aporte deberá cumplir con la normas IRAM-IAS U 500-601 e IRAM-IAS U 500-127 correspondientes a “Soldadura por arco. Electrodo de acero al carbono, revestidos” y “Soldadura por arco. Electrodo de acero de baja aleación revestidos” que a su vez se corresponden con la AWS A5.1 y la AWS A5.5.

A.4. Requerimientos específicos para uniones no tubulares cargadas cíclicamente

Umbral de tensiones

Ninguna evaluación de la resistencia a la fatiga será requerida si el rango de tensión es menor que el umbral, F_{TH} , tal como se indica en la Tabla de la figura A.12. [22, Sección 2.5.4.1]

Llamando a la ecuación A.3 usando la fuerza máxima que puede soportar el motor para determinar el máximo M_f , se encuentra que la tensión máxima

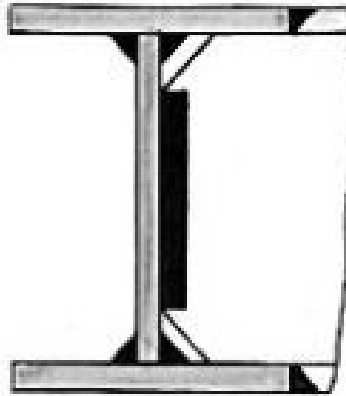


Figura A.10: Unión a 90° de dos perfiles I de la misma altura, alas soldadas a tope y almas en ángulo. En negro se representa la zona con soldadura [23, pag, 774]

Espesor de las chapas mm	Autógena	Soldadura eléctrica a mano		Soldadura Elin-HAFERGUT	Soldadura H.-M.	Soldadura con electrodos cc revestimiento enmallado	Soldadura con arco sumergido
		Normal	Gran penetración				
1							
2							
3							
4							
6			<i>sólo acero MS</i>				
8					Igual que la soldadura eléctrica a mano		
10							
12							
15							
20							
25							
30							
40							
50							
70							
100							

Figura A.11: Uniones soldadas accesibles por ambos lados [24]

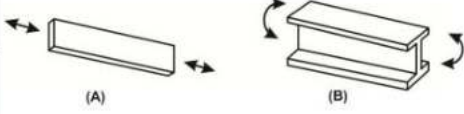

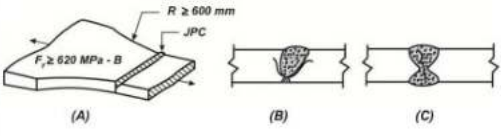
Descripción	Categoría	C_r	F_{TH} [MPa]	Punto potencial para la iniciación de la fisura	Ejemplos ilustrativos Tabla 2.4
Sección 1 – Material base sin soldadura o alejado de cualquier soldadura					
1.1. Metal base, excepto acero apto para intemperie sin recubrimiento, con superficie laminada o limpia; con bordes cortados a llama y terminación superficial con rugosidad menor que $25 \mu m$, con extremos sin esquinas entrantes.	A	250×10^3	166	Fuera de toda soldadura o unión estructural	
1.2. Metal base, acero apto para intemperie sin recubrimiento, con superficie laminada o limpia; con bordes cortados a llama y terminación superficial con rugosidad menor que $25 \mu m$, con extremos sin esquinas entrantes.	B	120×10^3	110	Fuera de toda soldadura o unión estructural	
Sección 2 – Material base con soldadura					
Descripción	Categoría	C_r	F_{TH} [MPa]	Punto potencial para la iniciación de la fisura	Ejemplos ilustrativos Tabla 2.4
3.3. Metal base y metal de soldadura en terminación de filetes longitudinales de orificios de acceso a soldadura en elementos estructurales armados.	D	22×10^3	48	Desde la terminación de la soldadura dentro del alma o ala	
5.3. Metal base con F_y menor o igual que $620 MPa$ y metal de soldadura en o adyacencias de empalmes soldados con JPC y amolado de las soldaduras paralelo a la dirección de la tensión en transiciones en ancho con un radio menor o igual que $600 mm$ con el punto de tangencia en el final de la junta.	B	120×10^3	110	Desde discont. internas en metal de soldadura o discont. alrededor del borde de fusión.	

Figura A.12: Tabla con los casos más cercanos a la unión estudiada [22, Tabla 2.4]

que soportaría la estructura es de $26,16 MPa$ la cual esta por debajo de las tensiones umbrales de la tabla previamente citada. Por lo tanto, se considera que la estructura, según norma CIRSOC 304 tendrá vida infinita a la fatiga y no se realizará ninguna otra evaluación.

A.5. Viga Cajón

A continuación se detalla la memoria de cálculo de esta opción que fue descartada.

Se define la geometría general de la viga cajón tanto abierta como cerrada según figura A.13 y se las divide en tres y cuatro secciones rectangulares respectivamente. Las secciones resultantes son una de $b \cdot e$ y dos de $(h-e) \cdot e$ para el primer caso y dos de $b \cdot e$ y dos de $(h-2 \cdot e) \cdot e$ para el segundo caso. Una vez hecho esto se calcula el momento de inercia de todos los rectángulos,

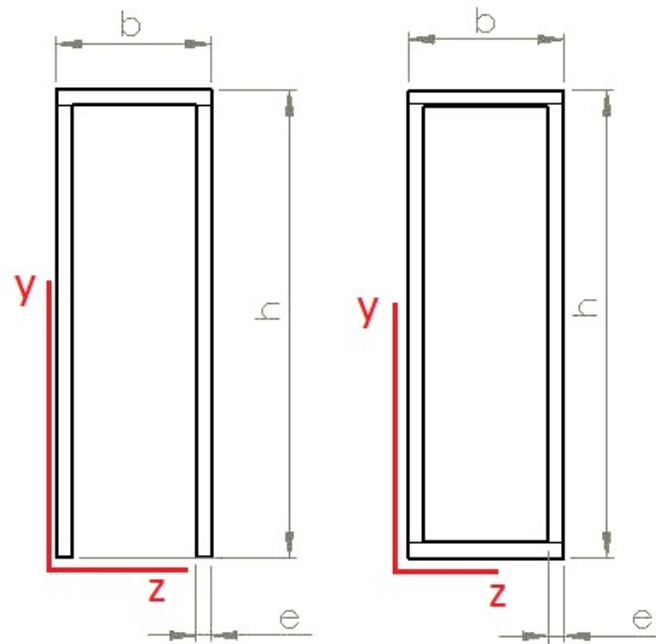


Figura A.13: Geometría genérica de viga cajón abierta (izquierda) y cerrada (derecha)

luego se utiliza el teorema de Steiner (ec A.20) para obtener así la inercia con respecto a los ejes que pasan por el centro de masa de la geometría completa.

$$I_z = \frac{1}{12} b \cdot h^3 \quad (\text{A.19})$$

$$I_1 = I_0 + A \cdot d^2 \quad (\text{A.20})$$

A.5.1. Cálculo centro de masa

Se calcula el centro de masa (z_g, y_g) de ambas geometrías según los ejes de la figura A.13. Dado que el eje y es un eje de simetría, z_g es $\frac{b}{2}$ para ambas geometrías. Análogamente $y_g = \frac{h}{2}$ para el cajón cerrado, luego hay que determinar analíticamente y_g para el cajón abierto según A.21 que se simplifica en A.22.

$$y_g = \frac{(h - \frac{e}{2}) \cdot b \cdot e + 2 \cdot \frac{h-e}{2} \cdot (h-e) \cdot e}{b \cdot e + 2 \cdot (h-e) \cdot e} \quad (\text{A.21})$$

$$y_g = \frac{\left(h - \frac{e}{2}\right) \cdot b + 2 \cdot \frac{h-e}{2} \cdot (h-e)}{b + 2 \cdot (h-e)} \quad (\text{A.22})$$

A.5.2. Momentos de inercia

A continuación se calcula el momento de inercia de las secciones mencionadas con respecto al centro de masa según (A.23) para la viga abierta y (A.24) para la viga cajón cerrada. Ambas ecuaciones provienen de combinar A.19 y A.20.

$$I_z = \frac{1}{12} \cdot b \cdot e^3 + b \cdot e \cdot \left(h - \frac{e}{2} - y_g\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot e \cdot (h-e)^3 + e \cdot (h-e) \cdot \left(y_g - \frac{h-e}{2}\right)^2 \right) \quad (\text{A.23})$$

$$I_z = 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot b \cdot e^3 + b \cdot e \cdot \left(\frac{h-e}{2}\right)^2 \right) + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot e \cdot \left(\frac{h-2 \cdot e}{2}\right)^3 \right) \quad (\text{A.24})$$

A.5.3. Flecha viga cajón

Una vez conocida la inercia se puede utilizar la ecuación A.2 para encontrar el espesor necesario que cumpla con la especificación de flecha máxima admisible de 0,1 mm. Donde ahora \mathbf{M}_f es la fuerza máxima que puede soportar el motor (4800kg) por la distancia desde el punto de aplicación de la fuerza al centro de masa de la viga.

Flecha viga cajón abierta:

- $e = 12,7 \text{ mm}$
- $b = 100 \text{ mm}$
- $h = 322,5 \text{ mm}$ (valor resultante de aprovechar al máximo el ancho de 1500 mm de la chapa, suponiendo que se pierden 10 mm en el corte)
- $f = 0,04 \text{ mm}$

Flecha viga cajón cerrada:

- $e = 3,175 \text{ mm}$
- $b = 100 \text{ mm}$
- $h = 650 \text{ mm}$ (valor resultante de aprovechar al máximo el largo de 3000 mm de la chapa)

- $f = 0,08 \text{ mm}$

Apéndice B

Bulones de sujeción y elementos de sujeción al corte

En este apéndice se vuelcan los cálculos a la fatiga según Marin de los distintos elementos involucrados con la cadena cinemática. Primero se analizan los bulones que sostienen al anclaje de motor a la estructura principal, luego las secciones sometidas al aplastamiento como el agujero en el anclaje del motor por donde pasa un perno para sujetar al motor y por último los pernos sometidos al corte.

B.1. Bulón anclaje motor

Se calcula la fuerza de precarga \mathbf{F}_i recomendada por Bowman y RB&W como el 75 % de la carga límite del perno \mathbf{F}_p . [21, Ec 8-25]

$$F_p = A_t \cdot S_p \quad (\text{B.1})$$

$$F_i = 0,75 \cdot F_p \quad (\text{B.2})$$

Donde \mathbf{A}_t es el área transversal del esfuerzo de tensión (Figura B.2) y \mathbf{S}_p es la resistencia límite mínima a la tensión (Figura B.3). Luego se corrobora si es necesario analizar los esfuerzos de corte sobre los pernos calculando la fuerza de roce \mathbf{F}_r producida por el esfuerzo normal resultante por la totalidad de los pernos y la interfaz acero-acero.

Numéricamente:

- $S_p = 827 \text{ MPa}$
- $A_t = 103,16 \text{ mm}^2$

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE64

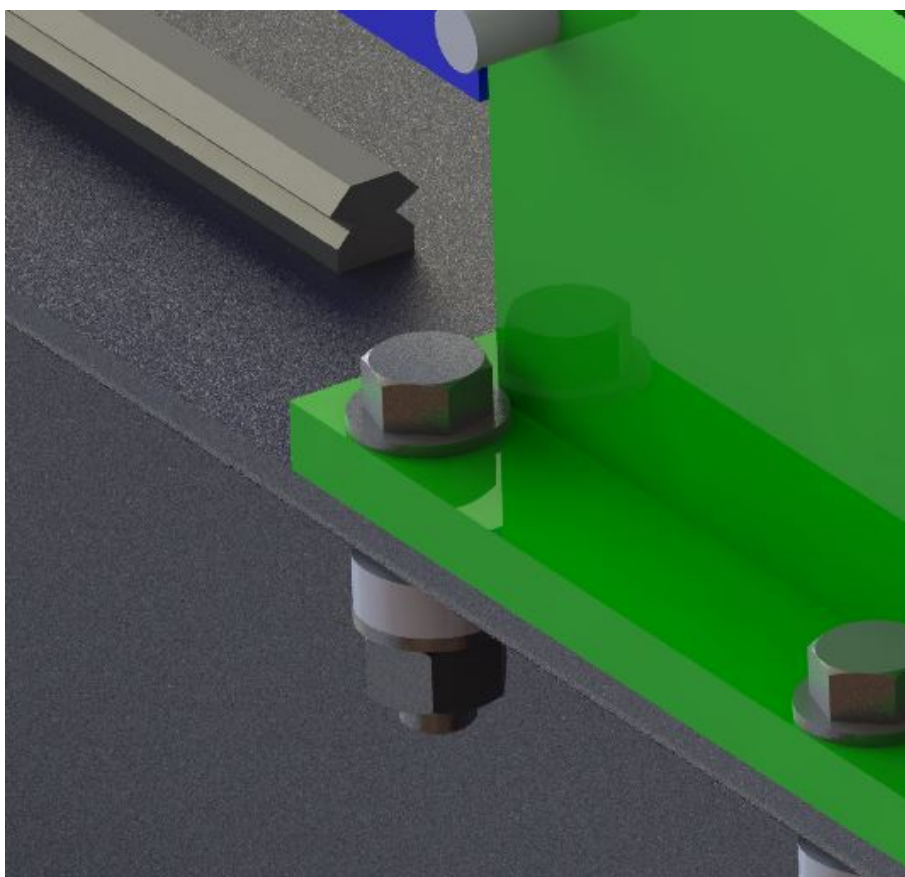


Figura B.1: Se observa el anclaje del motor sujetado al IPN con un bulón de 1/2", dejando una luz entre el bulón y la cara vertical del anclaje de 5 mm.

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE65

DESIGNACIÓN DE TAMAÑO	DIÁMETRO MAYOR NOMINAL in	SERIE BASTA-UNC			SERIE FINA-UNF		
		HILOS POR PULGADA N	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN, A _s , in ²	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR, A _s , in ²	HILOS POR PULGADA N	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN, A _s , in ²	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR, A _s , in ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{3}{8}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{1}{2}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{3}{4}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{3}{4}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{1}{2}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{1}{2}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

Figura B.2: Características de roscas unificadas UNC y UNF [21, TABLA 8-2]








GRADO SAE Núm.	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVO in	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{4}$	33	60	36	Acero de mediano o bajo carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{3}{8}$ - $1\frac{1}{4}$	55	74	57	Acero de mediano o bajo carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{4}$	65	115	100	Acero de mediano carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de mediano carbono, templado y revenido (T y R)	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{4}$	105	133	115	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{4}$	120	150	130	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	

Figura B.3: Especificaciones SAE para bulones de acero [21, TABLA 8-4]

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE66

- $F_p = 8705 \text{ kg}$
- $F_i = 6529 \text{ kg}$
- $\mu = 0,74 [25]$
- $F_r = \mu \cdot N = \mu \cdot F_i \cdot 6 = 34786 \text{ kg}$

La fuerza de roce supera 6 veces a la fuerza total de corte a la cual estarían sometidos los bulones. Por lo tanto no se analiza y se procede al cálculo a la fatiga en el cuadro B.1, en el mismo se estudian los bulones suponiendo que la fuerza vertical producida por el momento causado por el motor es soportada equitativamente por los cuatro pernos de la izquierda según la figura B.4.

Consideraciones:

- S_e se obtiene de la figura C.1 valor que se corresponde con la calidad SAE grado 8.
- σ_m se obtiene dividiendo la suma entre F_i (ec B.2) y la componente estática de F_t por A_t .
- F_t es la fuerza resultante del momento generado en la zona del anclaje del motor dividida entre los cuatro bulones. En la figura B.4 se ve como una flecha vertical.

$$F_t = \frac{4800[\text{kg}] \cdot 90,45[\text{mm}] \frac{1}{4}}{\frac{244,3+114[\text{mm}]}{2}} = 605[\text{kg}]$$

B.2. Secciones al aplastamiento

Se verifican las secciones sometidas al aplastamiento en el cuadro B.3 y se adjunta los factores utilizados en el calculo en el cuadro B.4.

- **Agujero anclaje perno:**

$$A = (w - d) \cdot t \text{ (nomenclatura según figura B.7)}$$

k_b : para obtener la dimensión efectiva d_e usada en la ecuación A.9 se considera que el área que soporta el 95 % de la fuerza $A_{0,95\sigma}$ es el 5 % del área proyectada del agujero en la dirección de la fuerza.

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE⁶⁷

Elemento	Bulón anclaje motor
Material	SAE 8
S_y [MPa]	896
S_{ut} [MPa]	1034
S_e' [MPa] FigA.7	159
F_t [Kg]	605
d [mm]	12.7
t [mm]	-
$\frac{F_a}{F_t}$	0.5
A [mm ²]	103.16
σ_m [MPa]	649.01
σ_a [MPa]	28.76
S_e ec A.4	159
n ec A.7	1.1

Cuadro B.1: Verificación de vida a la fatiga de los bulones del anclaje.

Elemento	Bulón anclaje motor
Material	SAE 8
S_y [MPa]	896
S_{ut} [MPa]	1034
S_e' [MPa] FigA.7	159
F_t [Kg]	870
d [mm]	12.7
t [mm]	12.7
$\frac{F_a}{F_t}$	0.5
A [mm ²]	103.16
σ_m [MPa]	661.58
σ_a [MPa]	41.33
S_e ec A.4	159
n ec A.7	1.0

Cuadro B.2: Datos **actualizados** correspondientes al **modelo definitivo** utilizados para verificar el factor de seguridad de vida a la fatiga de los bulones de anclaje según cuadro B.1

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE68

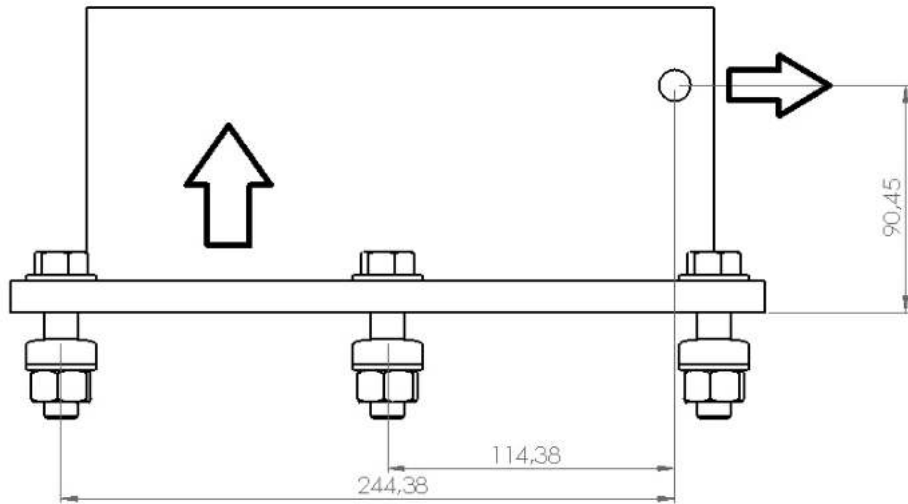


Figura B.4: Vista frontal del soporte del motor con sus respectivos bulones de anclaje. La flecha horizontal representa la fuerza del motor y la vertical la resultante debido al momento.

	Elemento	
	Agujero anclaje perno	Agujero prolongador
Material	Acero 1010 Fig B.8	A106 -Gr C [11]
S_y [MPa]	180	275
S_{ut} [MPa]	320	485
S_e' [MPa] FigA.7	161	244.44
F_t [Kg]	2400	2400
d [mm]	12.5	12.5
t [mm]	12.7	5.08
$\frac{F_a}{F_t}$	0.5	0.5
A [mm ²]	603.25	281.38
σ_m [MPa]	19.49	41.79
σ_a [MPa]	19.49	41.79
S_e ec A.4	28.99	49.49
n ec A.7	1.3	1.0

Cuadro B.3: Valores utilizados en el calculo a la fatiga de las secciones sometidas al aplastamiento nombradas.

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE69

	Elemento	
	Agujero anclaje perno	Agujero prolongador
Acabado de superficie	Laminado en Caliente	Conformado en frio
Factor a Fig A.2	57.7	4.51
Exponente b Fig A.2	-0.718	-0.265
k_a ec A.8	0.92	0.72
k_b ec A.9	1.10	1.16
Tipo de sollicitacion	Carga axial	Carga axial
k_c Fig A.4	0.923	0.923
k_d Sección A.1.1.4	1	1
k_t	7(Figura B.7)	5(Figura B.7)
k_e	0.19	0.26

Cuadro B.4: Factores utilizados para el cálculo a la fatiga del cuadro B.3

- $A_{0,95\sigma} = 0,05 \cdot t \cdot d = 7,9 \text{ mm}^2$
- $d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{0,95}}{\pi}} = 3,17 \text{ mm}$

Para determinar K_t se utiliza la figura B.7. Se adopta $h = 10 \text{ mm}$, valor que viene dado por la propia geometría del enganche del motor (Figura 2.9) y w es obtenido del prototipo multiplicando por dos la distancia del centro del agujero a la arista superior de la chapa analizada.

Resumiendo:

- $h = 10 \text{ mm}$
- $w = 2 \cdot 30 = 60 \text{ mm}$
- $\frac{h}{w} = 0,16$
- $\frac{d}{w} = \frac{12,5}{60} = 0,2$
- $K_t = 7$

K_t se utiliza en la ecuación A.15 junto con la sensibilidad a la entalla q la cual se estima con la figura A.6 suponiendo un radio de muesca suficientemente grande. Se obtiene $q=0,7$ luego según la ecuación A.15 K_f es 5,8. Usando este valor con la ecuación A.13 se obtiene k_e .

■ **Prolongador**

A se calcula como en “agujero anclaje perno”, pero el ancho w que se ve en la figura B.8 se estima como la mitad del perímetro medio del

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE70

caño, siendo “D” el diámetro externo del schedule 80 y “t” el espesor se obtiene la siguiente ecuación.

- $w = (D - t) \cdot \pi/2 = (48,3 - 5,08) \cdot \pi/2 = 67,8 \text{ mm}$

k_b se obtiene de la misma manera que en el ítem anterior.

- $A_{0,95\sigma} = 0,05 \cdot t \cdot d = 3,17 \text{ mm}^2$
- $d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{0,95}}{\pi}} = 2,01 \text{ mm}$

K_t , q y k_e también se obtienen como en el ítem anterior. Para obtener K_t se utiliza:

- $h = 40 \text{ mm}$ valor propuesto para minimizar el efecto del concentrador de tensiones.
- $\frac{h}{w} = 0,6$
- $\frac{d}{w} = \frac{12,5}{67} \equiv 0,2$
- $q = 0,7$
- $K_t = 8$ (Figura B.7)
- $K_f = 3,8$

B.3. Pernos al corte

Se procede a calcular y verificar los distintos elementos de sujeción al corte. Para esto se presentan los elementos con sus respectivas propiedades en el cuadro B.5 y se expalan debajo del mismo las ecuaciones y consideraciones que se tomaron para llegar a los valores mostrados.

Consideraciones generales:

La tensión en los pernos se estima estableciendo la hipótesis de que las componentes de los esfuerzos de aplastamiento están distribuidas de manera uniforme sobre el área de contacto proyectada del perno dando la expresión B.3 donde $A = t \cdot d$. [21, Capítulo 8-13]

F se adopta como la mitad de la fuerza máxima ya que hay dos secciones simétricas soportando el esfuerzo y se analiza una sección.

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE 71

Material	Elemento	
	Perno anclaje motor	Perno actuador motor
	Acero 1045 Figura B.5	Acero 1045 Figura B.5
S_y [MPa]	1520	1520
S_{ut} [MPa]	1580	1580
S_e' [MPa] FigA.7	700	700
F_t [Kg]	2400	2400
d[mm]	12.5	12.5
t[mm]	4.3	3.7
$\frac{F_a}{F_t}$	0.5	0.5
A[mm ²]	53.75	46.25
σ_m [MPa]	218.79	254.27
σ_a [MPa]	218.79	254.27
S_e ec A.4	220.14	220.14
n (ec A.7)	0.9	0.8
Factores		
Acabado de superficie	Maquinado	Maquinado
Factor a Fig A.2	4.51	4.51
Exponente b Fig A.2	-0.265	-0.265
k_a ec A.8	0.6405195854	0.6405195854
k_b ec A.9	0.9454652991	0.9454652991
Tipo de sollicitacion	Corte	Corte
k_c Fig A.4	0.577	0.577
k_d Sección A.1.1.4	1	1
k_t	-	-
k_e	0.90	0.90

Cuadro B.5: Verificación de pernos al corte a la fatiga según método de Marin

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE72

NÚMERO	MATERIAL	CONDICIÓN	RESISTENCIA				EXP. RESIST. A DEFORM., m	DEFORM. A LA FRACT., ϵ_f
			DE FLUENCIA, S_y MPa (kpsi)	ÚLTIMA, S_u MPa (kpsi)	DE FRACTURA, σ_f MPa (kpsi)	COEFICIENTE DE σ_o , MPa (kpsi)		
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1)†	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130)†	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106)†	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	Q&T 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273)†	0.041	0.81
4142	Acero	Q&T 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255)†	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221)†	1410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233)†	1270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2)†	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3)†	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102)†	882 (128)	0.13	0.18

Figura B.5: Resultados de pruebas a la tensión de algunos metales[21, TABLA A-22]

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (B.3)$$

Consideraciones específicas:

- **Perno anclaje motor:**

t corresponde al espesor de la sección más delgada que en este caso corresponde al de la “oreja” del motor.

Para determinar k_e se considera la corrosión por apriete, esta da un valor entre 0,24 y 0,90 el cual depende del material de las piezas embonantes. [21, Capítulo 7-9]

Se adopta $k_e = 0,9$ por ser materiales similares.

- **Perno actuador motor**

t corresponde como en el ítem anterior a la sección más delgada en este caso al borde metálico del actuador donde apoya el perno. En la figura B.6.



Figura B.6: Se observa el interior del actuador y el ancho de las secciones metálicas donde se aloja el perno. Diámetro exterior actuador 35 mm.

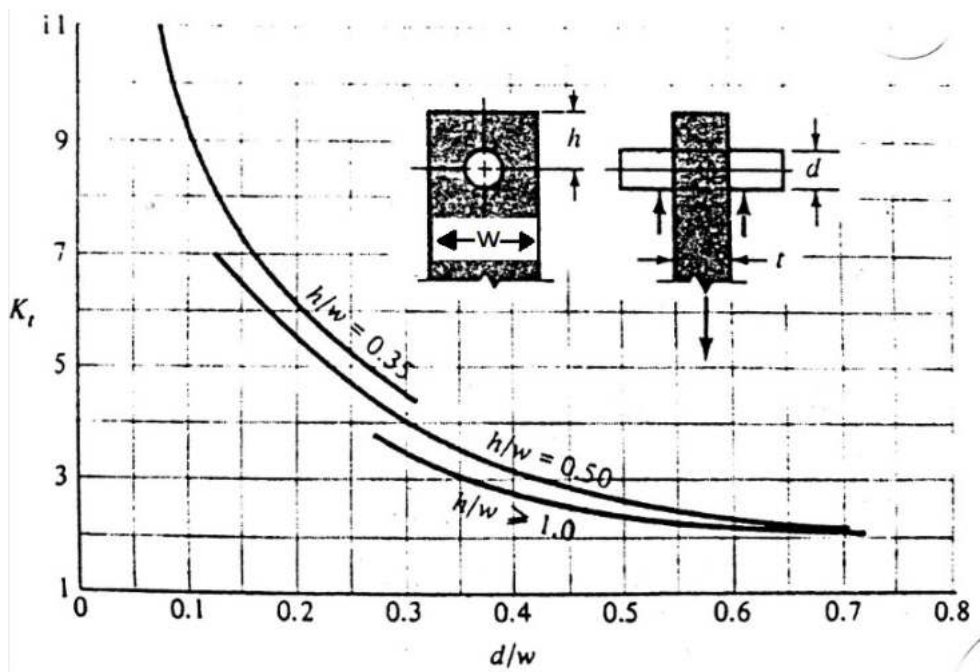


Figura B.7: Diagrama de factor de concentración de esfuerzo teórico K_t usado para el calculo del anclaje de motor . [21, FIGURA A-15-12]

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE74

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS NÚM.	SAE Y/O AISI NO.	PROCESA- MIENTO	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA MPa (kpsi)	ELONGACIÓN EN 2 in. %	REDUCCIÓN EN ÁREA %	DUREZA BRINELL
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

Figura B.8: Características y propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD)

B.4. Anclaje de motor

Se calcula el área del cordón de soldadura a la fatiga de una de las chapas, por lo tanto la fuerza máxima será de $4800/2=2400$ kg. Se comienza definiendo el área resistente del cordón A_r según figura C.3 y usando la nomenclatura de la figura B.9.

$$A_r = 0,707 \cdot d \cdot c_t \text{ [mm}^2\text{]}$$

c_t es el ancho y alto teórico del cordón de soldadura. Luego se definen las fuerzas de corte τ_{A1} y τ_{A2} en dirección horizontal y vertical respectivamente para luego obtener la fuerza de corte total τ .

$$\tau_{A1} = \frac{c \cdot M}{I} 9,8 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{A2} = \frac{F}{A_r} 9,8 \text{ [MPa]}$$

$$\tau = \sqrt{\tau_{A1}^2 + \tau_{A2}^2}$$

Siendo M el momento generado por la fuerza del motor (figura B.4) y la distancia l con respecto al centroide G del cordón de soldadura (figura B.9).

Consideraciones respecto al cuadro B.6

- k_a Se supone una superficie basta (sin acabado) $\rightarrow a=272$ y $b=-0,995$
- k_b Se obtiene primero $d_e = 0,808\sqrt{bd} = 45,5 \text{ mm}$. [21, ec 7-19]
- k_c corresponde a cargas de torsión y corte.
- $k_e=1/K_f$, con $K_f = 2,70$ [21, Pagina 455]
- $\tau/2 = \tau_a = \tau_m$ Se toma la peor combinación de cargas.
- $S_{su} = 0,67 \cdot S_{ut}$ Modificación propuesta en el caso de torsión pulsante [21, ec 7-43]

Por ultimo n resulta:

$$n = \frac{1}{\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{su}}} \quad (\text{B.4})$$

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE76

F [kg]	2400
l [mm]	77.75
$M = F \cdot l$ [kg·mm]	186600
F_x [kg]	2400
c_t [mm]	10.00
b [mm]	12.70
d [mm]	250.00
c	125.00
I_u [mm ⁴]	1302083
I [mm ⁴]	9205729
A_r [mm ²]	1768
τ_{A1} [MPa]	24.83
τ_{A2} [MPa]	13.31
τ [MPa]	28.17
S_y [MPa] B.8	180
S_{ut} [MPa] B.8	320
S_e' [MPa] FigA.7	161
k_a ec A.8	0.87
k_b ec A.9	0.82
k_c Fig A.4	0.58
k_d Sección A.1.1.4	1.00
k_e	0.37
S_e ec [MPa] A.4	24.63
S_{su} [MPa]	214.40
n ec B.4	1.57

Cuadro B.6: Resumen de datos para calcular el factor de seguridad a la fatiga del cordón de soldadura.

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE77

F [kg]	2400
l [mm]	117.30
$M = F \cdot l$ [kg·mm]	281520
F_x [kg]	2400
c_t [mm]	10.00
b [mm]	12.70
d [mm]	250.00
c	125.00
I_u [mm ⁴]	1302083
I [mm ⁴]	9205729
A_r [mm ²]	1768
τ_{A1} [MPa]	37.46
τ_{A2} [MPa]	13.31
τ [MPa]	39.75
S_y [MPa] B.8	180
S_{ut} [MPa] B.8	320
S_e' [MPa] FigA.7	161
k_a ec A.8	0.87
k_b ec A.9	0.82
k_c Fig A.4	0.58
k_d Sección A.1.1.4	1.00
k_e	0.37
S_e [MPa] ec A.4	24.63
S_{su} [MPa]	214.40
n ec B.4	1.11

Cuadro B.7: Datos **actualizados** utilizados para calcular el factor de seguridad a la fatiga del cordón de soldadura correspondiente al **modelo definitivo** según el cuadro B.6.

APÉNDICE B. BULONES DE SUJECIÓN Y ELEMENTOS DE SUJECIÓN AL CORTE78

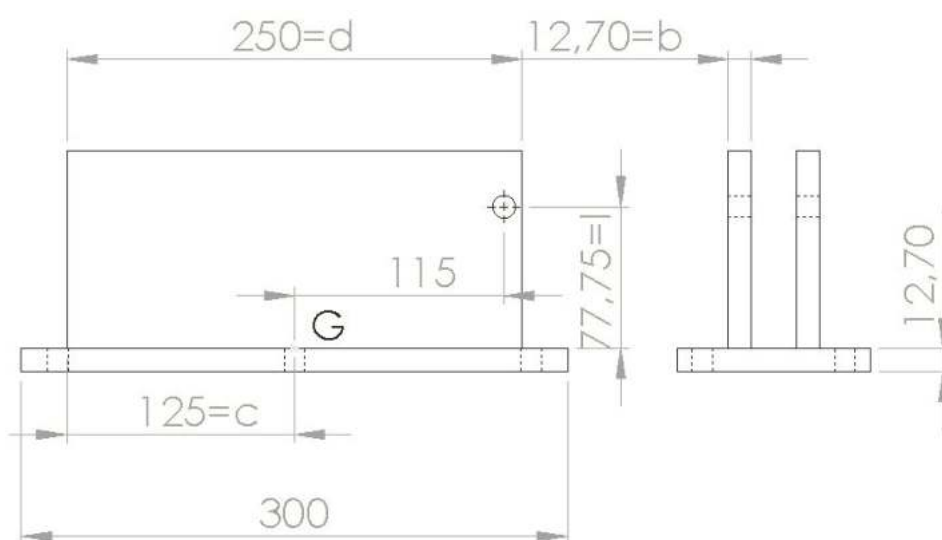


Figura B.9: Vistas Monge del anclaje del motor, la letra G representa el centroide del cordón de soldadura.

Apéndice C

Soporte de celda de carga

C.1. Acople Roscado

A continuación se expone el desarrollo de la opción elegida como el soporte de la celda de carga.

Se analiza la rosca de mayor diámetro que se puede lograr con la unión telescópica propuesta entre el motor y el soporte. Se parte del diámetro exterior del actuador del motor, a este se le acopla un caño Schedule 80 según norma ASTM [11] y a este se le acopla por dentro la barra propuesta en la sección 2.3.

Se hace un cálculo simplificado de S_e de la barra roscada mediante una estimación del valor total de los factores k de un bulón usados en la ec A.4, dichos factores son englobados por el factor k_T . Con este factor se obtiene la tensión límite a la fatiga S_e de la barra de 1045 con la tensión última a la tracción S_{ut} .

Se utiliza la tensión S_e obtenida de la tabla C.1 correspondiente al tornillo SAE de grado 8 para obtener k_T y la tabla de la figura B.3 para obtener la resistencia última a la tracción S_{ut} para que con la ecuación de la figura A.7 se pueda encontrar el valor de S'_e .

$$k_T = \frac{S_e}{S'_e} \quad (\text{C.1})$$

Conociendo S_{ut} de la barra de acero se obtiene el límite de fatiga corregido S_e usando k_T de la ecuación C.1. Luego se calcula el área resistente A_r de la barra y se obtienen las tensiones respectivas a la fuerza media y a la fuerza fluctuante.

GRADO O CLASE	INTERVALO DE TAMAÑOS	LÍMITE DE FATIGA
SAE 5	$\frac{1}{4}$ -1 in	18.6 kpsi
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ in	16.3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ in	20.6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ in	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16-M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6-M16	140 MPa
ISO 10.9	M5-M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6-M36	190 MPa

Figura C.1: Límites de fatiga corregidos totalmente para pernos y tornillos con rosca laminada [21, TABLA 8-12]

$$A_r = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (C.2)$$

Conociendo estos valores:

- $S_e(\text{bulón SAE 8})=23,2 \text{ kpsi}=159,9 \text{ MPa}$
- $S_{ut}(\text{bulón SAE 8})=150 \text{ kpsi}=1034 \text{ MPa}$
- $S'_e = 521 \text{ MPa}$ (Por figura A.7)
- $k_T=0,31$
- $S_{ut}(\text{barra 1045})=1580 \text{ MPa}$ (Figura B.5)
- $S'_e (\text{barra 1045})=700 \text{ MPa}$ (Por figura A.7)
- $S_e(\text{barra 1045})=214,81 \text{ MPa}$
- $D=38,14 \text{ mm}$ correspondiente al diametro interno del prolongador, sección 2.5.
- $A_r = 1142 \text{ mm}^2$
- $\sigma_m = \sigma_a = 20,58 \text{ MPa}$
- $S_y = 1520 \text{ MPa}$

Se utiliza la ecuación de Goodman (ec A.7) y se obtiene el factor de seguridad $n=9,14$ valor que corresponde a la distribución de cargas más desfavorable y al uso de un barra de acero SAE 1045 tratado térmicamente.

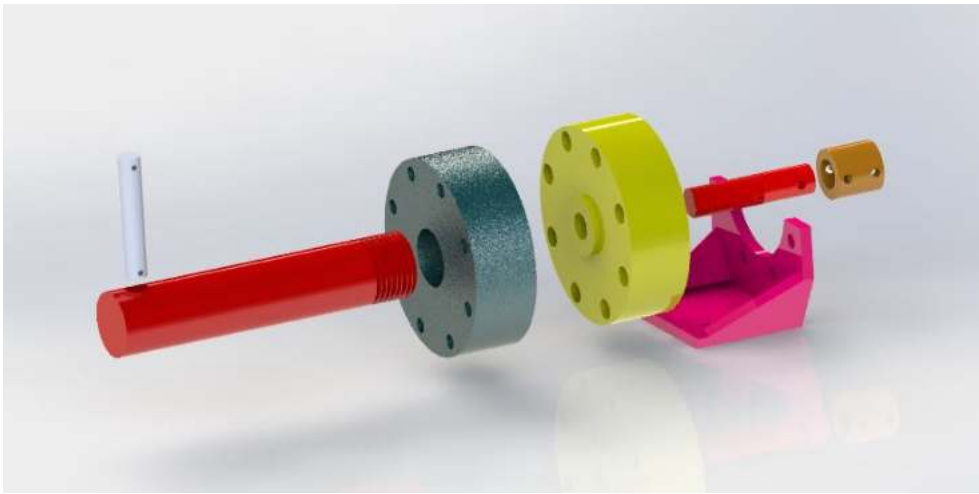


Figura C.2: Ejemplo acople roscado, en rojo la barra de 1045 que va roscada al soporte de celda.

C.2. Cilindro soldado

Desarrollo de opción descartada:

Se analiza el cordón de soldadura necesario para poder unir el “niple” al soporte de la celda de carga. Para esto en la figura C.3 se define la garganta teórica, cuya área es la que soportará toda la carga al corte. dicha área A_g se define en la ecuación simplificada C.3, siendo D el diámetro exterior del niple.

$$A_g = D \cdot 2\pi \frac{c_t}{2 \cdot \cos(45^\circ)} \quad (\text{C.3})$$

$$\tau = \frac{F}{A_g} \quad (\text{C.4})$$

En la ecuación C.4 se encuentra el esfuerzo cortante en el área de la garganta y se desprende totalmente el esfuerzo normal, esta ecuación se emplea normalmente al diseñar uniones con juntas a traslape o de filete [21, 9-2].

El diámetro del cilindro se elige de acuerdo al listado de caños de acero según norma ASTM [11] y el diámetro externo del tubo prolongador (Sección 2.5). Se opta como niple una sección de un caño Schedule 80 de $\emptyset 1\frac{1}{2} \times 5,41$ cuyo diámetro nominal es de $48,3 \text{ mm}$ y su espesor de $5,08 \text{ mm}$.

Bajo la carga máxima de 4800 kg y teniendo un cordón de soldadura de 5 mm de ancho, de las ecuaciones C.3 y C.4 se obtiene $\tau = 35,1 \text{ MPa}$ el cual es menor a la de la tabla C.4 por lo tanto según norma no se evalúa la unión

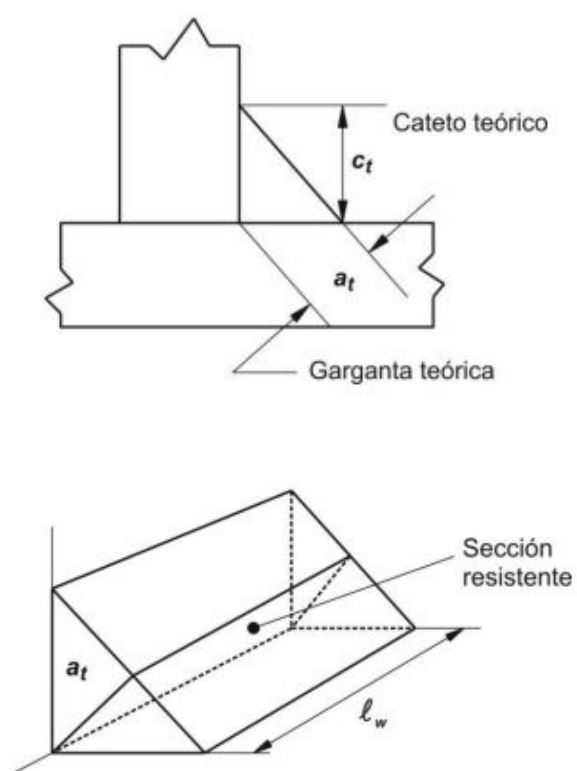


Figura C.3: Dimensiones teóricas y sección resistente de una junta de filete.
[22, Figura 2.1.]

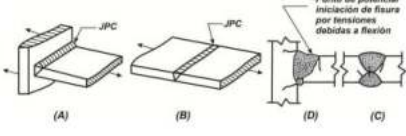
Descripción	Categoría	C_f	F_{th} [MPa]	Punto potencial para la iniciación de la fisura	Ejemplos ilustrativos Tabla 2.4
5.4. Metal base o metal de soldadura dentro o en adyacencias de la punta de las soldaduras a tope con <i>JPC</i> en juntas en <i>T</i> o en esquina con respaldo removible con o sin transición en espesor teniendo pendiente menor o igual que 1/2,5	C	44×10^3	69	Desde discont. superficiales en la punta de la soldadura extendiéndose en el metal base o a lo largo del borde de fusión.	

Figura C.4: Tabla con tensión umbral máxima permisible a la fatiga [22, Tabla 2.4]

a la fatiga.

Apéndice D

Guía Lineal y patín

A continuación en la sección D.1 se muestra la opción final elegida para ser utilizada a modo de guía y luego en la sección D.2 y D.3 se muestra el proceso de selección de las guías de precisión utilizadas en D.1.

En la figura D.1 se muestra una vista explotada de la opción final junto con una lista de materiales que se puede ver en el cuadro D.1.

En el resto de las secciones del apéndice se muestra el análisis de las opciones descartadas que llevaron al desarrollo de la opción elegida.

D.1. Unión deslizante mejorada

D.1.1. Rodamiento

Se comienza seleccionando el rodamiento que soporta al soporte de la celda de la figura 2.6 que se ve en la figura 2.20. Se busca primero entre los rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos SKF [26], en parte por su robustez y en parte porque el espacio disponible para el montaje es acotado (ver figura 2.19).

Se selecciona el rodamiento NU 203 ECP y se lo verifica utilizando la fuerza \mathbf{P} obtenida en el cuadro D.6 teniendo en cuenta que en este nuevo modelo la fuerza será similar pero menor. Dado que el rodamiento permanecerá casi fijo se verifica utilizando la carga estática equivalente \mathbf{P}_0 (ecuación D.1), donde F_r es la carga radial real del rodamiento y F_a es la carga axial real del rodamiento de acuerdo a la figura D.2.

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (\text{D.1})$$

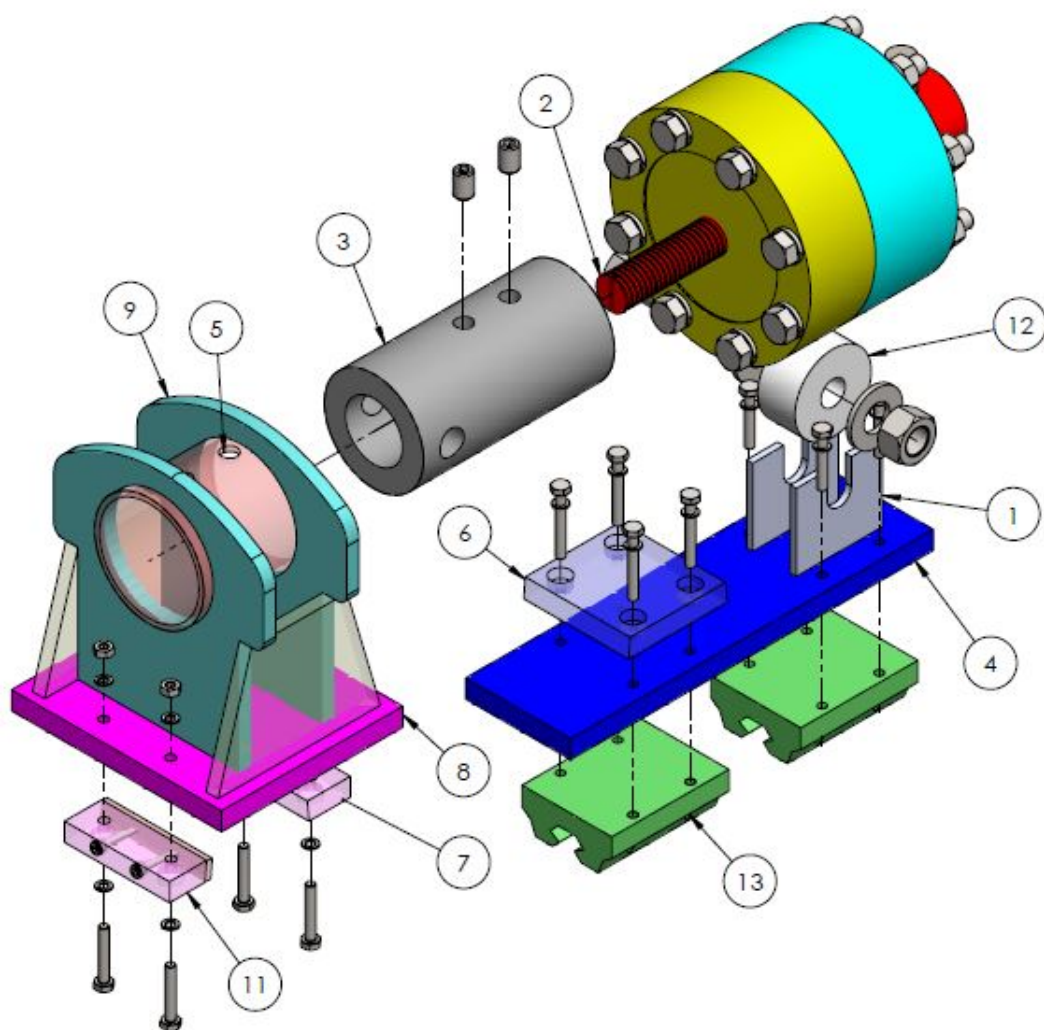


Figura D.1: Vista explosionada de la unión deslizante mejorada (la opción elegida). Referencias en cuadro D.1

N.º	NOMBRE PIEZA	CANT
1	Soporte buje	2
2	Tornillo de enganche	1
3	Adaptador	1
4	Base grande	1
5	Sujeta adaptador	1
6	Macho	1
7	Hembra costado	1
8	Base hembra	1
9	Sujeta adaptador vertical	2
10	sujeta adaptador lateral	2
11	Conjunto hembra costado	1
12	Buje	1
13	HGW15CC	2

Cuadro D.1: Lista de elementos correspondientes a la figura D.1.

F_r en este caso corresponde a la fuerza \mathbf{P} y F_a (fuerza que aparece cuando se rompe una probeta) surge del roce entre el rodamiento y el sujeta celda(se utiliza el coeficiente de roce utilizado en la sección B.1 correspondiente a la interfaz acero-acero). Una vez que se encuentra P_0 se calcula el factor de seguridad estática según la ecuación D.2 y se explayan los resultados en el cuadro D.2. Se observa que el factor de seguridad estática es 84 mucho mayor al mínimo recomendado de 3 [26, Pag 711]

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \tag{D.2}$$

Según se menciona en la seccion 2.7.6 dado el alto coeficiente de seguridad que presenta rodamiento se decide reemplazarlo por un buje de polietileno de ultra alto peso molecular.

D.1.2. Tornillo de enganche

Dado que la dimensión de la barra de enganche viene dada por el agujero roscado interno de la celda de carga se procede a seleccionar la calidad del tornillo o varilla roscada tal que soporte cargas variables.

$F_r=P$ [kg]	12.00
μ	0.74
F_a [kg]	8.88
Y_0	0.60
P_0 [kg]	17.33
P_0 [kN]	0.17
C_0 [kN]	14.30
S_0	84.21

Cuadro D.2: Valores utilizados para el calculo del factor de seguridad estática S_0 .

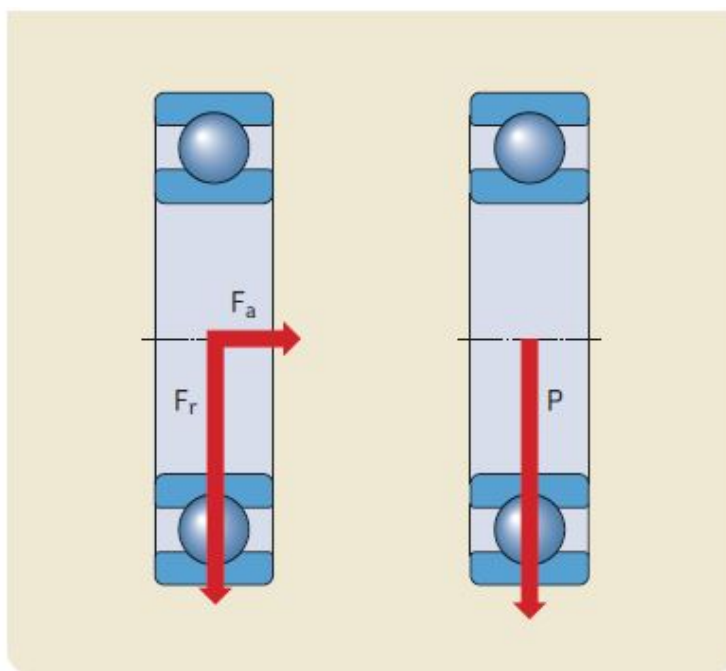


Figura D.2: Distribución de fuerzas en el rodamiento [26, Fig 2, Pag 85]

Tabla 7

Factores de cálculo para los rodamientos de rodillos cilíndricos

Serie de dimensiones de los rodamientos	Valor límite e	Factor de carga axial Y
10, 18, 2, 3, 4	0,2	0,6
22, 23, 28, 29, 30	0,3	0,4

Figura D.3: Tabla donde se obtiene el Factor de carga Axial Y utilizado en la ecuación D.1. [26, Tabla 7, Pag 593].

A_t [mm ²]	157
σ_a [MPa]	149.81
σ_m [MPa]	149.81
S_e [MPa]	190
S_{yt} [MPa]	1100
1/n (ecuación A.7)	0.92
n	1.08

Cuadro D.3: Valores utilizados para el cálculo del factor de seguridad a la fatiga del tornillo de enganche. Si bien no se conoce que paso tiene la rosca de la celda se selecciona el área A_t correspondiente al paso grueso por ser la menor área.

Se utiliza la ecuación A.7 y los datos de las figuras D.5 y C.1 para obtener un factor de seguridad a la fatiga n mayor a uno, el cual se logra utilizando tornillos¹ de grado ISO 12.9. En el cuadro D.3 se ve que n es un número bastante cercano a uno y dado que se está utilizando el máximo grado disponible, en el plano se aconseja hacer un muesca en cada extremo donde asiente un destornillador para que en caso de que el tornillo se rompa se pueda desarmar el conjunto y retirar las dos mitades fácilmente.

D.1.3. Adaptador

Debido a que se cuenta con mordazas de la marca Instron, se diseñó un adaptador adecuado para las mismas. El adaptador es la pieza cilíndrica

¹Se elige un tornillo ya que no se encuentran varillas roscadas de esa calidad en el mercado. Se deberá utilizar un tornillo del largo suficiente y quitarle la cabeza

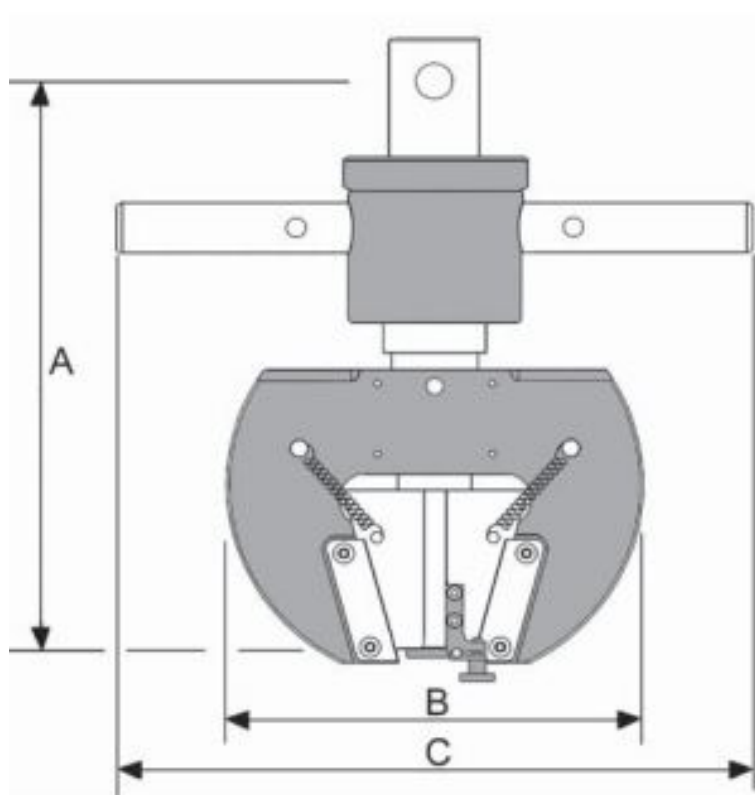


Figura D.4: Croquis general de mordaza INSTRON perteneciente a la serie 2716-020








CLASE DE PROPIEDAD	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVE	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de mediano o bajo carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de mediano o bajo carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de mediano o bajo carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Acero de aleación, T y R	

Figura D.5: Propiedades tornillos comerciales con rosca métrica. [21, Tabla 8-6]

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_T , mm ²	Área del diámetro menor A_{rr} , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_T , mm ²	Área del diámetro menor A_{rr} , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596

Figura D.6: Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino (De acuerdo con ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978) [27, Tabla 8-1]

hueca que se ve a la izquierda en la figura 2.20, la misma se utiliza para sujetar mordazas INSTRON de la serie 2716-020 las cuales soportan esfuerzos de 5000 kg [28]. En la figura D.4 se ve un croquis general de la mordaza, donde se aprecia que tiene un orificio pasante para sujetarla con un perno pasante al adaptador, por lo cual se verifica el orificio del adaptador a la fatiga siguiendo los pasos utilizados en la sección B.2.

Consideraciones y cálculos auxiliares:

- k_b : para obtener la dimensión efectiva d_e usada en la ecuación A.9 se considera que el área que soporta el 95 % de la fuerza $A_{0,95\sigma}$ es el 5 % del área proyectada del agujero en la dirección de la fuerza

- $A_{0,95\sigma} = 0,05 \cdot t \cdot d = 8,1 \text{ mm}^2$

- $d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{0,95}}{\pi}} = 3,2 \text{ mm}$

- k_t se obtiene de la tabla de la figura B.8 y se entra con:

- $\frac{d}{w} = 0,20$ Siendo “w” la mitad del diametro medio del cilindro

- $\frac{h}{w} = 0,23$ Siendo “h” la distancia del centro del orificio analizado a la cara exterior del cilindro perpendicular al eje del mismo.

- $w = \frac{52+30}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{2} = 54$, siendo 52 y 30 el diametro externo e interno respectivamente de la sección analizada.

Se encuentra entonces, en el cuadro D.4 que el adaptador resiste la peor sollicitación posible a la fatiga con un coeficiente de seguridad de 3.2.

D.2. Selección de guía según catálogo

La guías se seleccionan de acuerdo a los patines seleccionados (HG15) y al catalogo 2018 de “mecatronix” que se ve en la figura D.8. Se buscó la combinación que mejor se adaptara a los dos tipos de alas de la estructura.

Para el tramo corto se selecciona un riel de 280 mm y otro de 220 mm y para el tramo largo un riel de 280 mm y otro de 460 mm obteniendo una distribución como se observa en la figura D.9.

Elemento	Agujero Mordaza grande
Material	Acero 1045 Figura B.5
S_y [MPa]	1520
S_{ut} [MPa]	1580
S_e' [MPa] FigA.7	700
F_t [Kg]	2400
d[mm]	12.7
t[mm]	11
$\frac{F_a}{F_t}$	0.5
A[mm ²]	504.80
σ_m [MPa]	23.30
σ_a [MPa]	23.30
S_e ec A.4	79.39
n ec A.7	3.2

Cuadro D.4: Obtención del factor de seguridad de vida a la fatiga del orificio del adaptador que se ve en la figura D.7.

Elemento	Agujero Mordaza grande
Acabado de superficie	Maquinado
Factor a Fig A.2	4.51
Exponente b Fig A.2	-0.265
k_a ec A.8	0.641
k_b ec A.9	1.10
Tipo de sollicitación	Carga axial
k_c Fig A.4	0.92
k_d Sección A.1.1.4	1
k_t	6
k_e	0.17

Cuadro D.5: Factores que modifican la vida a la fatiga según Marin.

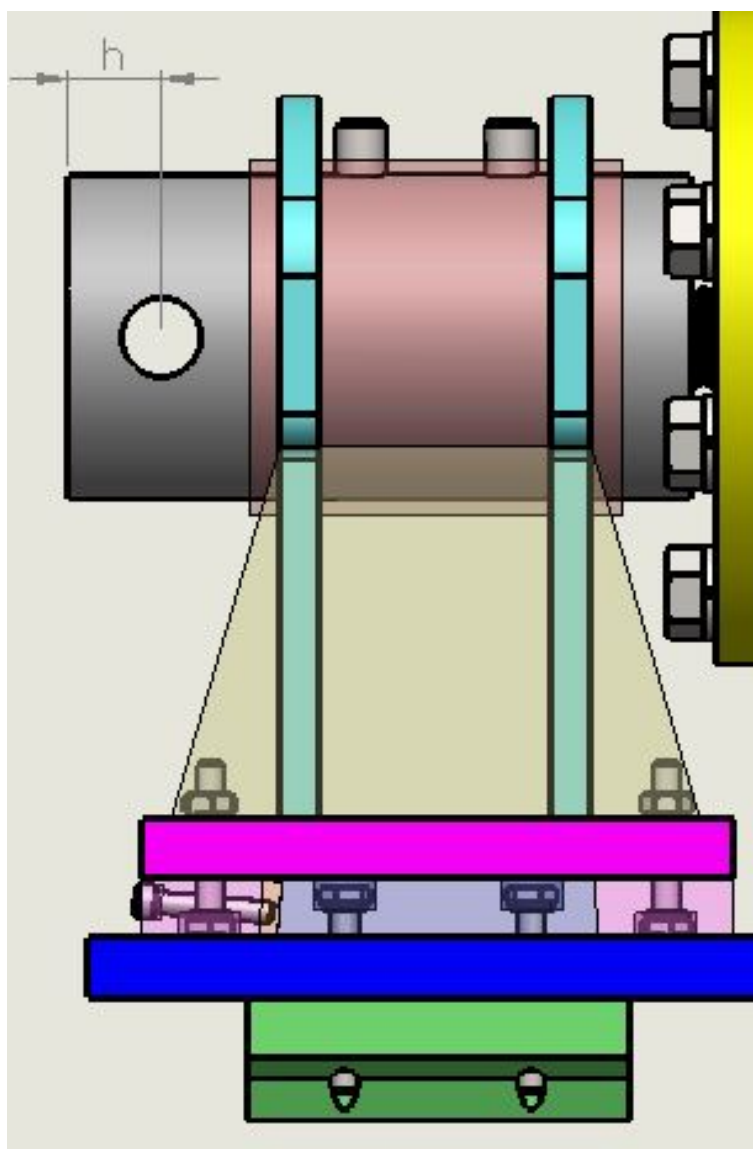


Figura D.7: Vista lateral de parte de la unión libre mejorada donde se puede ver el adaptador y la distancia h utilizada para obtener k_t .

Table 2-1-25 Rail Standard Length and Max. Length unit: mm

Item	HG15	HG20	HG25	HG30	HG35	HG45	HG55	HG65
Standard Length L(n)	160 (3)	220 (4)	220 (4)	280 (4)	280 (4)	570 (6)	780 (7)	1,270 (9)
	220 (4)	280 (5)	280 (5)	440 (6)	440 (6)	885 (9)	1,020 (9)	1,570 (11)
	280 (5)	340 (6)	340 (6)	600 (8)	600 (8)	1,200 (12)	1,260 (11)	2,020 (14)
	340 (6)	460 (8)	460 (8)	760 (10)	760 (10)	1,620 (16)	1,500 (13)	2,620 (18)
	460 (8)	640 (11)	640 (11)	1,000 (13)	1,000 (13)	2,040 (20)	1,980 (17)	
	640 (11)	820 (14)	820 (14)	1,640 (21)	1,640 (21)	2,460 (24)	2,580 (22)	
	820 (14)	1,000 (17)	1,000 (17)	2,040 (26)	2,040 (26)	2,985 (29)	2,940 (25)	
		1,240 (21)	1,240 (21)	2,520 (32)	2,520 (32)			
			1,600 (27)	3,000 (38)	3,000 (38)			
Pitch (P)	60	60	60	80	80	105	120	150
Distance to End (E ₁)	20	20	20	20	20	22.5	30	35
Max. Standard Length	1,960 (33)	4,000 (67)	4,000 (67)	3,960 (50)	3,960 (50)	3,930 (38)	3,900 (33)	3,970 (27)
Max. Length	2,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000

Note : 1. Tolerance of E value for standard rail is 0.5--0.5 mm. Tolerance of E value for jointed rail is 0--0.3 mm.
 2. Maximum standard length means the max. rail length with standard E value on both sides.
 3. If different E value is needed, please contact HIWIN.

Figura D.8: Largos de riel estándar y máximas longitudes. [15]

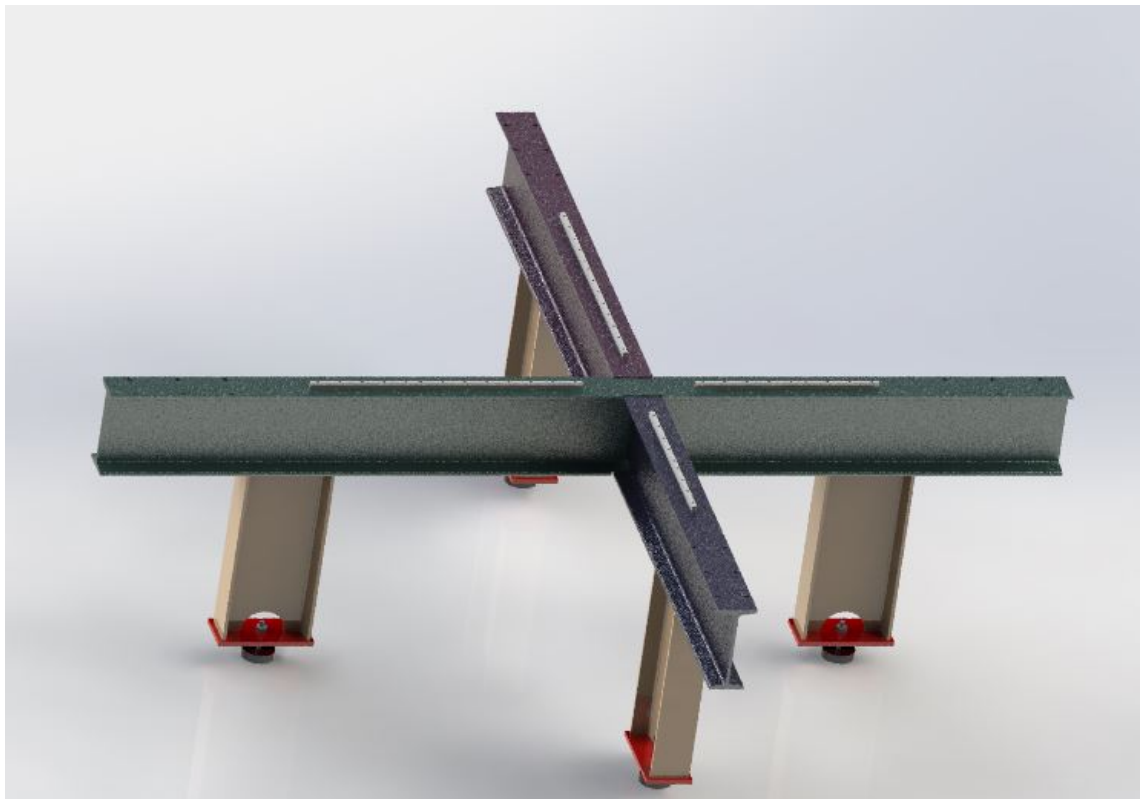


Figura D.9: Distribución de las guías de precisión en la estructura principal

Model No.	Dimensions of Assembly (mm)					Basic Dynamic Load Rating C(kN)	Basic Static Load Rating C ₀ (kN)	Static Rated Moment			Weight	
	H	H ₁	N	W	B			M _R	M _P	M _Y	Block	Rail
								kN-m	kN-m	kN-m	kg	kg/m
HGW15CC	24	4.3	16	47	38	14.7	23.47	0.12	0.10	0.10	0.17	1.45
HGW20CC	30	4.6	21.5	63	53	27.1	36.68	0.27	0.20	0.20	0.40	2.21
HGW20HC						32.7	47.96	0.35	0.35	0.35	0.52	
HGW25CC	36	5.5	23.5	70	57	34.9	52.82	0.42	0.33	0.33	0.59	3.21
HGW25HC						42.2	69.07	0.56	0.57	0.57	0.80	
HGW30CC	42	6	31	90	72	48.5	71.87	0.66	0.53	0.53	1.09	4.47
HGW30HC						58.6	93.99	0.88	0.92	0.92	1.44	

Figura D.10: Tabla con valores utilizados desde la ecuación D.4 a D.6. [14, Pagina 40]

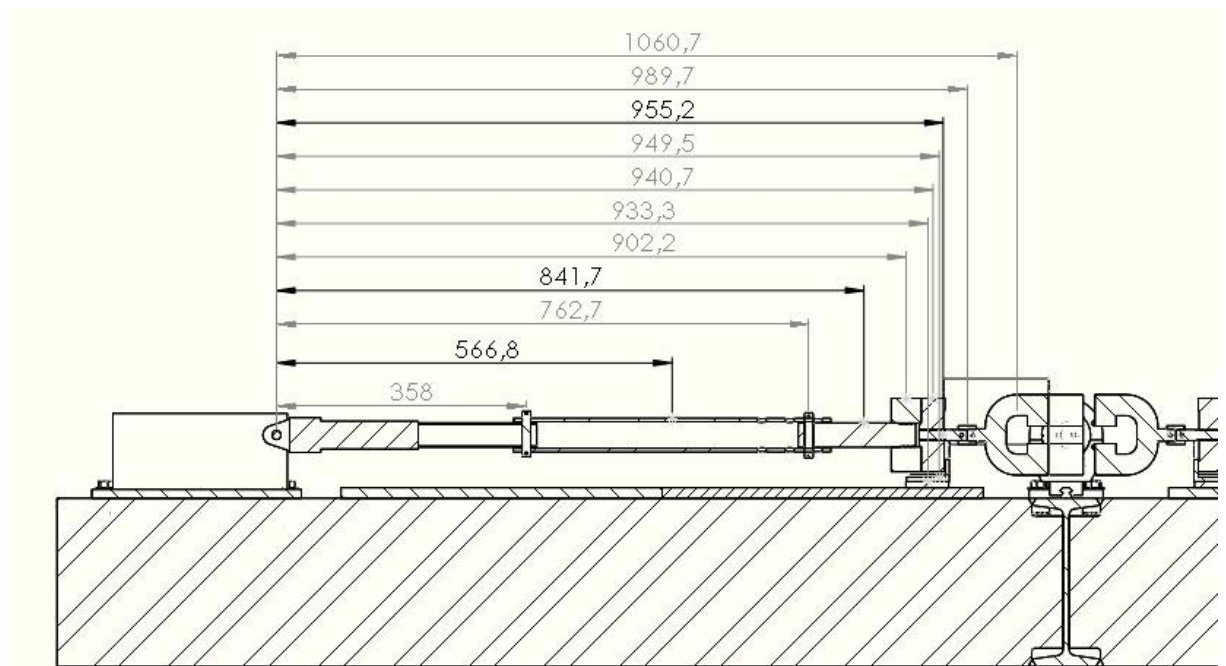


Figura D.11: Vista en corte de la estructura principal con la distancia del centro de masa de cada elemento al punto de anclaje del motor.

D.3. Selección de patines según catalogo

Se determina el esfuerzo estático “**P**” al cual está sometido el patín haciendo una sumatoria de momentos en el punto de anclaje del motor según figura D.11. Se analiza el peor caso, el cual corresponde al del ala más larga sin el elemento vibratorio, donde la distancia entre la celda el actuador se cubre con un prolongador más largo que agrega más masa. Siendo “**n**” el numero de elementos, “**F**” la fuerza en kg y “**d**” la distancia del anclaje al centro de masa de los elementos se usa la ecuación D.3 con los datos del cuadro D.6 para obtener **P**.

$$P = \sum_{i=1}^n \frac{F_i \cdot d_i}{d_P} \quad (D.3)$$

Una vez obtenido **P** se calcula el factor de seguridad estático f_{SL} , el factor de seguridad para momentos f_{SM} , y la vida nominal en distancia L según las ecuaciones de D.4 a D.6, usando para los cálculos los valores de la figura D.10. Los valores mínimos de f_{SL} y f_{SM} son de 1 a 3 para cargas normales y

de 3 a 5 para cargas con impacto y/o vibraciones [14, Tabla1-1]

$$f_{SL} = \frac{C_0}{P} \quad (D.4)$$

$$f_{SM} = \frac{M_0}{M} \quad (D.5)$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 50 \text{ km} \quad (D.6)$$

Se utilizan los valores correspondientes al modelo HGW15CC por ser el modelo más bajo y pequeño del catalogo del proveedor nacional [15] y se procede a calcular los factores de seguridad en el cuadro D.7. Se agrega también al cuadro, los máximos momentos que puede presentar el patín (simbología según figura D.12) utilizando el factor de seguridad de 3 y ya conociendo el brazo de palanca se calcula también la fuerza máxima que podría resistir el patín en la dirección perpendicular a la de la guía. Para la fuerza según M_R se utiliza el brazo de 90.45 mm que es la distancia desde la superficie superior del IPN al punto de apoyo del motor y para fuerza según M_Y se utiliza un brazo de 150 mm.

Dado que la fuerza máxima que puede soportar al patín tomando en cuenta el brazo de palanca es de 17 kg (según el momento M_Y), se opta por utilizar el patín que pueda soportar los mayores momentos M_R y M_Y sin que, tomando en cuenta el alto total de los mismos, la flecha de la estructura principal no supere el valor estipulado. Se elige entonces los patines RGL55HA de Hiwin [14, Sección 2-9-13(2)], estos patines utilizan rodillos recirculantes en vez de bolas, lo cual les permite absorber mayores cargas sin deformar las guías, los rodillos están dispuestos de forma tal que pueden absorber fuerzas en todas las direcciones como se ve en la figura D.13.

La selección de este modelo implica levantar el plano de la probeta, por lo cual aumentan los esfuerzos en la estructura principal y en el anclaje del motor, pero permite soportar según el momento M_Y una fuerza de 2324 kg como se ve en el cuadro D.7.

D.4. Guía con rodamientos

Con esta configuración se busca absorber el momento generado por una fuerza perpendicular a la dirección en la que se está traccionando la probeta cuando la misma se rompe. Se comienza calculando la fuerza máxima que

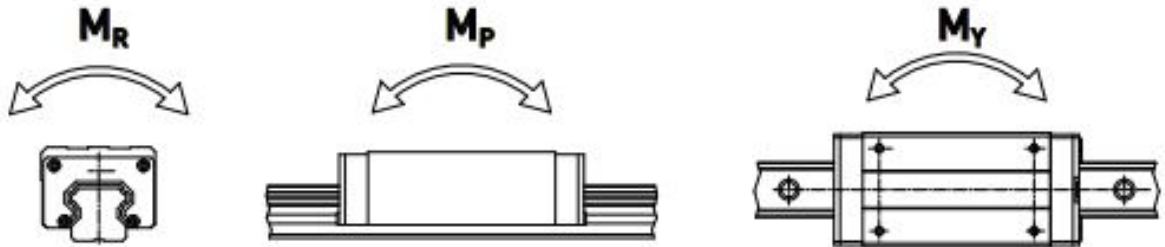


Figura D.12: Ejemplo de los momentos que actúan en el patín con su respectiva nomenclatura [14, Pagina 3]

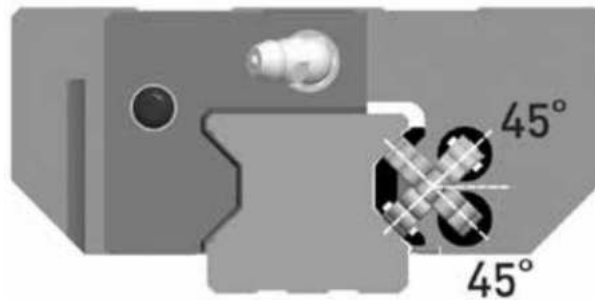


Figura D.13: Vista del patin de la serie RG donde se observa el angulo de contacto de 45° y los rodillos. [14, Pagina 145]

Elemento	d [mm]	F _i [kg]
Perno actuador	358	0.06
Prolongador largo	566.8	2.42
Perno barra 1045	762.7	0.06
Barra 1045	841.7	1.22
Soporte celda roscado	902.2	2.48
Patín [14, Pagina 40]	933.3	0.00
Celda	940.7	1.70
Conector	949.5	0.47
Barra celda	955.2	1.22
Enganche mordaza	989.7	0.07
Mordaza	1060.7	2.87
P (ec D.3)		11.81

Cuadro D.6: Se obtiene **P** con sumatoria de momentos de acuerdo a figura D.11.

	Guías	
	HGW15CC	RGL55HA
C_0 [kN]	23.47	23.47
C [kN]	14.7	14.7
M_{P0} [kN·m]	0.12	11.15
M_{E0} [kN·m]	0.1	10.25
M_{Y0} [kN·m]	0.1	10.25
P [kN]	0.116	0.116
M_R [kN·m]*	0.005	0.005
f_{SL} [14, Eq.1.1]	202.82	202.82
f_{SMR} [14, Eq.1.1]	25.93	2408.91
L [km]	1.03E+08	1.03E+08
M_{Pmax} [kN·m]	0.03	3.42
M_{Ymax} [kN·m]	0.03	3.42
Brazo palanca FR	90.45	130
Brazo palanca FY	150	150
F_{Rmax} [kg]	37.60	2681.84
F_{Ymax} [kg]	22.68	2324.26

Cuadro D.7: Se obtienen factores de seguridad, distancia nominal y fuerzas máximas perpendiculares a la guía. * M_R se obtiene con P y la distancia del centro del patín al punto de aplicación de la fuerza de 40 mm.

Datos conocidos	
F_{rp} [kg]	2400
d [mm]	150
h [mm]	120
Resultados	
F_{ra} [kg]	4200
F_{rb} [kg]	1800

Cuadro D.8: Nota: F_{rp} viene de la mitad de la fuerza máxima teórica que pueden producir los actuadores.

soportaran las paredes con las que choque el conjunto suponiendo que el conjunto absorbe todo el momento generado por la fuerza F_{rp} . Según la figura D.14 se hace una sumatoria de momentos en el centro de el conjunto con rodamientos y se llega al sistema de ecuaciones D.7 cuyos valores se encuentran representados en el cuadro D.8.

$$\begin{cases} \sum M = 0 = F_{rp} \cdot d - F_{ra} \cdot \frac{h}{2} - F_{rb} \cdot \frac{h}{2} \\ F_{rp} = F_{ra} - F_{rb} \end{cases} \quad (D.7)$$

Se encuentra que F_{ra} es la resultante más grande y se supone que se distribuye equitativamente sobre la pared horizontal superior e inferior del modelo planteado en la figura 2.17. Conociendo esto se plantean dos casos para dimensionar los ángulos verticales estableciendo que no pueden superar una flecha máxima de 1 mm.

En el caso A se supone que la fuerza F_{ra} se ejerce totalmente sobre el ángulo teniendo $F_{ra}/2$ a una distancia \mathbf{a} y \mathbf{l} de la soldadura como se ve en la figura D.15. Estas distancias son las más pequeñas que se pudieron lograr con la geometría dada por el modelo (ver figura 2.16) y representan la distancia vertical desde los rodamientos a la base donde está soldado el angulo vertical. La flecha total será la suma de la flecha causada por $F_{ra}/2$ a la distancia \mathbf{l} más la proyección de la flecha causada por $F_{ra}/2$ a la distancia \mathbf{a} . Por lo tanto se plantea la flecha f_{cA} del caso A según la ecuación D.8.

$$\begin{aligned} f_{cA} &= \frac{F_{ra}}{2} \cdot \frac{l^3}{3 \cdot E \cdot I_a} + \frac{F_{ra}}{2} \cdot \frac{a^3}{3 \cdot E \cdot I_a} \cdot \frac{l}{a} \\ f_{cA} &= \frac{F_{ra}}{2 \cdot E \cdot I_a} \left(\frac{l^3}{3} + \frac{a^2 \cdot l}{3} \right) \end{aligned} \quad (D.8)$$

En el caso B se supone que la fuerza F_{ra} se ejerce totalmente sobre las paredes horizontales justo en la mitad entre los apoyos de los ángulos. Estas

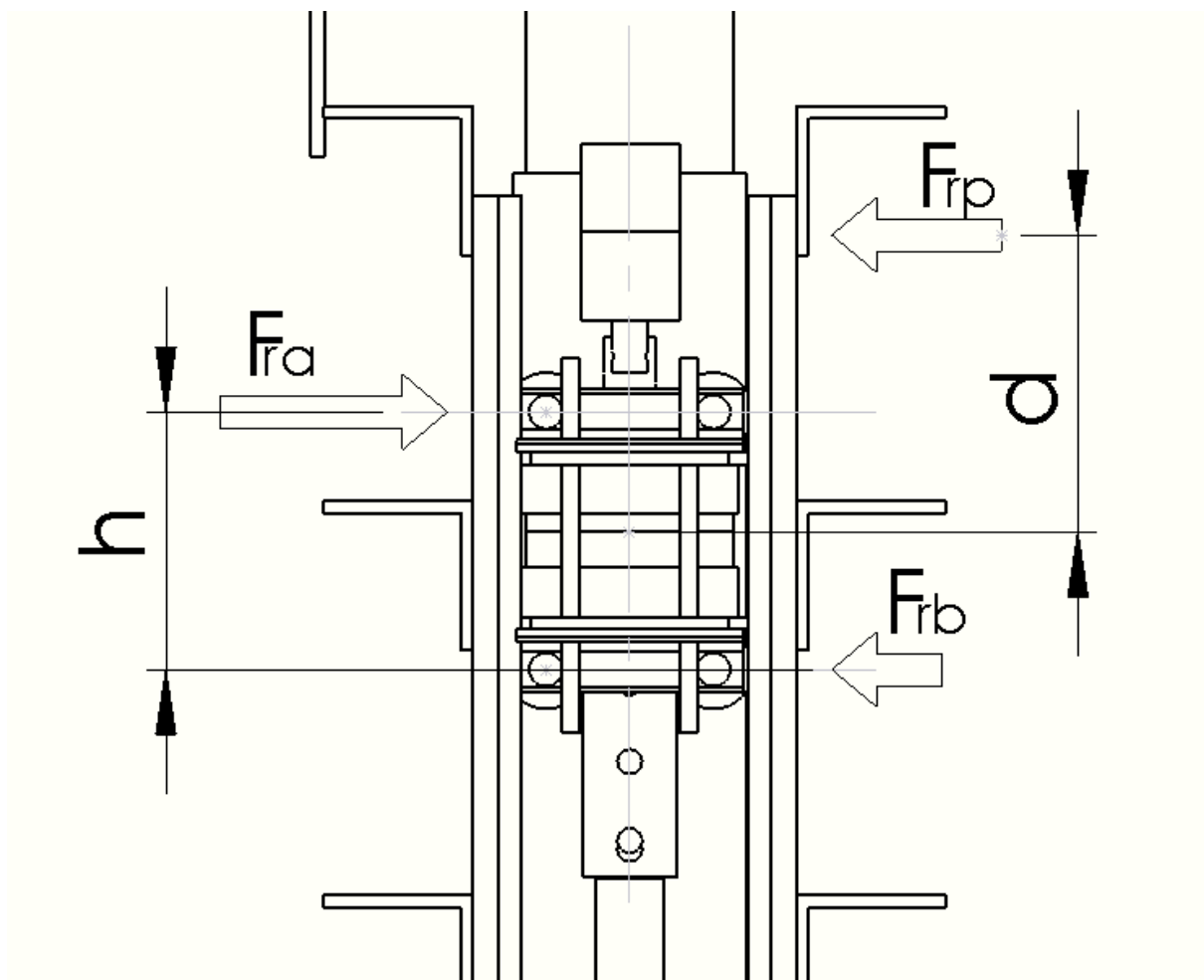


Figura D.14: Vista superior estructura, se observa la fuerza ocasionada por la rotura de la probeta y las reacciones. F_{rp} =Fuerza rotura probeta, F_{ra} =Fuerza reacción a y F_{rb} =Fuerza reacción b.

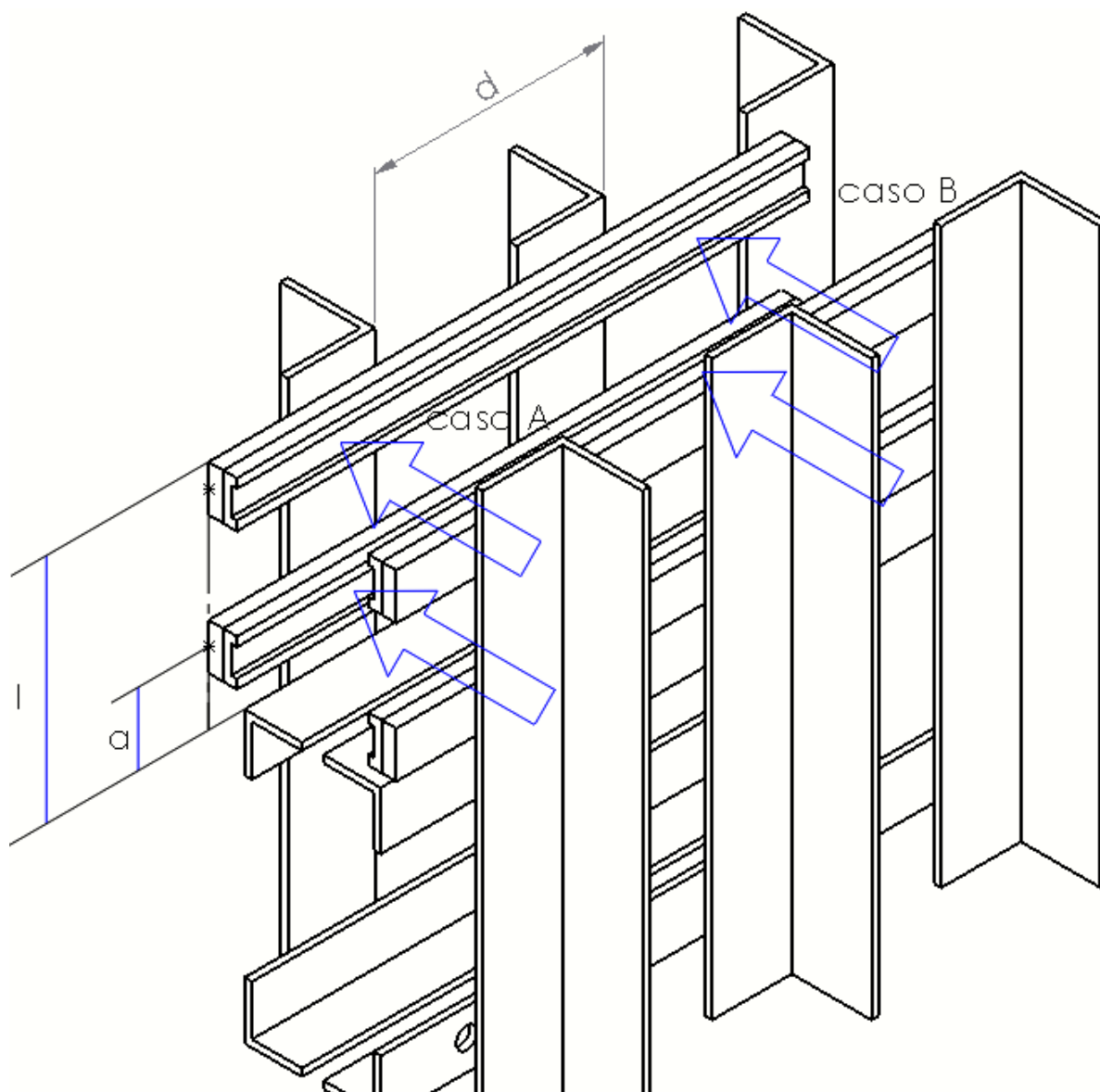


Figura D.15: Vista superior estructura.

F_{ra} [kg]	4200
a [mm]	47
l [mm]	161
d [mm]	200
E [kg/mm ²]	190000
I_a [mm ⁴]	227000
I_f [mm ⁴]	2160
f_{cA} [mm]	0.074
f_{cB} [mm]	0.889

Cuadro D.9: Flechas obtenidas tras la selección de los ángulos verticales de la sección D.4.

“paredes” consisten de un fleje de acero 1010 y un fleje de APM, para los cálculos solo se tiene en cuenta la resistencia del fleje de acero. La flecha f_{cB} en este caso se calcula como la mitad de la flecha f_{cB} del caso anterior más la flecha producto de la flexión del fleje. Se llega entonces a la ecuación D.9.

$$f_{cB} = \frac{F}{4 \cdot E \cdot I_a} \cdot \left(\frac{l^3}{3} + \frac{a^2 \cdot l}{3} \right) + \frac{F_{ra} \cdot d^3}{96 \cdot E \cdot I_f} \quad (D.9)$$

Tras plantear las ecuaciones del caso A y B se itera hasta encontrar el tamaño del ángulo comercial y del fleje que no superen la flecha máxima elegida. Se obtiene así un perfil angular de designación comercial IRAM [17] L 2 1/2 x 2 1/2 x 3/16 y un fleje de 3/8 de espesor por 30 mm de ancho. En el cuadro D.9 se exhiben las flechas obtenidas, siendo I_a la inercia del ángulo e I_f la inercia del fleje.

D.5. Unión Deslizante

Esta configuración al contrario de la mencionada en la sección anterior no posee una precarga que elimine el juego entre el carro y las paredes, sino que posee un juego lateral de unos pocos milímetros para que el conjunto avance sin dificultad apoyado en el patín de precisión. Los esfuerzos se determinan haciendo una sumatoria de momentos en el anclaje del motor según la figura D.16. Se obvia la ecuación y se exhibe el resultado en el cuadro D.10. No se toma en cuenta la reacción que aparece en el perno del motor por desplazar perpendicularmente la mordaza ya que es un desplazamiento de unos pocos milímetros (menos de 5 mm) en 1060 mm es despreciable.

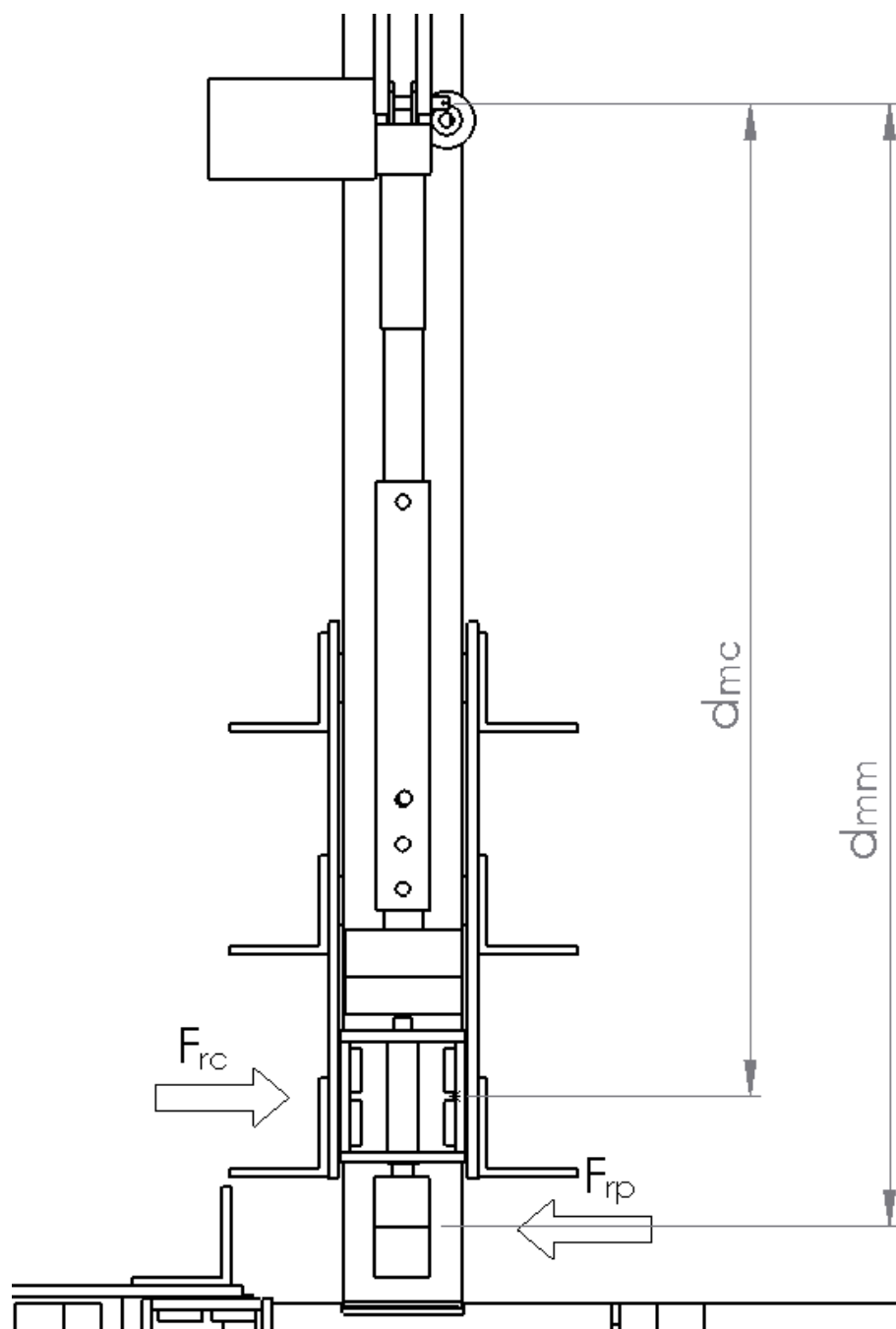


Figura D.16: Vista superior de la estructura con el punto de aplicación de las cargas y sus respectivas distancias al perno que soporta al motor.

d_{mm} [mm]	1060
d_{mc} [mm]	926
F_{rp} [kg]	2400
F_{rc} [kg]	2747

Cuadro D.10: Valores numéricos correspondientes a la figura D.16

F_{ra} [kg]	5495
a [mm]	0
l [mm]	90.45
E [kg/mm ²]	190000
I_a [mm ⁴]	227000
f_{cA} [mm]	0.016
I_f [mm ⁴]	2160
f_{cB} [mm]	1.12

Cuadro D.11: Cálculo de flechas producto de un golpe por la rotura de una probeta según sección D.5.1

D.5.1. Ángulo vertical

Una vez encontrada la reacción F_{rc} se llaman a las ecuaciones D.8 y D.9, se reemplaza a F_{ra} por $2 \cdot F_{rc}$ y la distancia a se adopta como cero ya que como se ve en la figura D.18 esta configuración tiene solo una zona que soporta al subconjunto deslizante, luego se calculan las flechas y se exponen los valores en el cuadro D.11.

Se encuentra que las flechas son aceptables y se procede a determinar la tensión máxima a la que está sometida el ángulo vertical, para esto se utiliza el modulo resistente \mathbf{W} obtenido de tablas [17, Pag 24] y el momento máximo que se genera \mathbf{M} . Se encuentra que el ángulo seleccionado en la sección D.4 supera el limite elástico, se itera y se selecciona un ángulo de alas iguales L 3 1/2 x 3 1/2 x 5/16 el cual está sometido a una tensión máxima de 157 MPa con un brazo de palanca de 90.45 mm.

$$\sigma_{\text{ángulo}} = \frac{M_x}{W_x} \tag{D.10}$$

Luego tras averiguar la disponibilidad del ángulo elegido en el mercado local se encuentra que no se comercializa, siendo el perfil comercial más cercano que cumple y sobrepasa la inercia del ángulo elegido es el ángulo de alas iguales de 4" x 1/4" cuyo modulo resistente es de 16.76 cm³ (vs 15.49

W_x [mm ³]	15490
M_x [kg·mm]	248493
$\sigma_{\text{ángulo}}$ [MPa]	157.2

Cuadro D.12: Valores correspondientes al calculo de la tensión máxima a la que está sometido un ángulo de alas iguales de 3 1/2" x 5/16. Valor obtenido mediante la ecuación D.10.

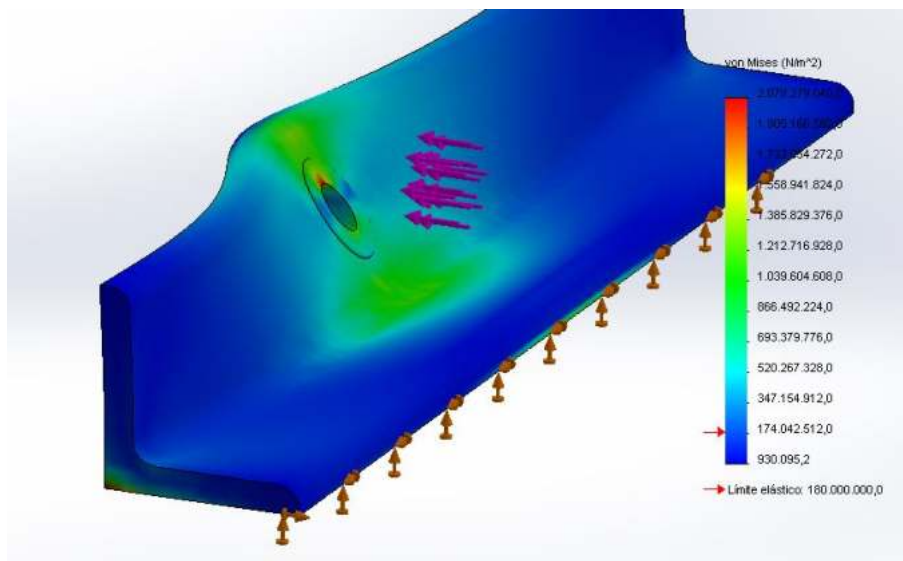


Figura D.17: Tensiones correspondientes al ángulo horizontal. En color verde y celeste se supera el doble de la tensión de fluencia. En rojo se llega a 2000 MPa.

cm³ del previamente seleccionado), obteniendo una tensión de 145.73 MPa.

D.5.2. Soporte ángulo

Se procede a verificar el ángulo horizontal (figura D.15) al cual va abulonado el ángulo vertical previamente verificado. La dimensión máxima del mismo es dada por el ancho de la cara del perfil IPN y el ancho de la guía de precisión, se propone fijarlo al IPN mediante un cordón longitudinal sobre la cara. Previo a verificar la soldadura se verifica mediante elementos finitos las solicitaciones a las que somete el bulón y la tuerca al ángulo según figura D.17. Se encuentra que se supera la tensión de fluencia en varias zonas por lo que se decide cambiar el ángulo por otro elemento más robusto.

Se propone entonces otra forma de sujeción según figura D.18, la cual cambia los ángulos horizontales por conjuntos soldados al perfil IPN. El ancho

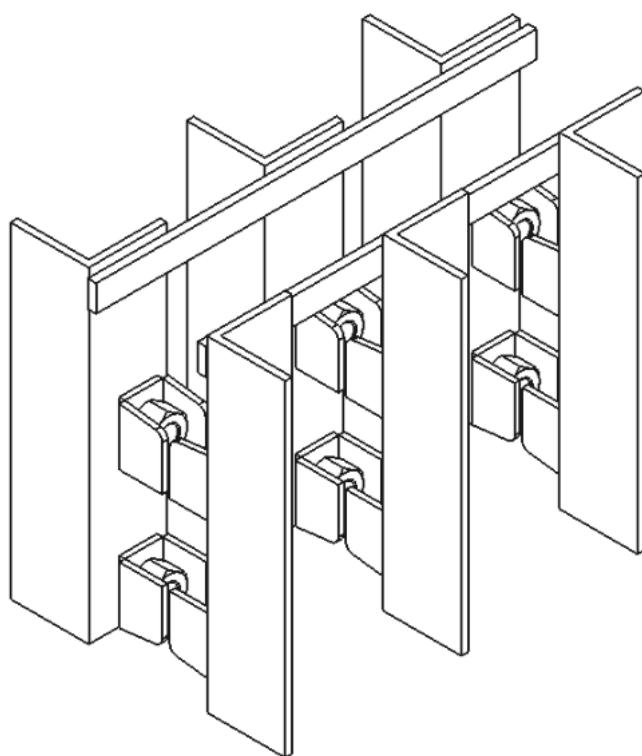


Figura D.18: Vista isométrica del del conjunto que soporta el choque de la caja (se quitó el IPN para una mejor ilustración).

F_{rc} [kg]	4258
h [mm]	51.25
c_t [mm] Fig C.3	6.35
a_t [mm ²]	460.2
τ [MPa]	90.68

Cuadro D.13: Esfuerzo de corte en la soldadura del subconjunto oreja. Simbología correspondiente a la figura D.19.

de este conjunto que de ahora en más será llamado “oreja” está dado por la distancia entre las caras opuestas de la tuerca correspondiente a un bulón de 1”², eliminando el juego entre elementos y minimizando la cantidad de chapa sometida a flexión. De otra manera se tendría que ponderar en la distancia entre caras el espacio necesario para meter un llave y poder ajustar la tuerca.

El alto de las orejas está dado por la tensión total en el cordón de soldadura donde se une con el IPN de modo que se acerque a la tensión de la tabla C.4 y que sea menor a la mitad de la tensión de fluencia del acero SAE 1010. Si bien solo se toma en cuenta el cordón vertical para los cálculos (solo el área en contacto con el alma del IPN) también se suelda la otra cara en contacto con el perfil por lo que si se cumple con la condiciones impuestas la soldadura estará sobredimensionada. Las dimensiones y tensión se ven en el cuadro D.13.

D.5.3. Bulones

Una vez seleccionados los ángulos verticales se seleccionan los bulones con los que se fijan a la estructura. Se comienza encontrando la fuerza máxima que soportan haciendo una sumatoria de momentos en el bulón inferior como se ve en la figura D.20, luego se calcula la tensión σ_{Fb} que genera esta fuerza y se le suma la tensión $\sigma_{precarga}$ producto de la precarga del 75 % de la tensión límite del perno S_{ut} y por ultimo se compara con la tensión de fluencia S_y en el cuadro D.14.

D.5.4. Vibraciones

Para encontrar las fuerzas horizontales a las que está sometida la unión libre se debe definir la amplitud de vibración y frecuencia en los ensayos de

²El tamaño de este bulón se determina previamente en la sección D.5.3.

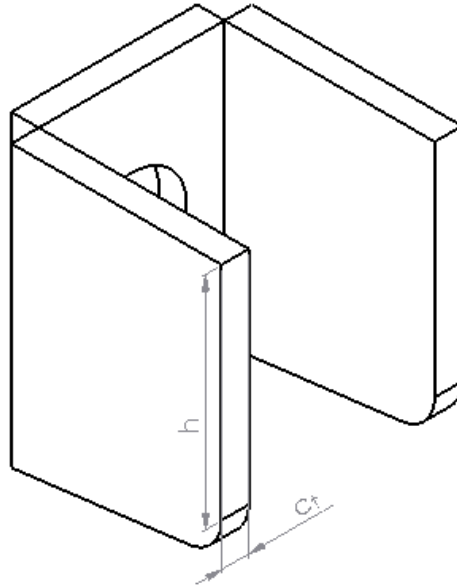


Figura D.19: Vista isométrica del subconjunto oreja.

d_f [mm]	310
d_b [mm]	200
F_{rc} [kg]	2747
F_b[kg]	4258
S_y [MPa] Fig B.3	827.37
$\sigma_{precarga}$	620.53
S_{ut} [MPa] Fig B.3	1034
A [mm ²] fig B.2	391
σ_{Fb} [MPa]	106.74
σ_{tot} [MPa]	727.27

Cuadro D.14: Valores de resistencia y área correspondientes a bulón SAE grado 8. σ_{tot} es la suma de σ_{Fb} y $\sigma_{precarga}$ y se corrobora que es menor a S_y .

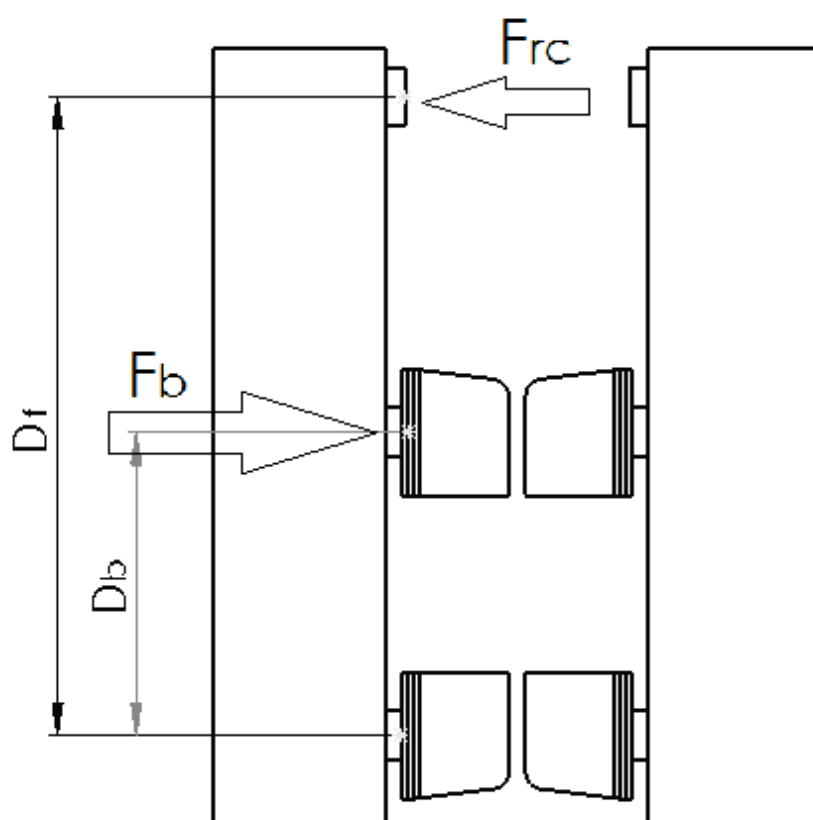


Figura D.20: Distancias utilizadas en el dimensionamiento de los bulones.

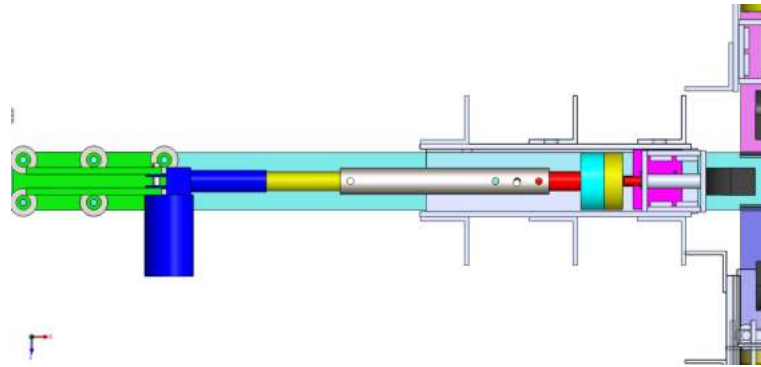


Figura D.21: Vista superior brazo máquina con los elementos mencionados en el cuadro D.15

	Area [mm^2]	Largo [mm]	k
Sección amarilla motor	197.57	170	220814
Prolongador	689.76	347.5	377135
Barra 1045	962	124	1474032
Sujeta celda	7341.88	43	32440865
Barra enganche	49.95	40.33	235321
Sch80 3/4	279	100	530100

Cuadro D.15: Valores para el calculo de la constante elástica del brazo, los elementos de la tabla se corresponden con los de la figura D.21.

fatiga por lo que se estima la constante elástica total del brazo de la máquina. Para eso se parte de la ecuación D.11 y se analiza cada tramo del brazo mencionado utilizando la figura D.21 y el cuadro D.15, una vez encontrada la constante elastica de cada tramo las mismas se suman como resortes en serie para obtener la k_{total} según la ecuación D.12, para luego encontrar la frecuencia de resonancia del sistema utilizando la ecuación simplificada de vibraciones forzadas[29, Capitulo 1] para obtener la máxima amplitud de vibración suponiendo que no hay amortiguamiento (ecuación D.13).

$$k = \frac{E \cdot A}{L_0} \quad (D.11)$$

$$k_{total} = \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} \right)^{-1} \quad (D.12)$$

$$x_v = \frac{F_0}{k_{total} - m\omega^2} \quad (D.13)$$

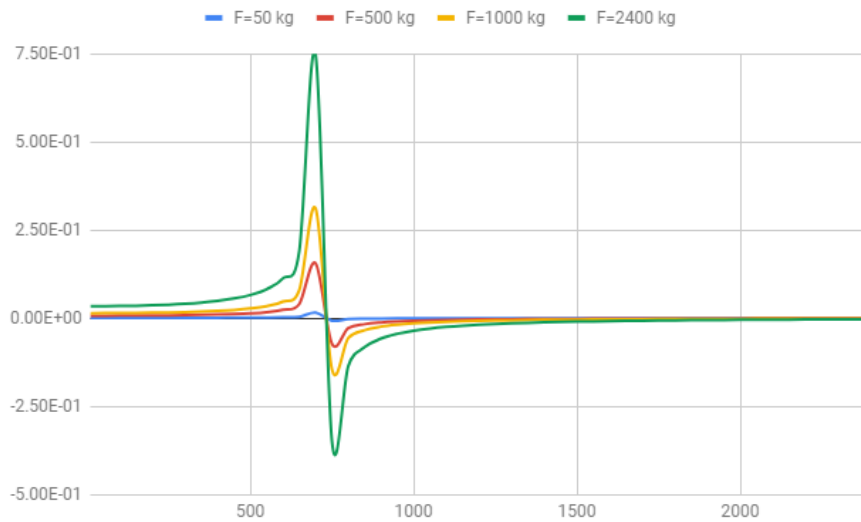


Figura D.22: Amplitud oscilación producto de la fuerza variable vs RPM. Se adopta como masa total del brazo 12kg (estimación proveniente del modelo virtual).

En el gráfico de la figura D.22 se ve que la frecuencia de resonancia es de 700 RPM, por lo tanto se recomienda que la frecuencia de funcionamiento del dispositivo vibrador esté por encima de 2100 RPM y que el dispositivo se monte entre la celda de carga y la mordaza para minimizar la masa total a mover y poder lograr oscilaciones mayores con una frecuencia aceptable sin superar la fuerza máxima prevista de vibración de 2400kg.

Dados los resultados obtenidos se procede a dimensionar los acoples macho y hembra para que soporten las vibraciones del momento transitorio suponiendo una amplitud de vibración de 1 mm a 720 RPM. La masa total del acople macho incluye el patín Hiwin HGW15CA la plancha base macho y un fleje macho, las masas son de 0.17 kg[14, Pag 38], 0.12 kg y 0.14 kg respectivamente dando un total de 0.52 kg. Suponiendo un movimiento sinusoidal se llega a la expresión de la aceleración derivando dos veces la posición en función del tiempo que multiplicando por la masa del acople se obtiene la fuerza a la que está sometido (cuadro D.16).

$$a = \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} \cdot A \sin(\omega t) = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \quad (D.14)$$

Viendo que la fuerza a la que está sometida el acople es pequeña se sugiere

A [mm]	1
w [$\frac{rad}{s}$]	75.39
m [kg]	0.52
F[kg]	0.302

Cuadro D.16: Cálculo de fuerza en conjunto macho.

usar tornillos de 1/4" ya que usando las tablas de las figuras B.2 y B.3, una precarga del 75% y el coeficiente de rozamiento utilizado en la sección B.1 se encuentra que la fuerza de roce generada por cada tornillo es de 4831 kg, cuatro ordenes de magnitud mayor que la fuerza encontrada en el cuadro D.16.

Apéndice E

Costos

En este apéndice se muestran parte de los costos tomados en cuenta durante el desarrollo del prototipo y los costos estimativos de los materiales necesarios para lograr el prototipo con los que se logra la lista de costos general total del cuadro 3.1.

Elemento	Precio en pesos	cantidad	Dolar	Fecha	U\$S	Proveedor
Patin HGW15CC	\$728.55	6	22.95	08/05/2018	\$190.47	Mecatronix
Guia HGR15	\$2,005.17	3.44	22.95	08/05/2018	\$300.56	Mecatronix
Patin RGH55HAZAH	\$114	6	1	26/11/2018	\$684.00	changsha
RGR55R por metro	\$176	3.44	1	26/11/2018	\$605.44	terry machinery
Celda de carga	\$3,444.00	4	35.67	02/11/2018	\$386.21	Aliexpress
IPN 240 x 12 m	3,5388	1	35.58	08/11/2018	994.6	Faule
IPN 260 x metro	\$1,675	8	39.48	4/10/2018	\$339.41	Rec Mdp
Chapa 1/8" plegada	\$9,000	2	39.48	4/10/2018	\$455.93	Rec Mdp
Chapa 1.5 x 3 m 1/8"	\$5,684	2	35.58	08/11/2018	\$319.51	Faule
Chapa 1.5 x 3 m 3/8"	\$23,263	1	35.58	08/11/2018	\$653.82	Faule
Chapa 1.5 x 3 m 1/2"	\$31,230	1	35.58	08/11/2018	\$877.74	Faule

Cuadro E.1: Diversos costos tomados en cuenta a lo largo del desarrollo del prototipo.

	Trabajo	
	Soldadura viga IPN	Soldadura viga cajón
Horas	1.5	3.5
USD/hora	20	20
Kg electrodo (3.25 mm)	2	10
\$/kg	110.76	110.76
dolar	36.09	36.09
Fecha	12/10/2018	12/10/2018
Total [U\$S]	36.14	100.69

Cuadro E.2: Costos estimativos del trabajo de soldadura necesario según técnico de la Facultad de Ingeniería de Mar del Plata.

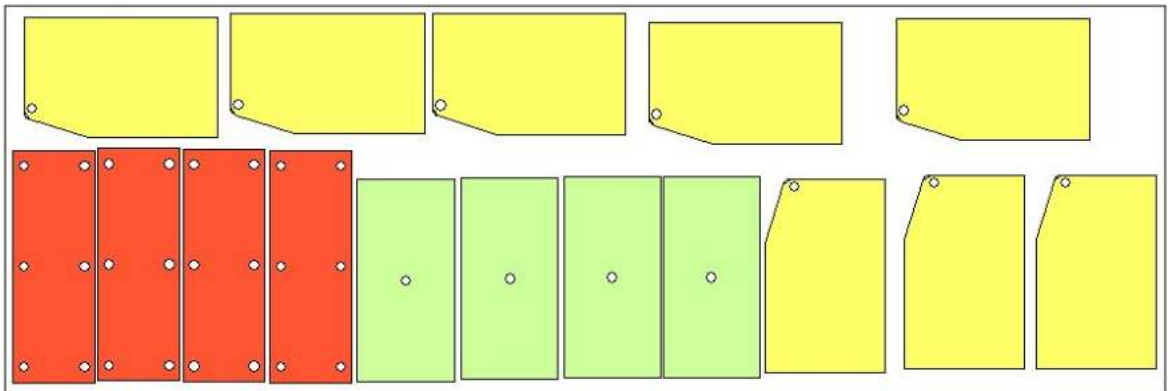


Figura E.1: Elementos para construir el soporte para el motor y la base de las patas sobre una chapa de 1/2" de 1500x500 mm.

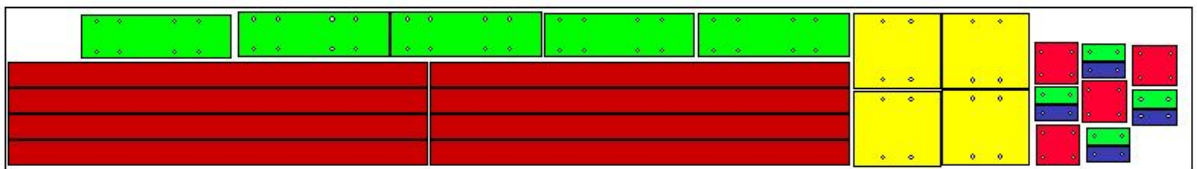


Figura E.2: Elementos para construir la base para sujetar a los patines , el mecanismo de destrabe de los unión libre mejorada y los flejes que soportaran los choques cuando se rompa una probeta sobre una chapa de 3/8" de 1500x210 mm.

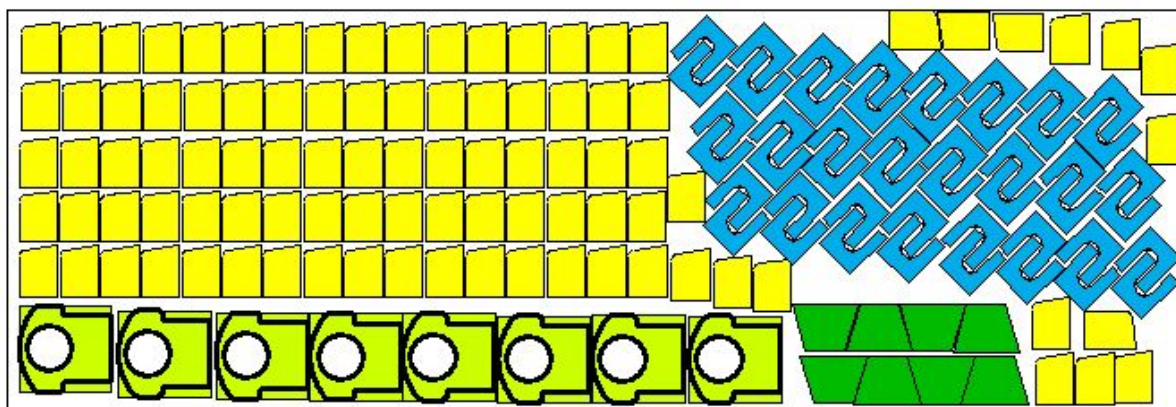


Figura E.3: Elementos para construir la parte superior de la unión libre y el subconjunto para sostener los ángulos verticales al IPN sobre una chapa de 1/4" de 1500x510 mm.



Figura E.4: Elementos para construir el soporte del buje sobre una chapa de 1/8" de 1500x50 mm.

Elemento	Precio en pesos	dolar	Fecha	U\$\$	Proveedor
Chapa 1.5 x 0.05 m 1/8"	\$1,625	56.02	05/09/2019	\$29.01	Faule
Chapa 1.5 x 0.2 m 1/4"	\$3,200	56.02	05/09/2019	\$57.13	Faule
Chapa 1.5 x 0.150 m 3/8"	\$3,143	56.02	05/09/2019	\$56.10	Faule
Chapa 1.5 x 0.5 m 1/2"	\$7,530	56.02	05/09/2019	\$134.42	Faule
			Total	\$276.66	

Cuadro E.3: Lista de chapas a comprar. Dimensiones correspondientes con figuras E.1, E.2, E.3 y E.4.

Elemento	Precio en pesos	cantidad	Dolar	Fecha	U\$\$	Proveedor
HGW15CC	\$2,464.50	8	56.02	05/09/2019	\$351.95	Mecatronix
HGR15 (por metro)	\$5,141.16	2.48	56.02	05/09/2019	\$227.60	Mecatronix

Cuadro E.4: Guías de precisión Hiwin

Elemento	Precio en pesos	cantidad	Dolar	Fecha	U\$\$	Proveedor
Redondo 1045 110x40 mm	\$600	4	45.4	29/05/2019	\$53	Aceros Criptón
Redondo 1045 55x1000 mm	\$3,675	0.5	56.02	05/09/2019	\$33	Aceros Criptón

Cuadro E.5: Estimación del costo de las barras de SAE 1045 para construir el soporte de celda y el adaptador.

Elemento	Precio en pesos	cantidad	Dolar	Fecha	U\$\$	Proveedor
Tornillo Allen 1/2x2.1/4 Rosca BSW Y UNC Calidad 12.9 - 50 Unidades.	\$1,428.00	0.5	56.02	09/09/2019	\$12.75	labuloneravirtual.com.ar
Tuerca Pesada 1/2 X12 - Zincada Rosca UNC-WTH - 75 Unidades.	\$716.18	0.3	56.02	09/09/2019	\$4.26	labuloneravirtual.com.ar
Arandela Plana 1/2 Zincada - 300 Unidades	\$797.75	0.19	56.02	09/09/2019	\$2.66	labuloneravirtual.com.ar
Tornillo Allen 1x2.3/4 Rosca BSW Y UNC Calidad 12.9 - 10 Unidades.	\$2,859.00	4.8	56.02	09/09/2019	\$244.97	labuloneravirtual.com.ar
Arandela Plana 1" Zincada - 50 Unidades	\$886.30	3.84	56.02	09/09/2019	\$60.75	labuloneravirtual.com.ar
Tornillo 5/16x3.3/4 Grado 5	\$4.70	32	56.02	06/09/2019	\$2.68	Bulonera Batán
Arandela Grower 5/16	\$1.50	64	56.02	06/09/2019	\$1.71	Bulonera Batán
Tuerca 5/16	\$2.00	32	56.02	06/09/2019	\$1.14	Bulonera Batán
Tornillo M4x25	\$0.65	64	56.02	06/09/2019	\$0.74	Bulonera Batán
Tornillo M4x30	\$1.60	16	56.02	06/09/2019	\$0.46	Bulonera Batán
Arandela Grower M4	\$0.65	64	56.02	06/09/2019	\$0.74	Bulonera Batán
Bulón 1/2x7/8 Grado 5	\$14.75	4	56.02	06/09/2019	\$1.05	Bulonera Batán
Tuerca 1/2	\$5.50	4	56.02	06/09/2019	\$0.39	Bulonera Batán
Allen sin cabeza 5/16x1/2	\$7.50	8	56.02	06/09/2019	\$1.07	Bulonera Batán
Tornillo 1/2x3/4	\$0.90	8	56.02	06/09/2019	\$0.13	Bulonera Batán
				Total	\$335.52	

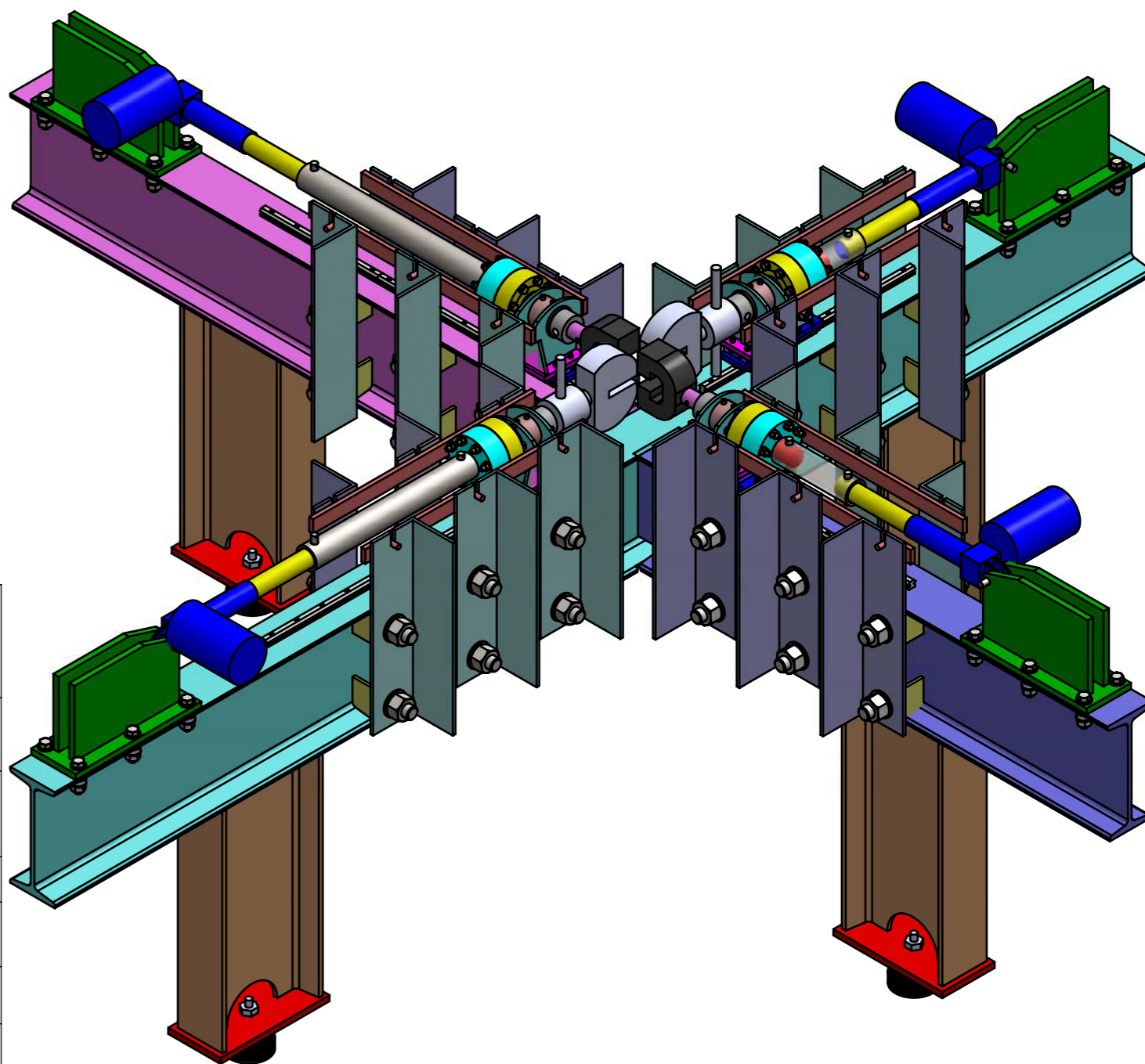
Cuadro E.6: Precios de bulonería necesaria para la construcción del prototipo. Dado que no se encuentran precios de Bulones SAE grado 8 de 1/2" y de 1" se vuelcan los precios de tornillos similares Allen de calidad equivalente (12.9).

Bibliografía

- [1] <https://www.testresources.net/applications/test-types/planar-biaxial-test/>, 2018.
- [2] <https://www.zwick.com/en/news/robot-mimics-caterpillar-movements>.
- [3] L E Crocker B C Duncan, A S Maxwell and R Hunt.
Performance of adhesive joints programme project paj1 - failure criteria and their application to visco-elastic/visco-plastic materials.
VERIFICATION OF HYPERELASTIC TEST METHODS, 1999.
- [4] L. Thibodeau A. Makinde and K.W. Neale.
Development of an apparatus for biaxial testing using cruciform specimens.
1992.
- [5] <https://www.zwickroell.com/es-es/máquinas-de-ensayos-biaxiales/máquinas-de-ensayo-de-tracción-cruciformes>, 2019.
- [6] Testresources. <https://www.testresources.net/test-machines/planar-biaxial-test-machines/174-series-planar-biaxial-test-machine/>, 2019.
- [7] M.D. Pérez F. París E. Correa, A. Barroso.
Design for a cruciform coupon used for tensile biaxial transverse tests on composite materials.
Elasticity and Strength of Materials Group, Continuum Mechanics Department, School of Engineering, University of Seville, Spain, 2017.
- [8] <https://es.aliexpress.com/store/product/radiation-load-cell-load-cell-pressure-weight-sensor-200kg-300kg-500kg-800kg-1000kg-2000kg-3000kg-5t/338998.32799670776.html?spm=a219c.12010108.1000016.1.45eff89fmuwm3s&isorigtitle=true>, 2018.
- [9] <https://appmeas.co.uk/products/load-cells-force-sensors/low-profile-pancake-load-cell-dscc/>, 2018.

- [10] Catalogo. <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>, 2018.
- [11] ASTM International.
Cañerías de acero norma astm 106 grado b schedule 80 (sin costura) bb*.
- [12] <http://www.tecnongroup.com/archivos/reductornillosinfincorona.pdf>.
- [13] https://es.wikipedia.org/wiki/acero_41xx, 2018.
- [14] Hiwin. https://www.hiwin.com/pdf/linear_guideways.pdf, 2018.
- [15] Mecatronix.
<http://www.mecatronix.com.ar/ml/catalogo2017.pdf>. 2018.
- [16] http://www.dataplast.com/polietileno_molecular.html, 2019.
- [17] INTI.
Tablas perfiles laminados y tubos estructurales para aplicación de los reglamentos cirsoc 301 2005 y 302 2005.
- [18] <https://www.fischer.com.ar/es-ar/productos/fijaciones-quimicas/capsulas/ampolla-rm-ii/539800-rm-ii-16>, 2019.
- [19] <https://articulo.mercadolibre.com.ar/mla-635068766-base-antivibratoria-pata-goma-n80-para-torno-compresor-jm?quantity=1>, 2019.
- [20] <https://articulo.mercadolibre.com.ar/mla-635068766-base-antivibratoria-pata-goma-n80-para-torno-compresor-jm?quantity=1>.
- [21] Joseph Edward Shigley & Charles R.Muschke.
Diseño en ingeniería mecánica.
Mc Graw Hill, 1995.
- [22] INTI.
Cirsoc 304, reglamento argentino para la soldadura de estructuras de acero.
- [23] G.NACHTERGAL.
Estructuras metálicas, cálculos y construcción.
Editorial Blume, 1969.
- [24] Agustin Ramos Lopez.

- La construccion metalica tomo II.*
Escuela tecnica superior de ingenieros de caminos, canales y puertos,
1968.
- [25] R.A. Serway and R.J. Beichner.
Physics for scientists and engineers.
Physics for Scientists and Engineers. Saunders College Publishing, Or-
lando, FL, 5th Ed, 2000.
- [26] Catalogo. https://www.skf.com/binary/87-121486/0901d19680416953-10000_2-es—rolling-bearings.pdf, 2015.
- [27] Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett.
Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9ª Edición.
Mc Graw Hill, 2011.
- [28] <https://www.instron.com.au/-/media/literature-library/products/2010/06/2716-series-manual-wedge-action-grips-2716020.pdf?la=en-au>, 2019.
- [29] William W.seto.
Vibraciones Mecanicas.
Schaum.



Nota: Se ven dos tipos de mordaza usadas a la vez, es plenamente ilustrativo. En la practica se usarán 4 mordazas iguales.

N.º DE ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Conjunto base con guías	Ver Plano 3	1
2	Anclaje motor con bulones	Ver plano 6	4
3	Motor		4
4	Alargador motor	ASTM 1-1/4"x3.392 Grado B	1
5	Perno pasador	12.5Dx65 mm SAE 1045	8
6	Alargado motor largo	ASTM 1-1/4"x3.392 Grado B	1
7	Conjunto Barrera	Ver plano 12	4
8	Mordaza 50kN		2
9	Mordaza		2
10	Adaptador mordaza grande a pequeña	Ver plano 11	4
11	Conjunto soporte celda de carga	Ver Plano 7	4
12	Alargador motor 2	ASTM 1-1/4"x3.392 Grado B	1
13	Alargado motor largo 2	ASTM 1-1/4"x3.392 Grado B	1

Titulo: Vista general

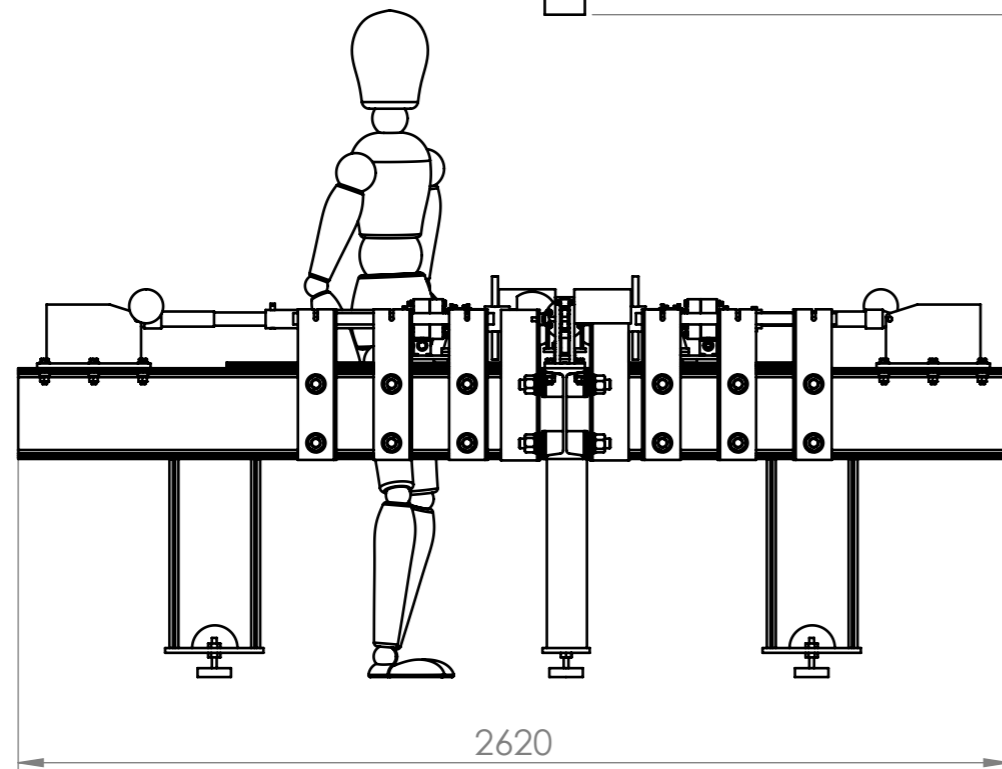
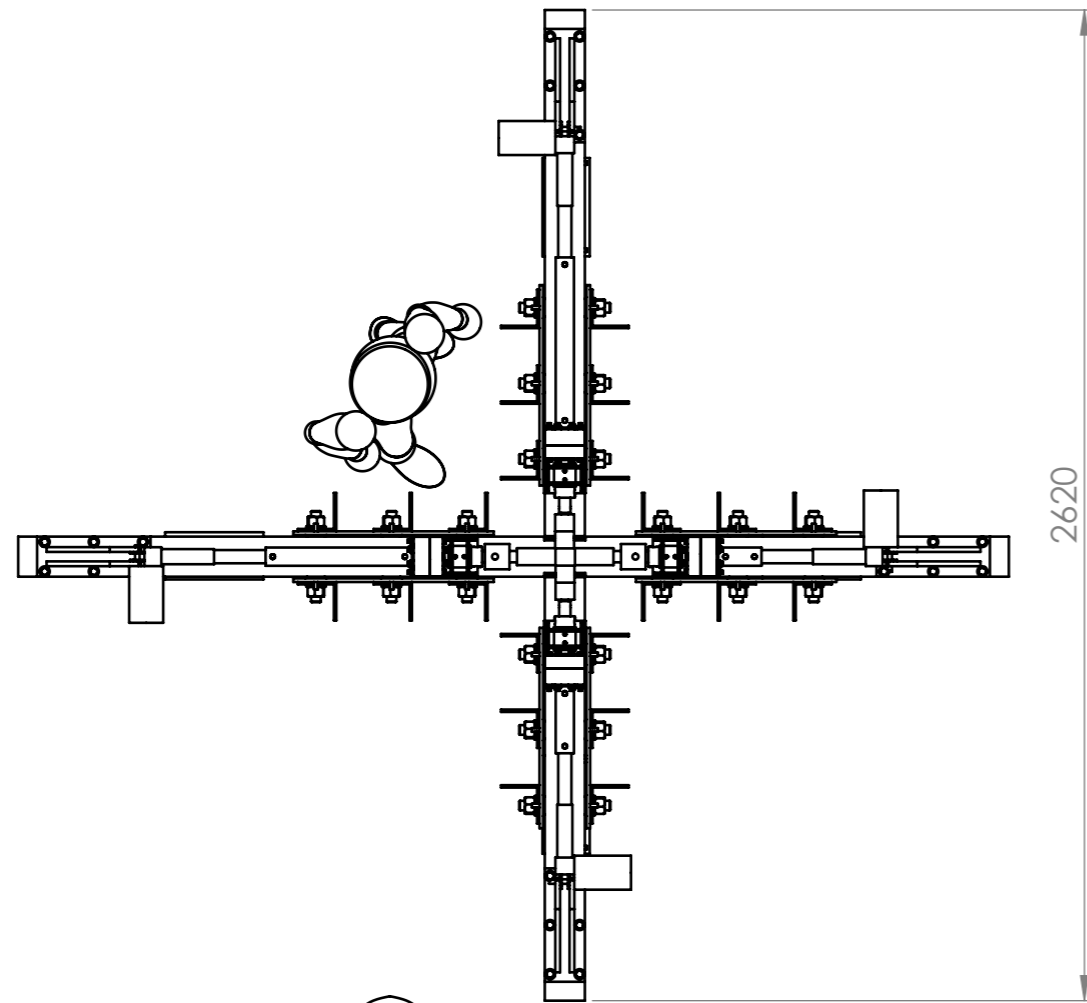
FI UNMDP

Responsable:

Fecha 13/11/2019

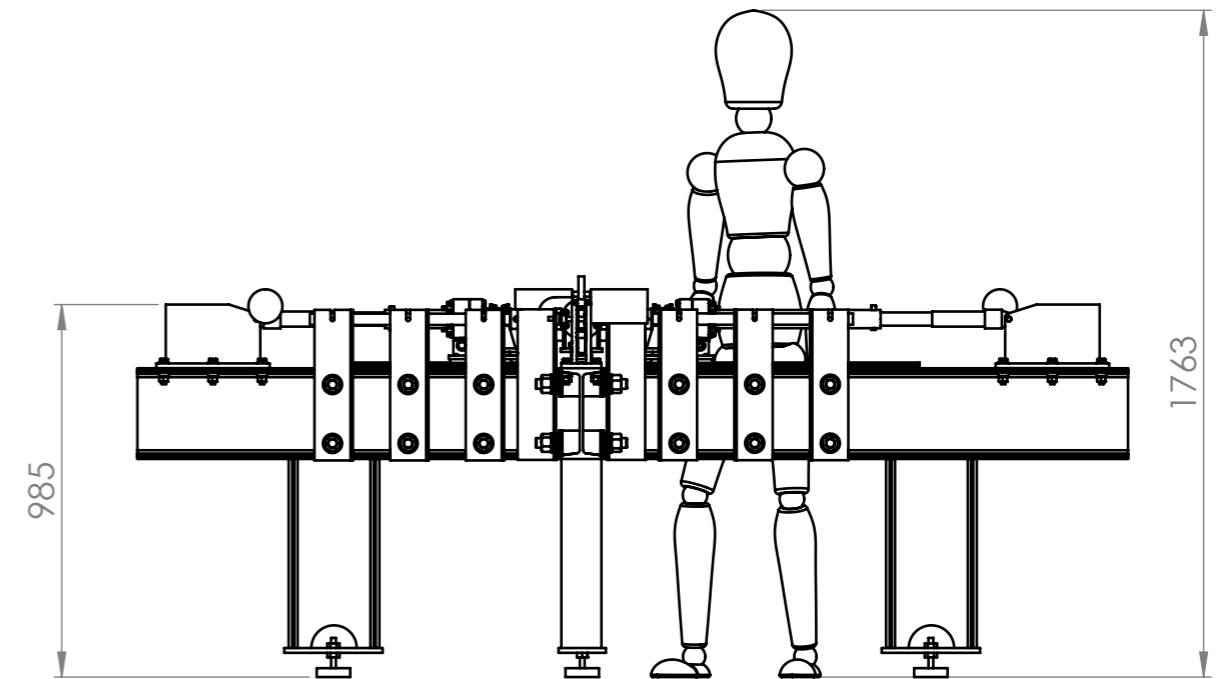
Escala

Plano N° 1



Vista Frontal Modelo general
ESCALA: 1:20

Peso aproximado: 600kg



Titulo: Cotas generales

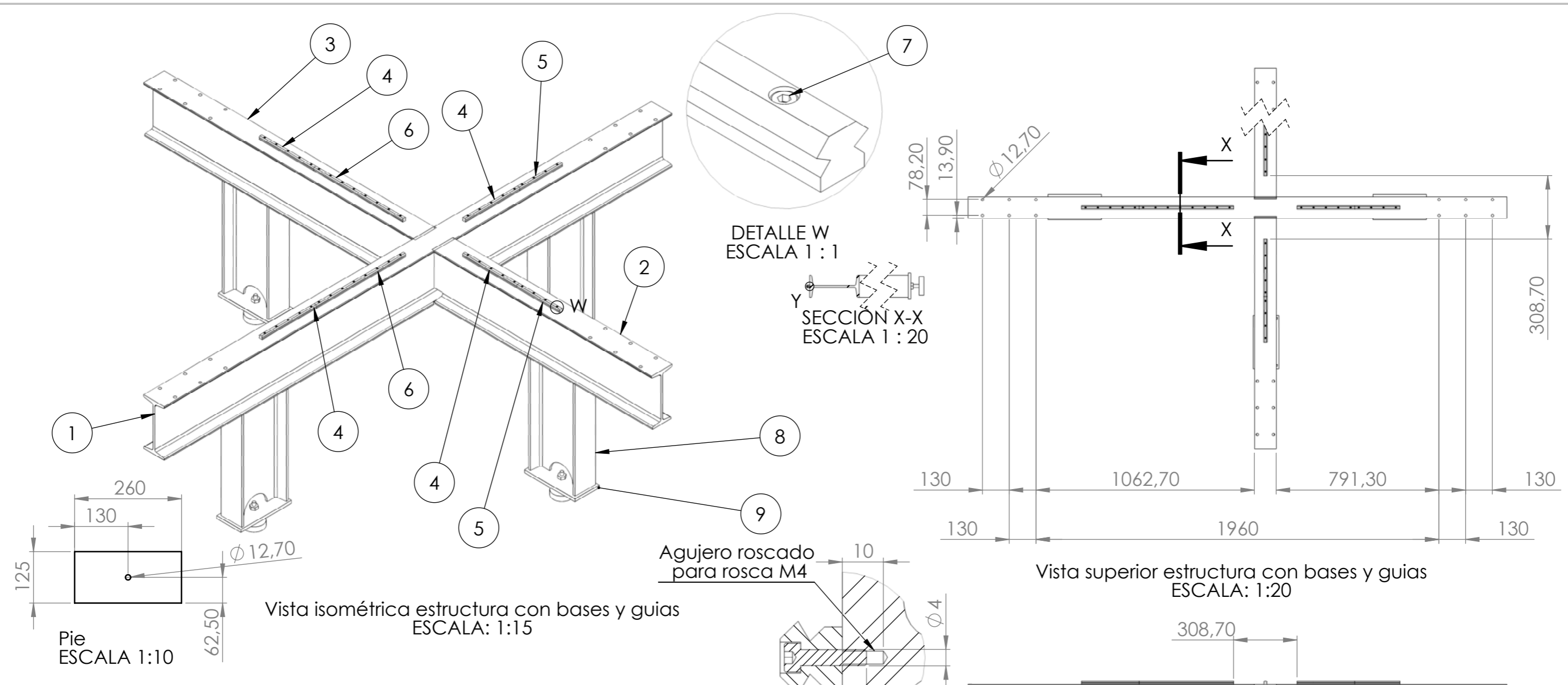
FI UNMDP

Responsable:

Fecha	13/11/2019	
-------	------------	--

Escala		
--------	--	--

Plano N°	2	
----------	---	--



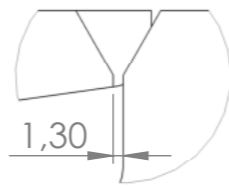
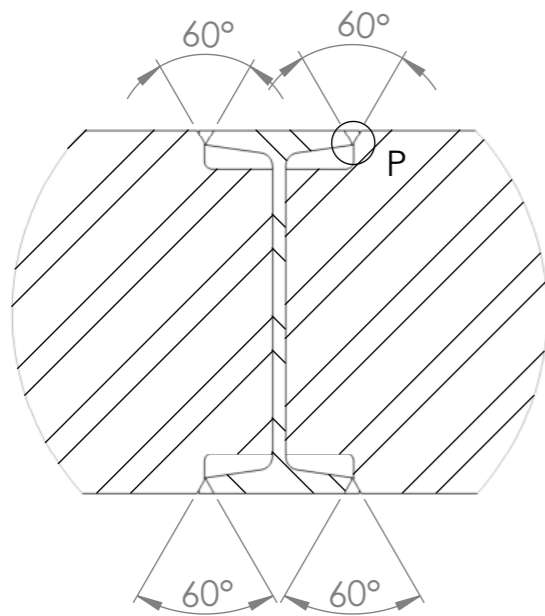
N.º DE ELEMENTO	Nombre de pieza	DESCRIPCIÓN	CANT
1	IPN A	IPN240x2620	1
2	IPN B	IPN240x1170	1
3	IPN C	IPN240x1441	1
4	Riel HG15x280	Proveedor: Mecatronix	4
5	Riel HG15x220	Proveedor: Mecatronix	2
6	Riel HG15x460	Proveedor: Mecatronix	2
7	ISO 4762 M4 x 16 --- 16N	Proveedor: Mecatronix	44
8	Pata	IPN240x500(largo opcional)	4
9	Pie	Chapa 1/2"	4
10	Pata Goma N°80	Base Antivibratoria Pata Goma N°80 Para Torno Compresor	4

Titulo: **Base con guías**

FI UNMDP

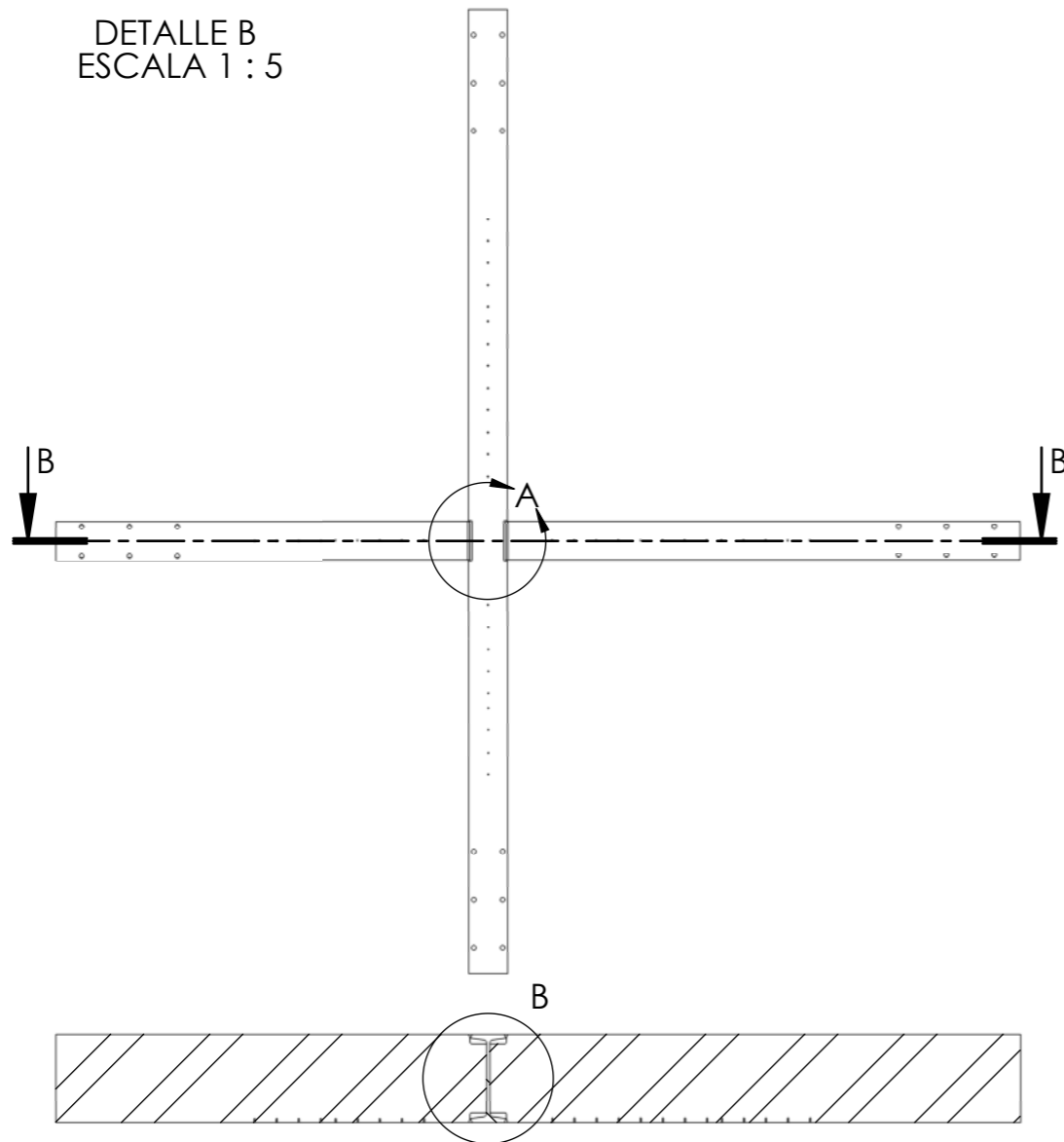
Responsable:

Fecha	13/11/2019
Escala	
Plano N°	3

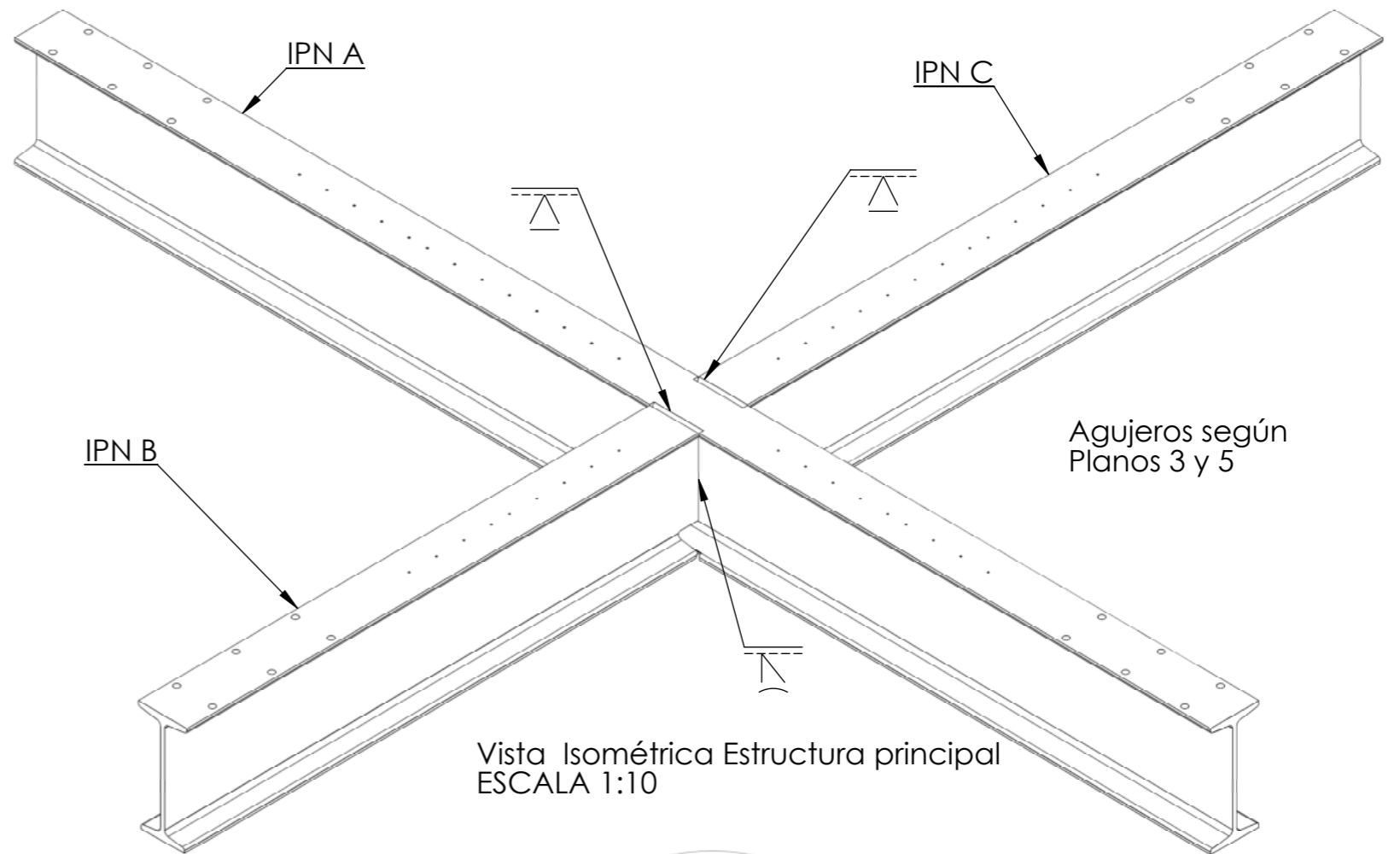


DETALLE P
ESCALA 1 : 1

DETALLE B
ESCALA 1 : 5

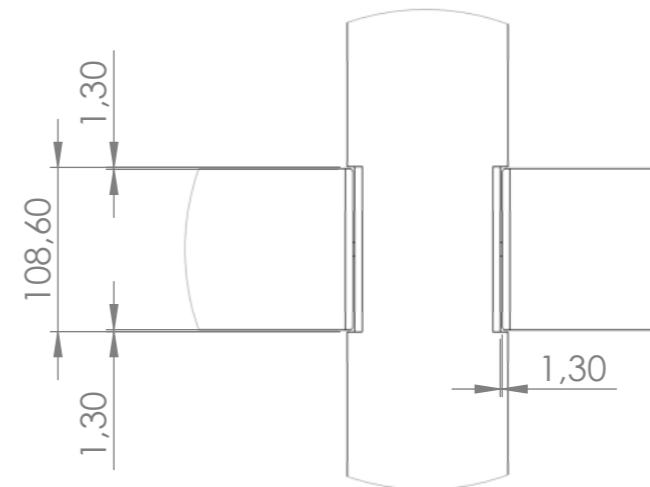


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 20



Vista Isométrica Estructura principal
ESCALA 1:10

Agujeros según
Planos 3 y 5



DETALLE A
ESCALA 1 : 5

Nota:
Una vez realizadas las
juntas biseladas se
deberá dejar la superficie
plana, evitando
discontinuidades

Título: Estructura principal

FI UNMDP

--

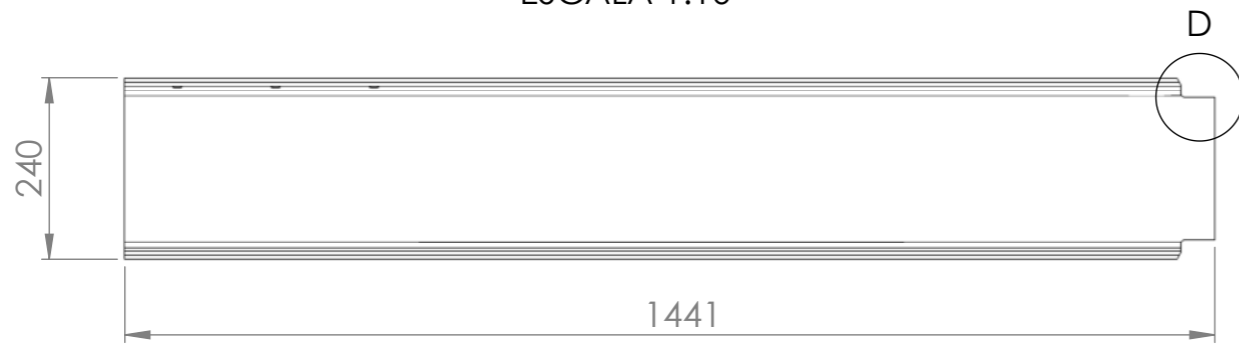
Responsable:

Fecha 13/11/2019

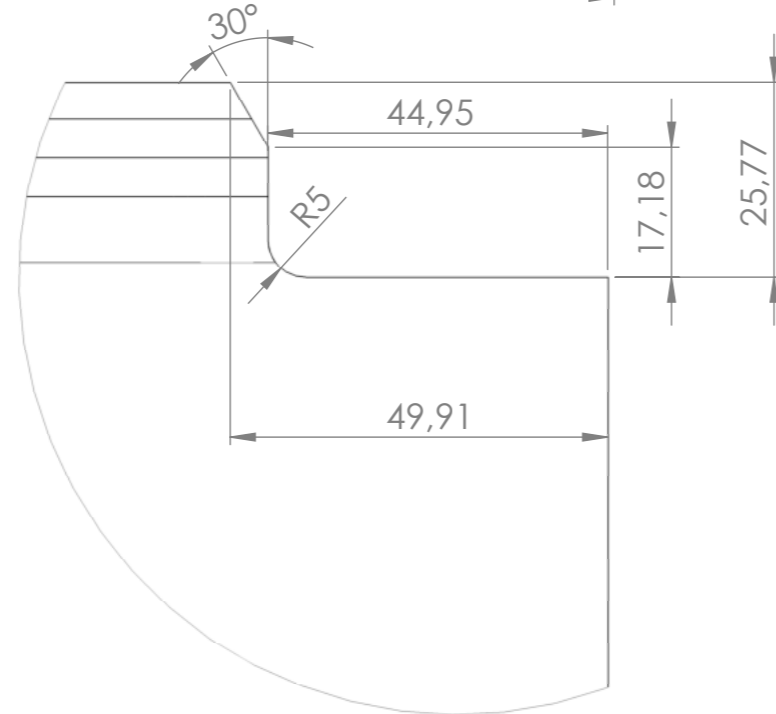
Escala

Plano N° 4

IPN C
ESCALA 1:10

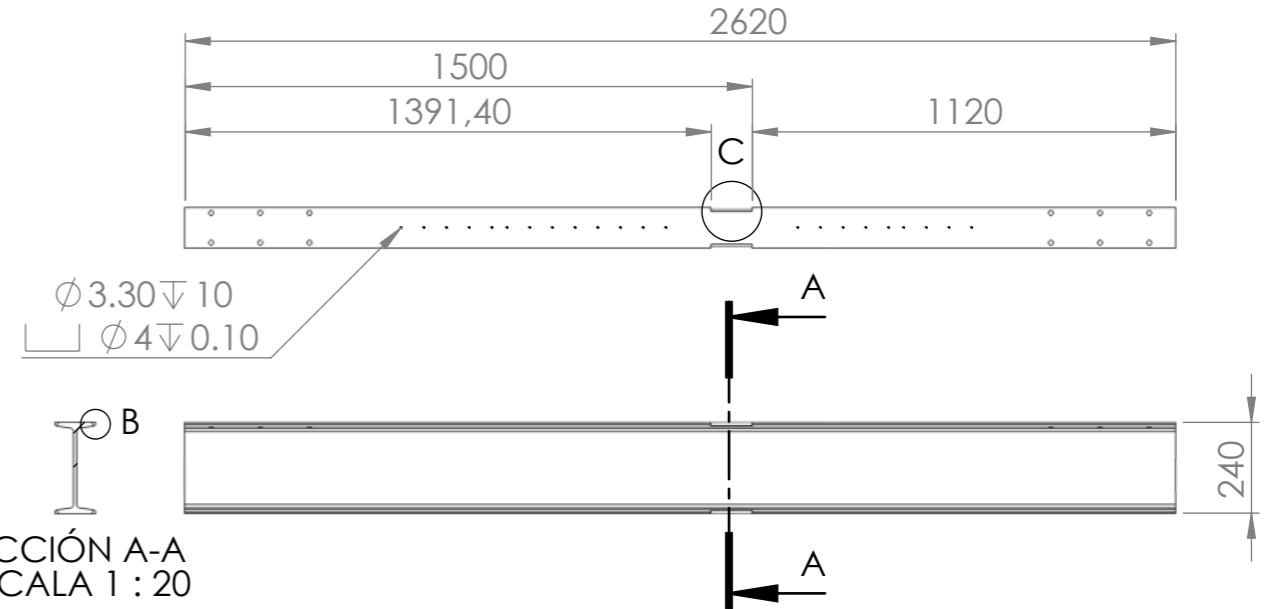


IPN B
ESCALA 1:10

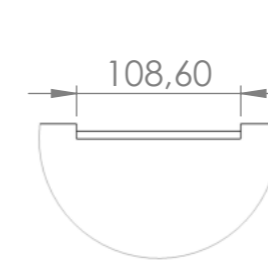


DETALLE D y E
ESCALA 1 : 1

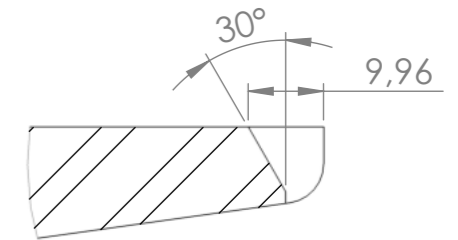
IPN A
ESCALA 1:20



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 20



DETALLE C
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

Titulo: Cortes IPN y preparacion soldadura

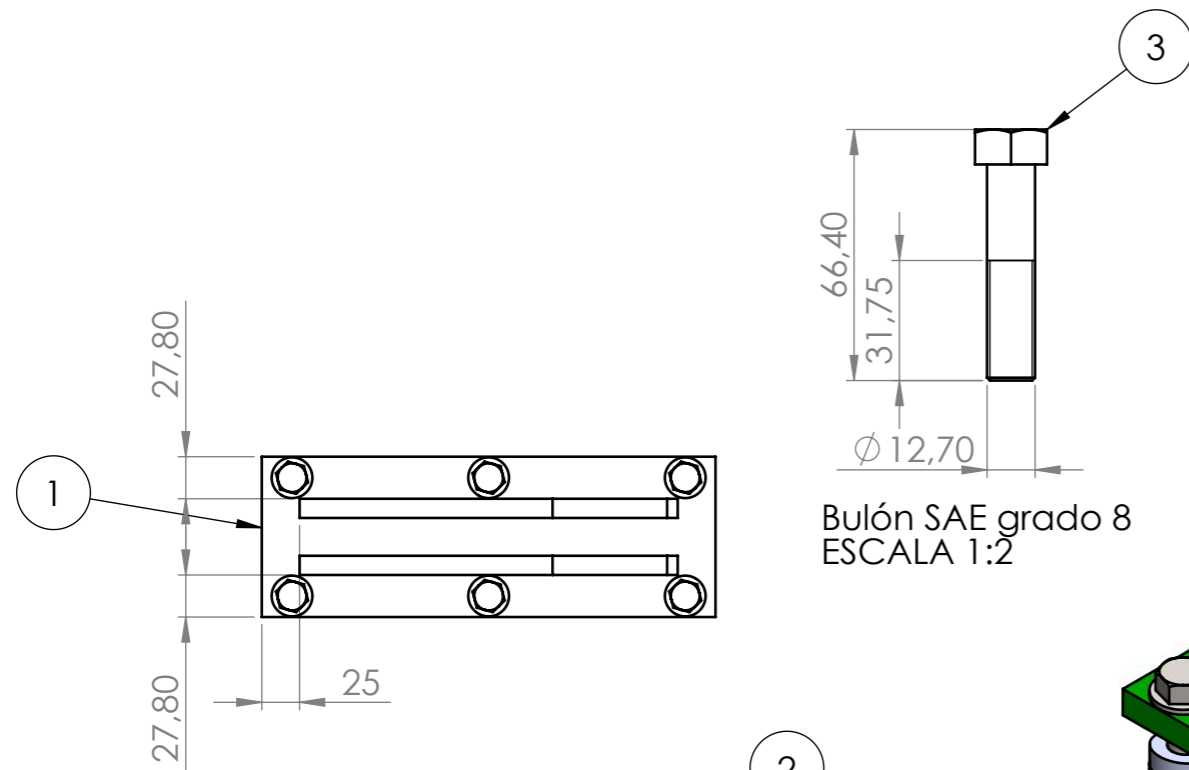
FI UNMDP

Responsable:

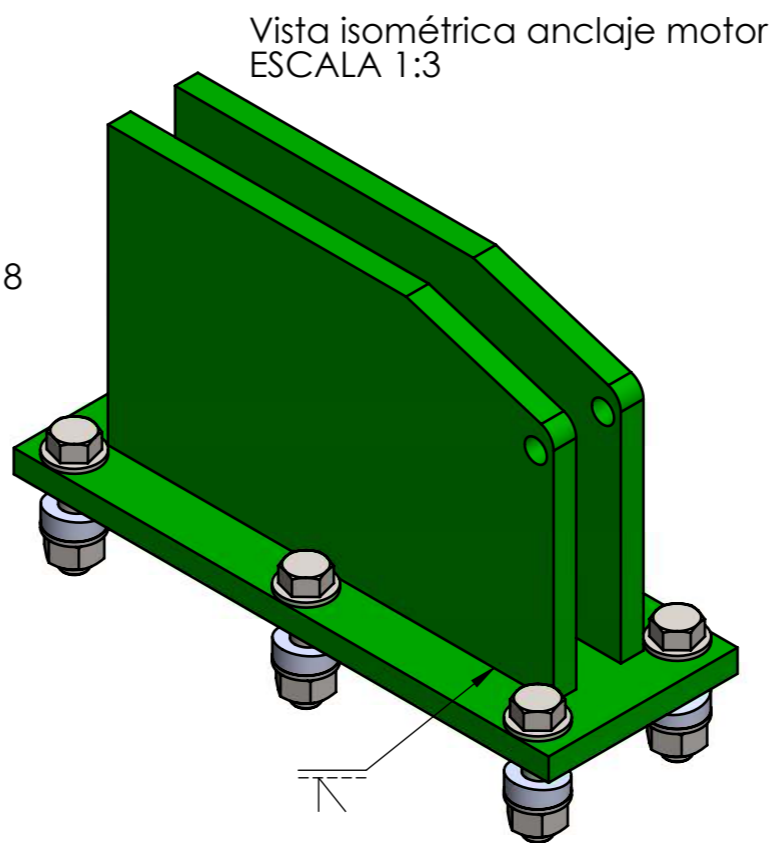
Fecha 13/11/2019

Escala

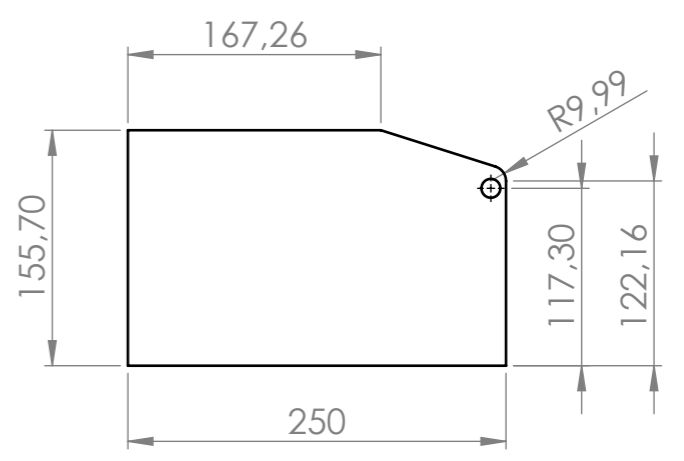
Plano N° 5



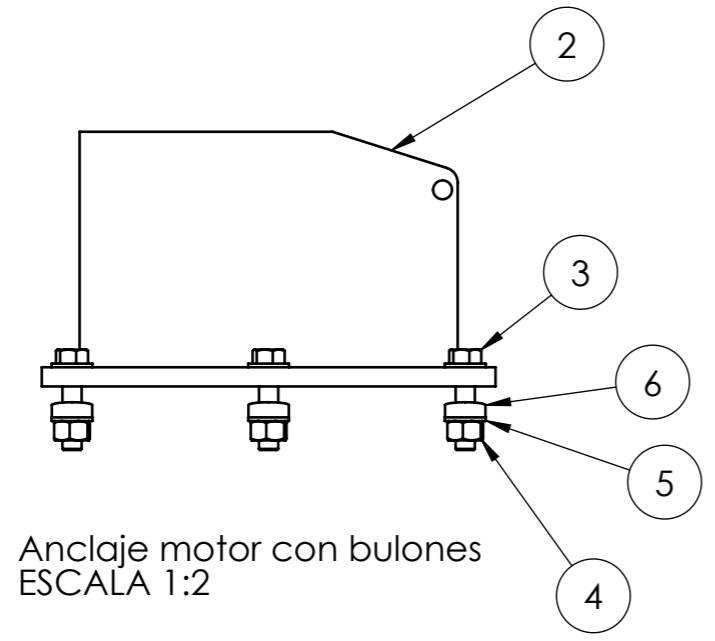
Bulón SAE grado 8
ESCALA 1:2



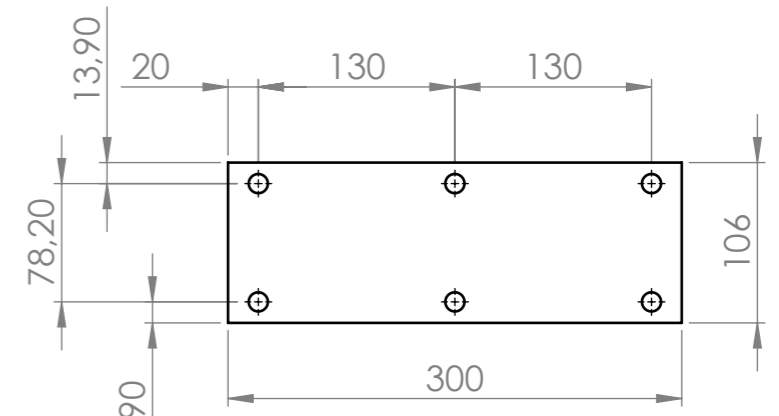
Vista isométrica anclaje motor
ESCALA 1:3



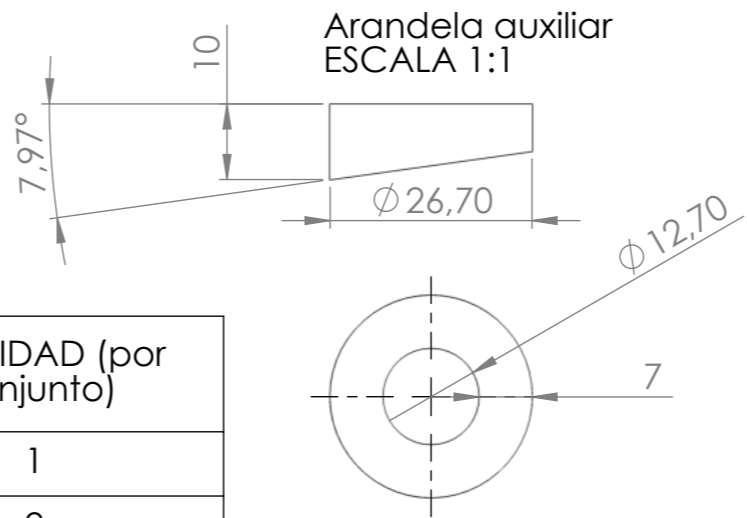
Pared anclaje motor
ESCALA 1:5



Anclaje motor con bulones
ESCALA 1:2



Base anclaje motor
ESCALA 1:5



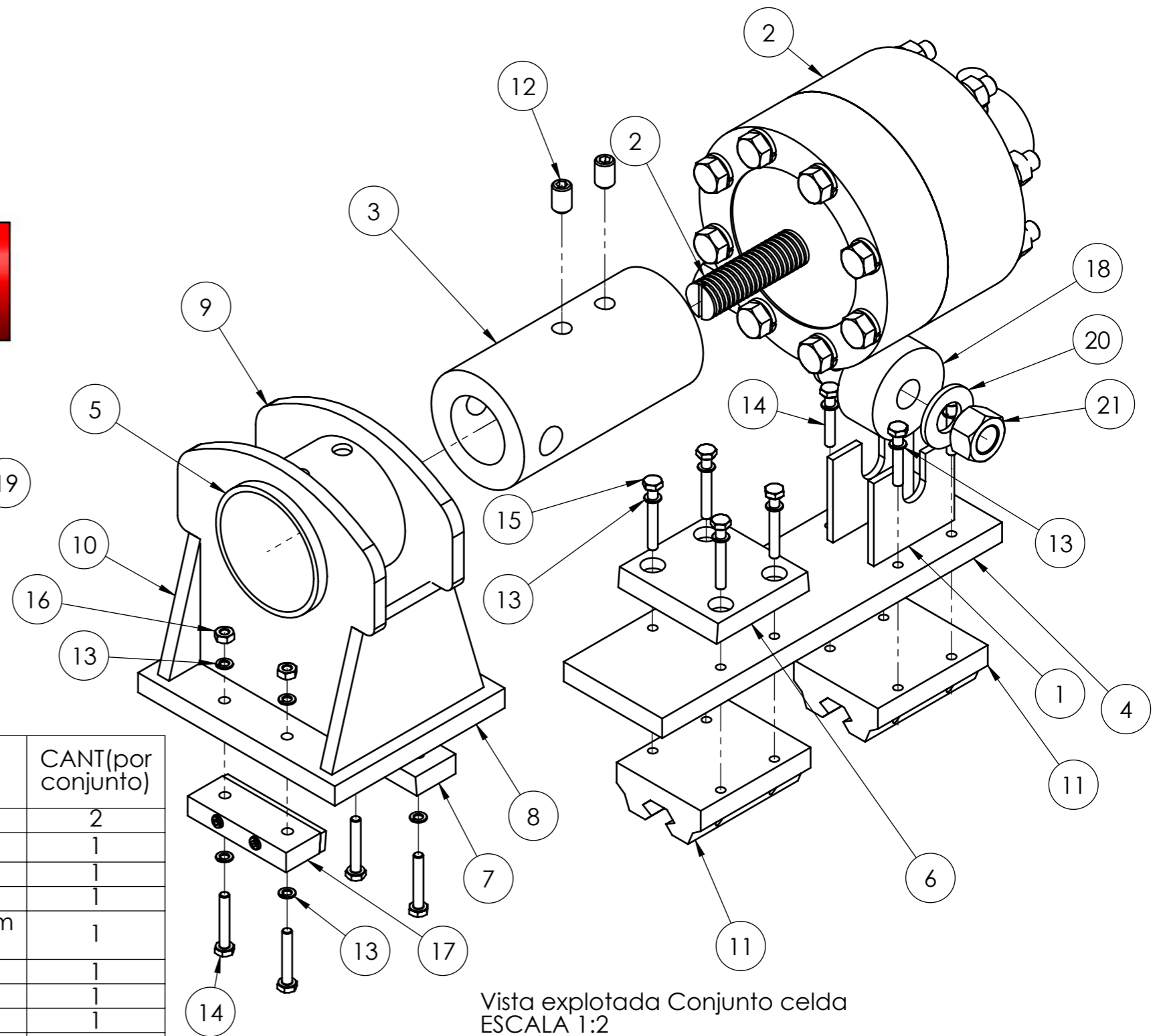
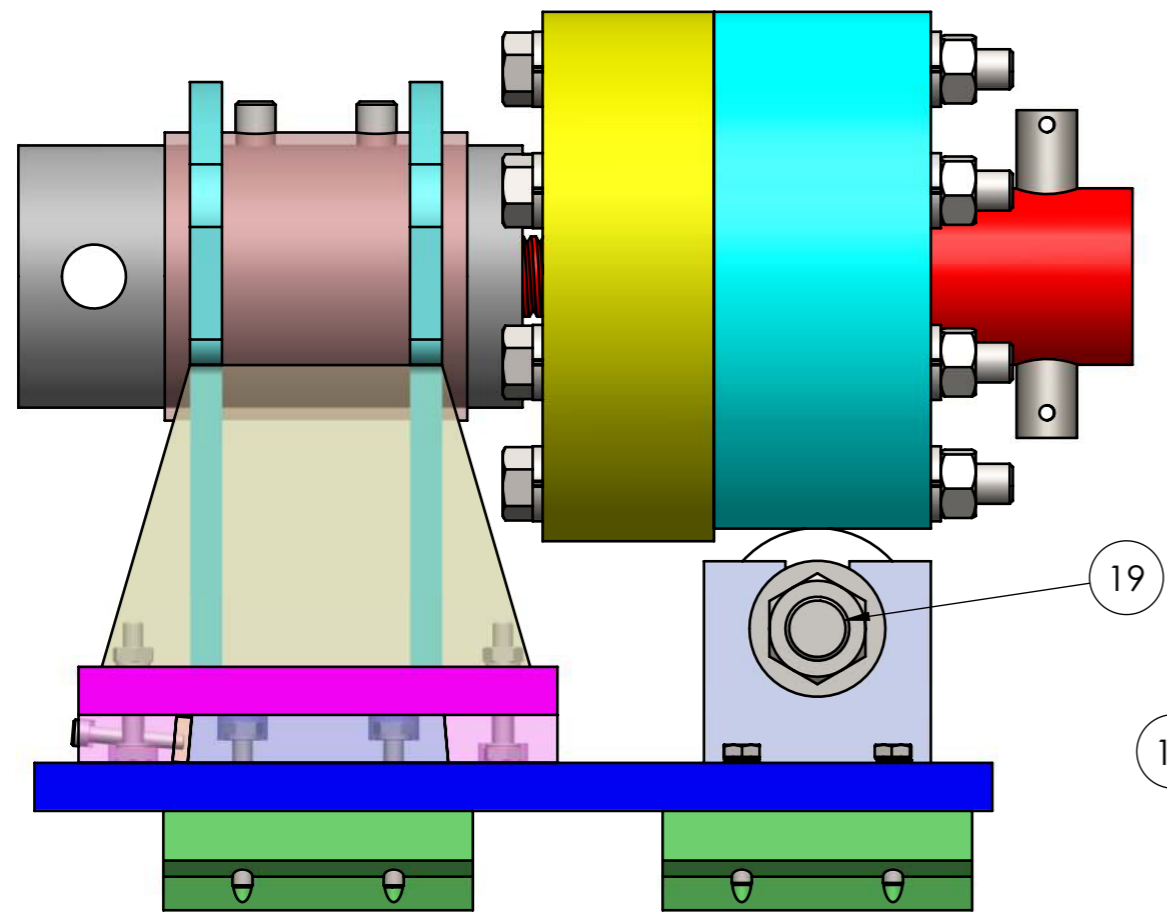
Arandela auxiliar
ESCALA 1:1

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD (por conjunto)
1	Base anclaje motor	Chapa 1/2"	1
2	Pared anclaje motor	Chapa 1/2"	2
3	HBOLT 0.5000-20x2.25x1.25-C	Bulón SAE grado 8 de 1/2"	6
4	HHNUT 0.5000-20-D-C	Tuerca 1/2"	6
5	Preferred Narrow FW 0.5	Arandela 1/2", diametro exterior 26.97 mm	12
6	arandela auxiliar	Plano 6	6

Titulo: Anclaje Motor

FI UNMDP

Responsable:	
Fecha	13/11/2019
Escala	
Plano N°	6



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANT (por conjunto)
1	soporte buje	Plano 9	2
2	Conjunto celda de carga	Plano 10	1
3	adaptador	Plano 8	1
4	base grande	Chapa 3/8"	1
5	sujeta adaptador	Tubo acero Iram Plano 8	1
6	macho	Plano 9	1
7	hembra costado	Plano 9	1
8	base hembra	Plano 9	1
9	sujeta adaptador vertical	Plano 8	2
10	sujeta adaptador lateral	Plano 8	2
11	HGW15CC	Mecatronix	2
12	SSFLATSKT 0.3125-24x0.5-HX-N	Allen sin cabeza 5/16"x1/2'	2
13	DIN 6905-3.6-FSt	Grower para M4	16
14	ISO 4014 - M4 x 25 x 14-N	Bulón M4x25	8
15	ISO 4014 - M4 x 30 x 14-N	Bulón M4x25	4
16	Hexagon Nut ISO - 4032 - M4 - D - N	Tuerca M4	4
17	Conjunto hembra costado	Plano 11	1
18	Buje	Plano 9	1
19	HBOLT 0.5000-20x1.875x1.25-N		1
20	Preferred Narrow FW 0.5		2
21	HNUT 0.5000-20-D-N		1

Título: **Conjunto soporte celda de carga**

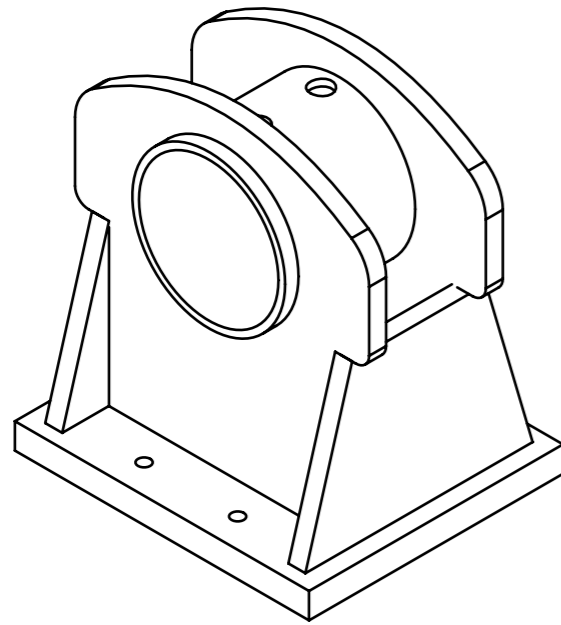
FI UNMDP

Responsable:

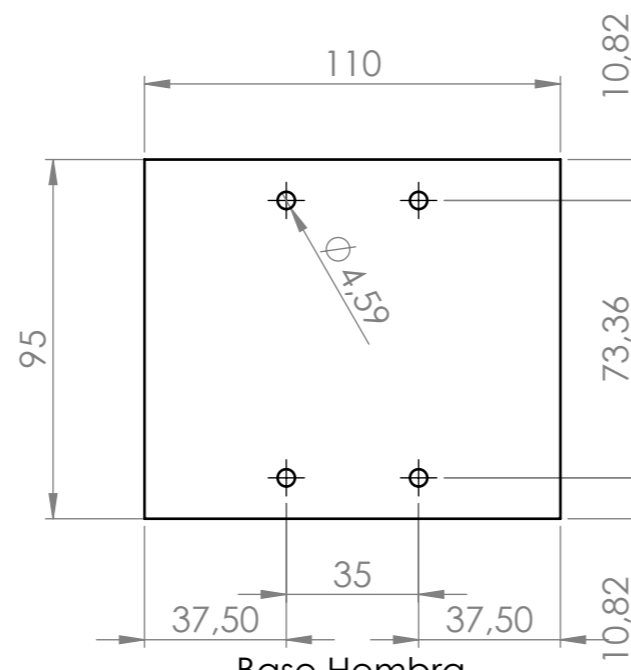
Fecha 13/11/2019

Escala

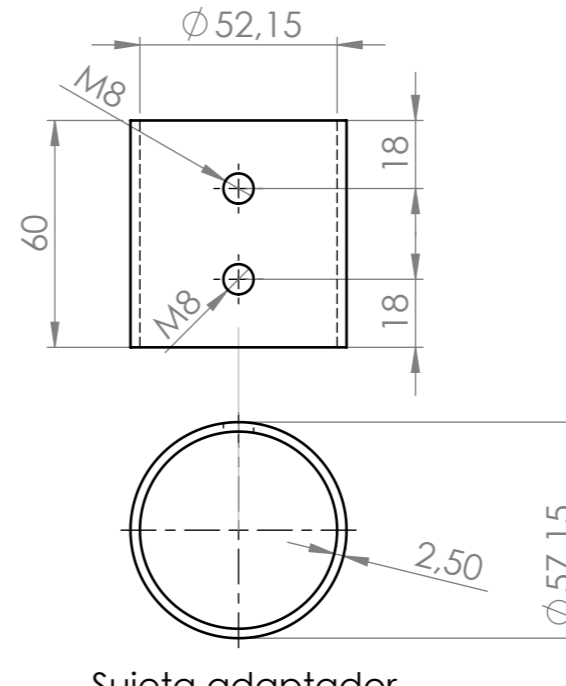
Plano N° 7



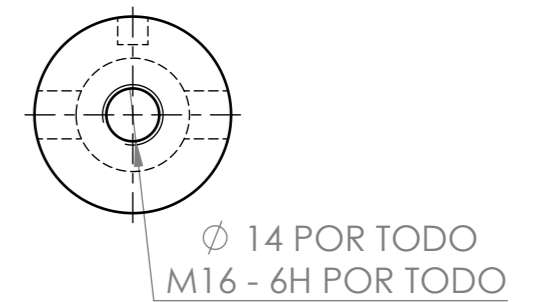
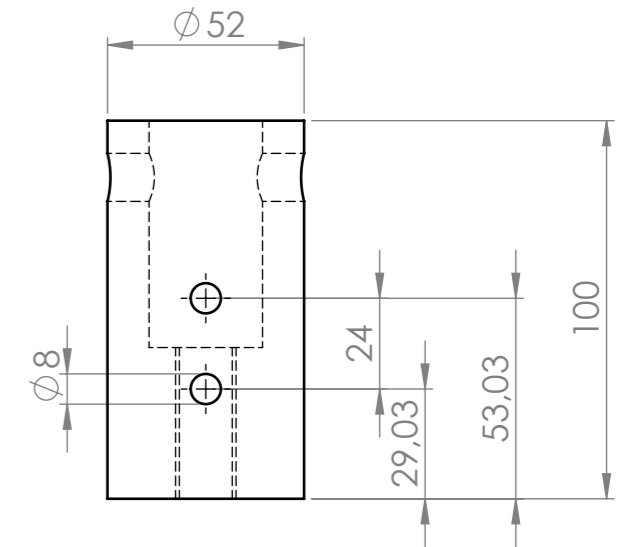
Conjunto: adaptador, sujeta adaptador vertical y lateral y base hembra es un conjunto soldado entre si.



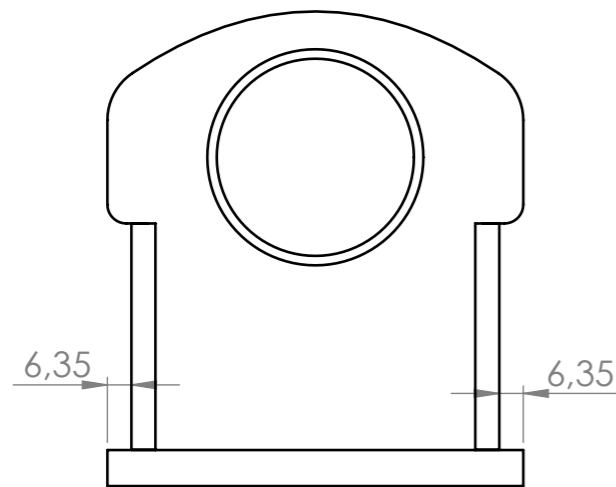
Base Hembra
ESCALA 1:2
Espesor : 3/8'



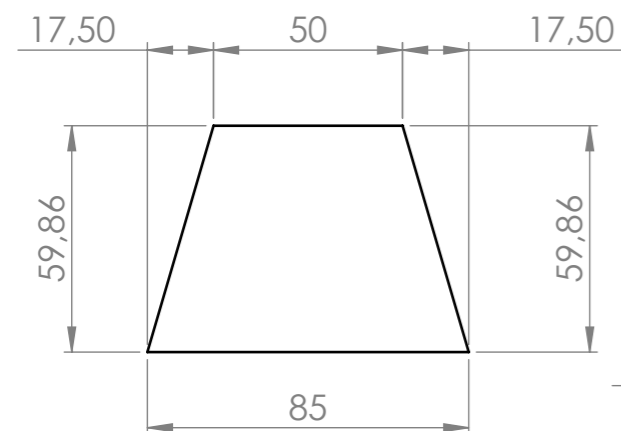
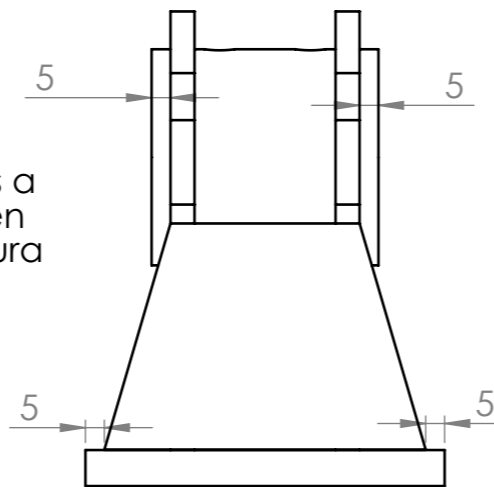
Sujeta adaptador
ESCALA 1:2



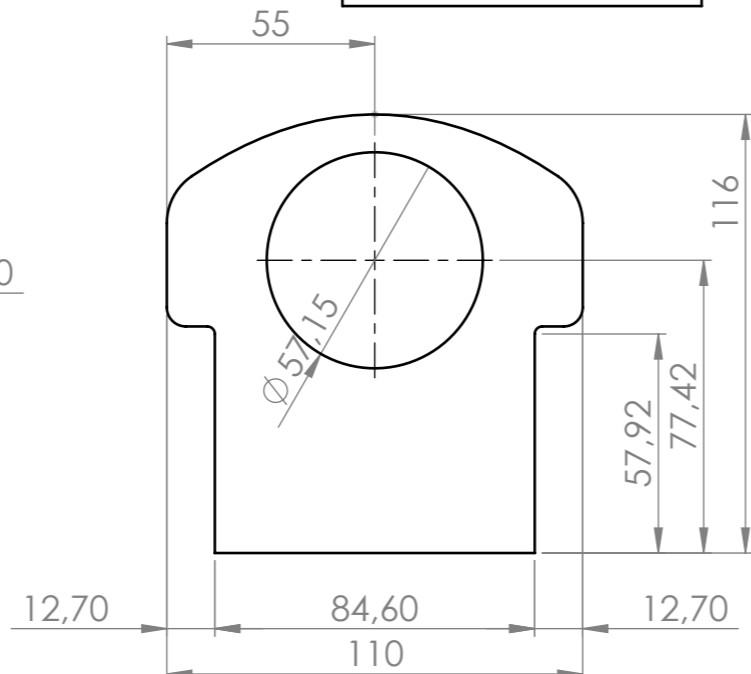
Adaptador
ESCALA 1:2



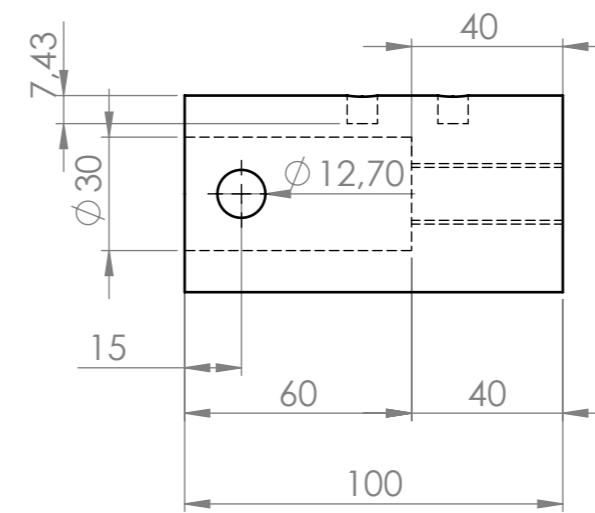
Distancias a respetar en la soldadura



Sujeta adaptador lateral
ESCALA 1:2
Espesor: 1/4'



Sujeta adaptador vertical
ESCALA 1:2
Espesor: 1/4'



Titulo: Piezas conjunto soporte celda

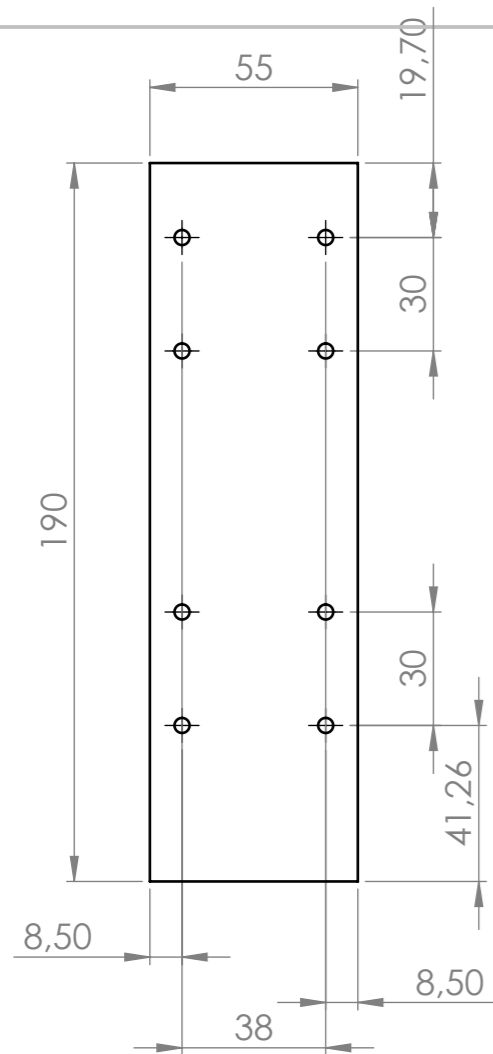
FI UNMDP

Responsable:

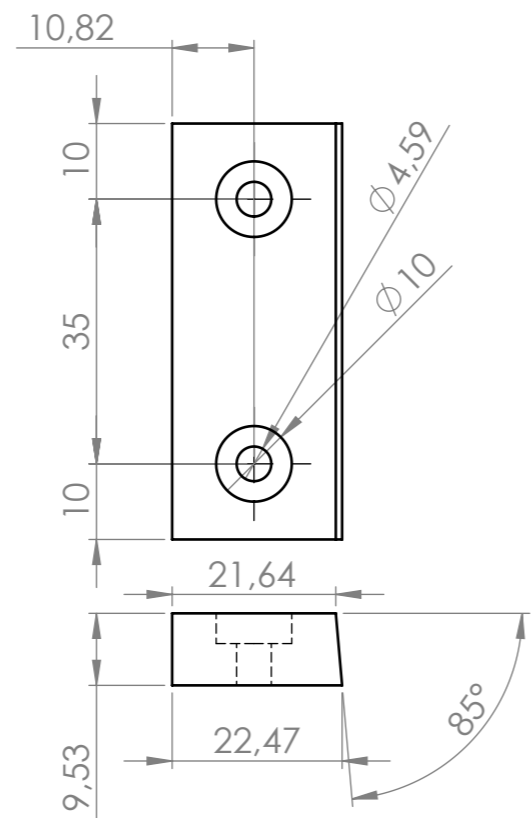
Fecha 13/11/2019

Escala

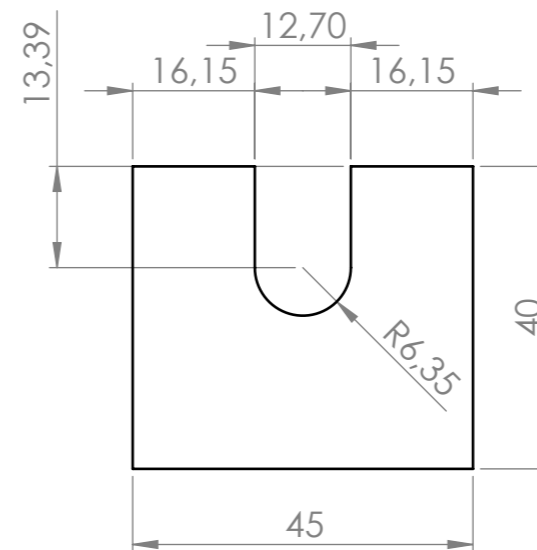
Plano N° 8



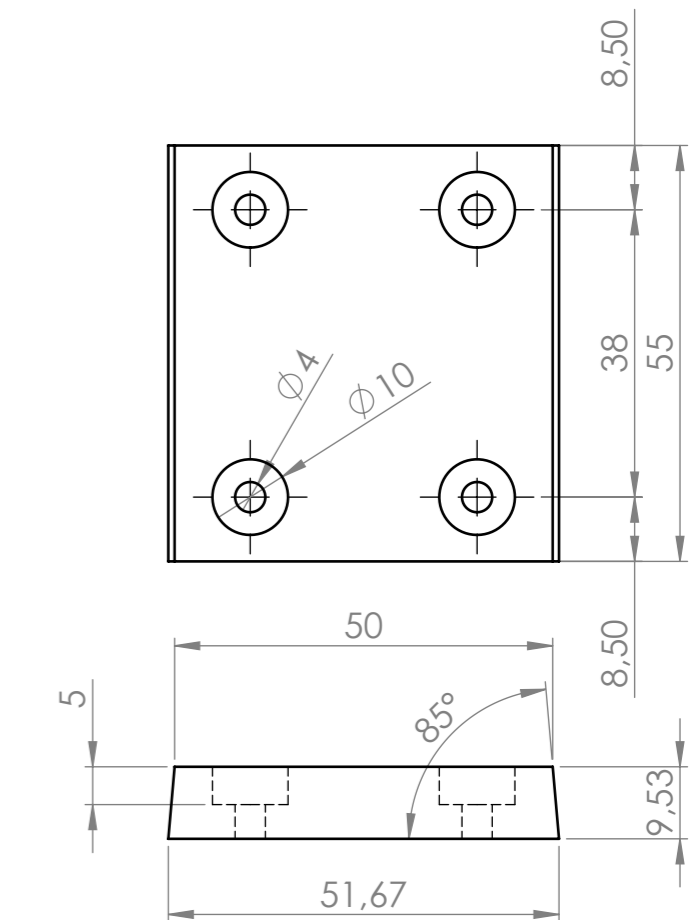
Base grande
ESCALA 1:2
Espesor 3/8"



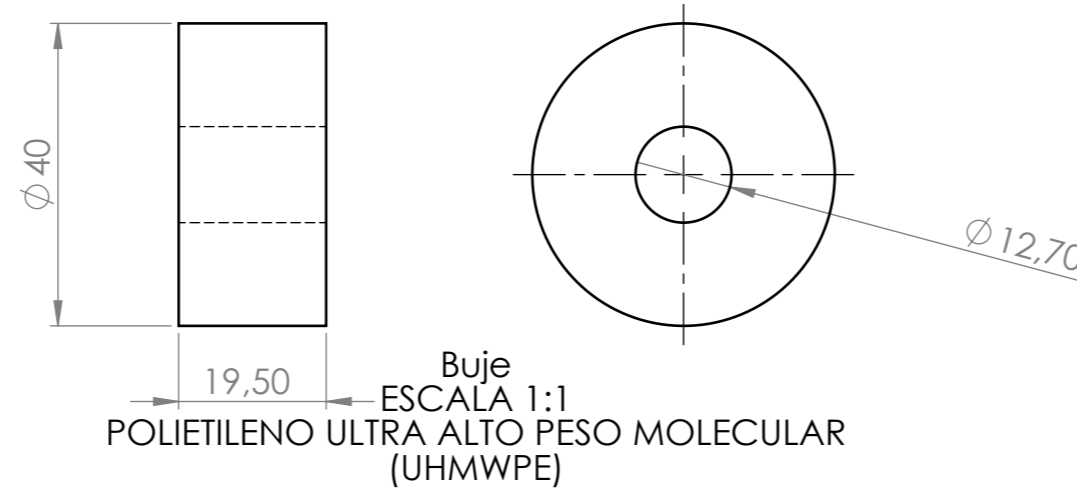
Hembra costado
ESCALA 1:1



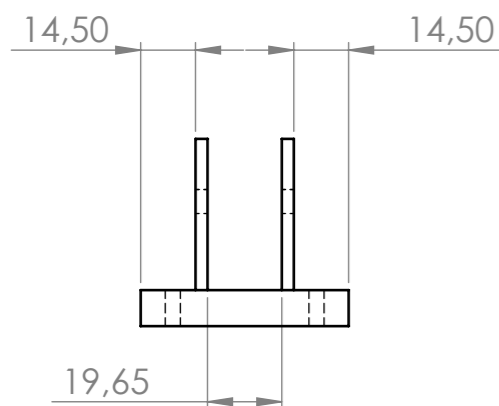
Soporte buje
ESCALA 1:1
Espesor 1/4"



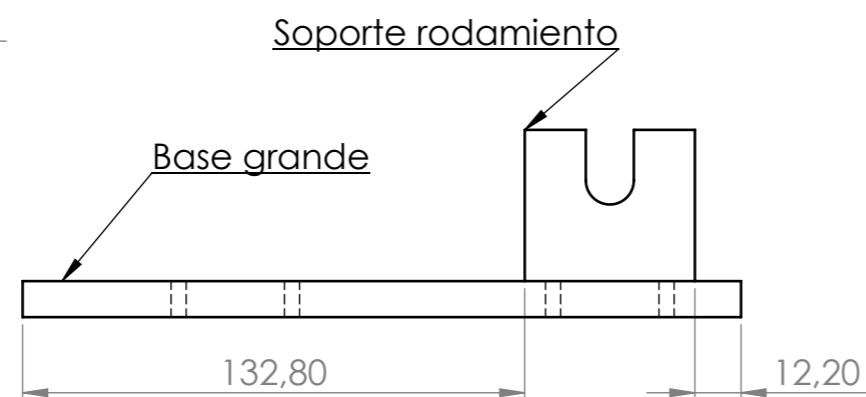
Macho
ESCALA 1:1



Buje
ESCALA 1:1
POLIETILENO ULTRA ALTO PESO MOLECULAR
(UHMWPE)



Conjunto soldado, base grande y soporte buje.
ESCALA 1:2



Soporte rodamiento

Titulo: Piezas conjunto soporte celda

FI UNMDP

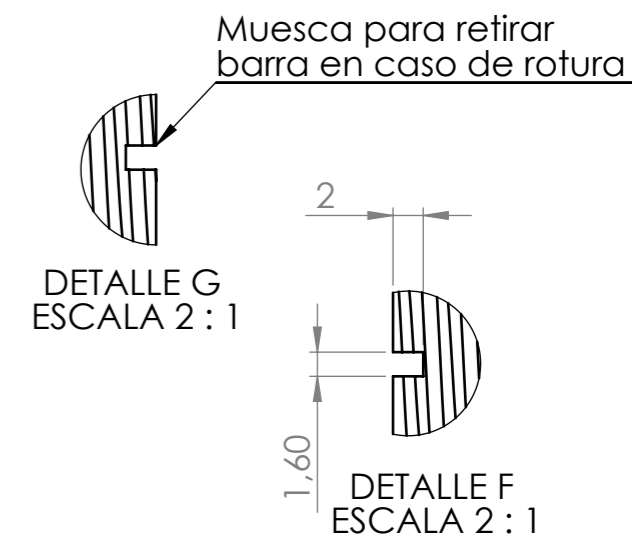
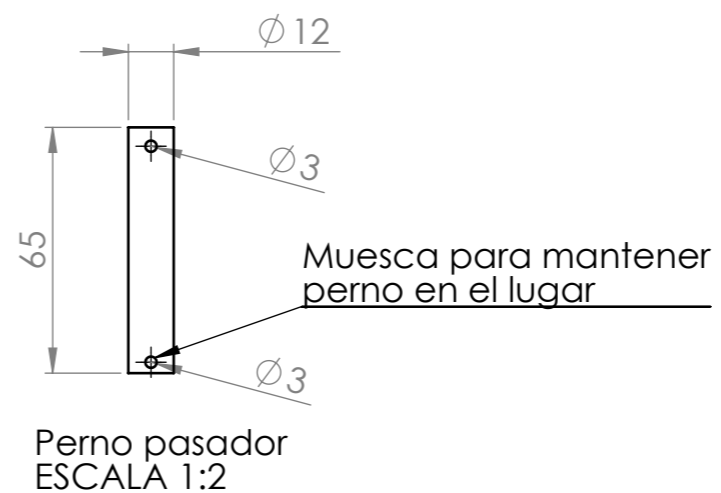
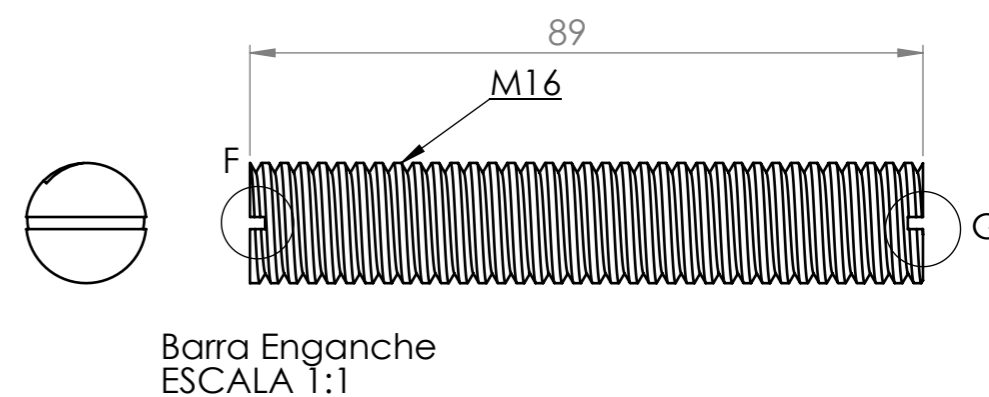
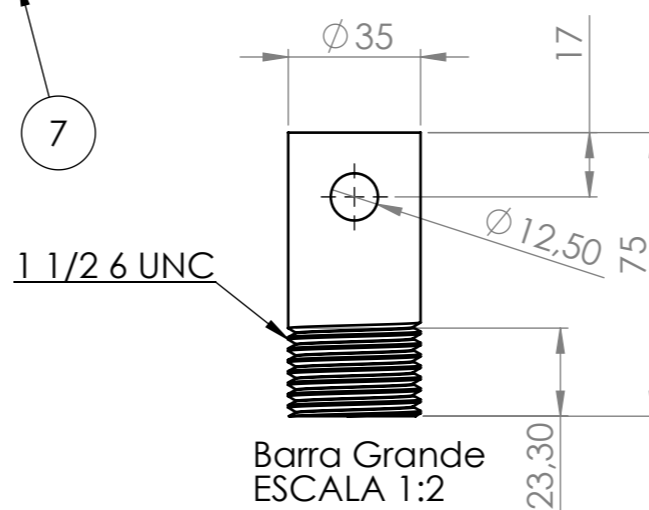
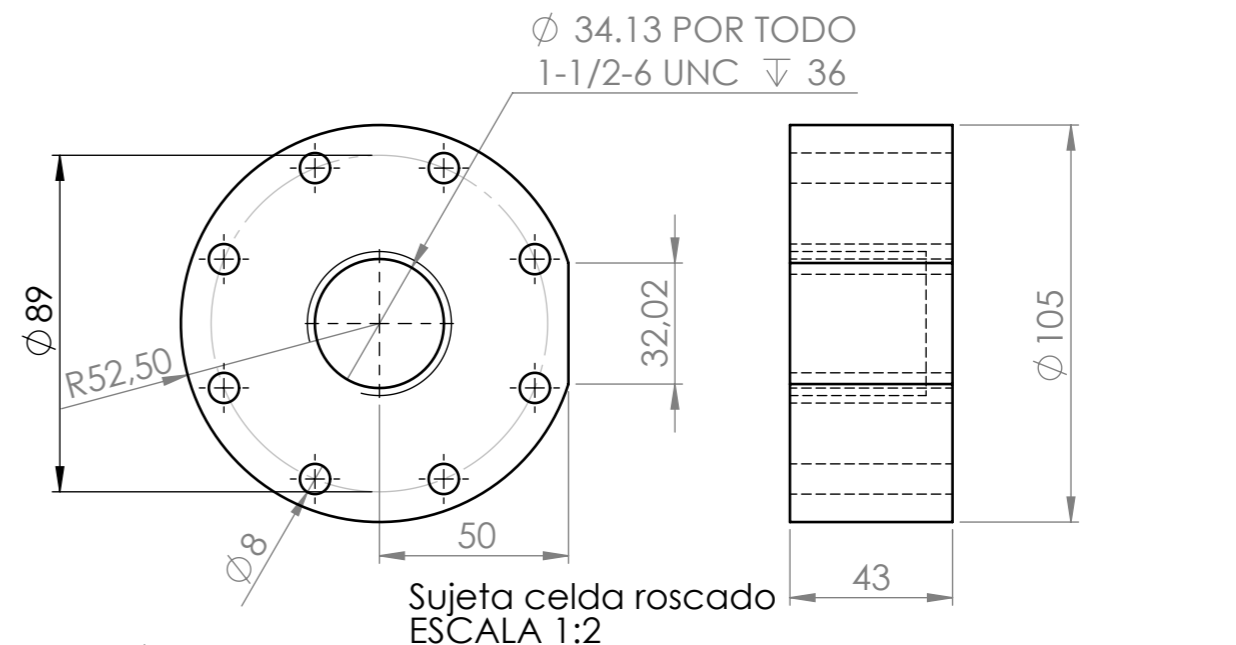
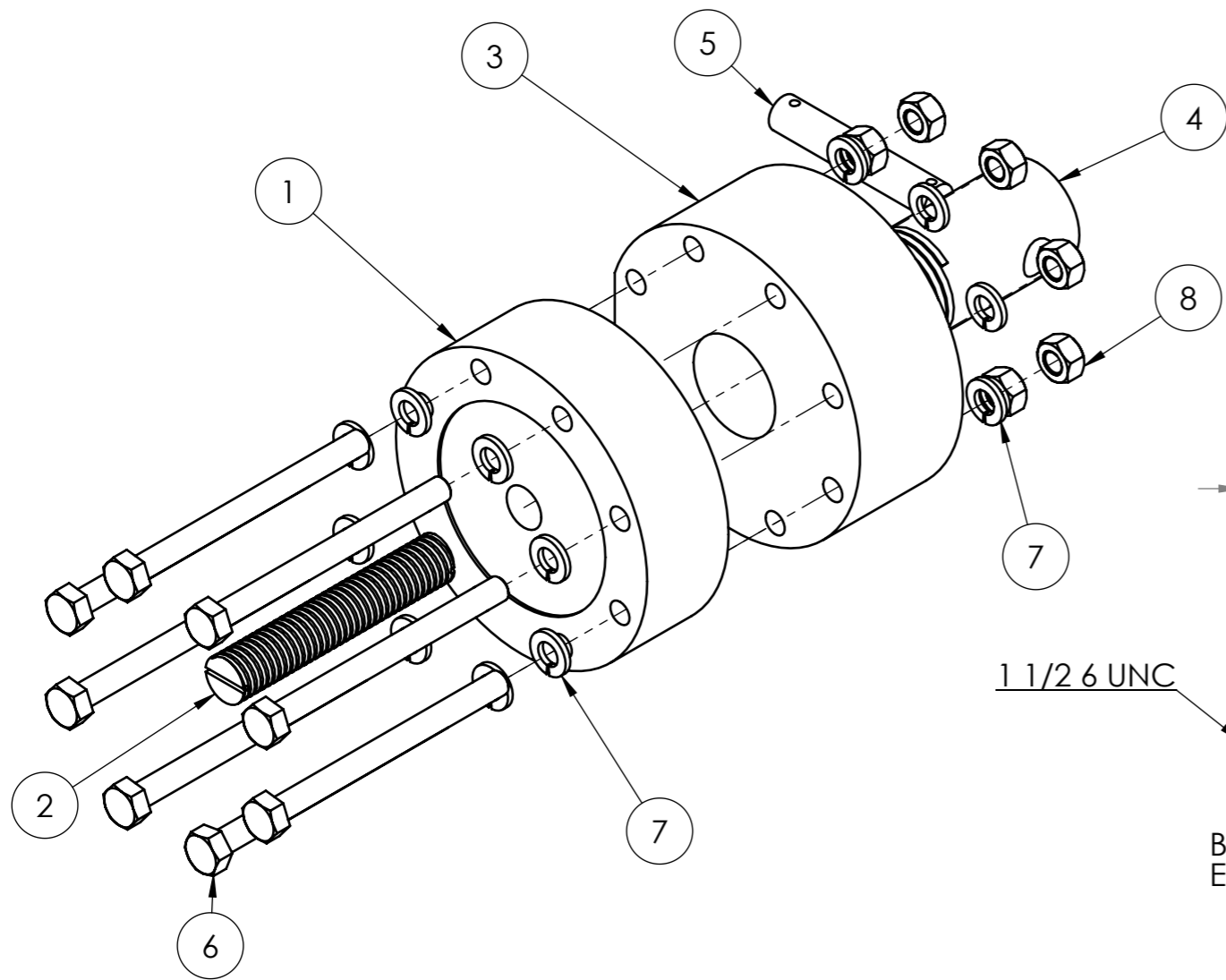
Responsable:

Fecha 13/11/2019

Escala

Plano N°

9



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANT (por conjunto)
1	Celda de carga 5ton	Aliexpress	1
2	barra enganche	SAE 1045	1
3	Sujeta celda roscado	SAE 1045	1
4	barra grande	SAE 1045	1
5	Perno pasador	12.5Dx65 mm SAE 1045	1
6	HBOLT 0.3125-24x3.75x0.875-N		8
7	Regular LW 0.3125		16
8	HNUT 0.3125-24-D-N		8

Titulo: **Conjunto celda de carga**

FI UNMDP

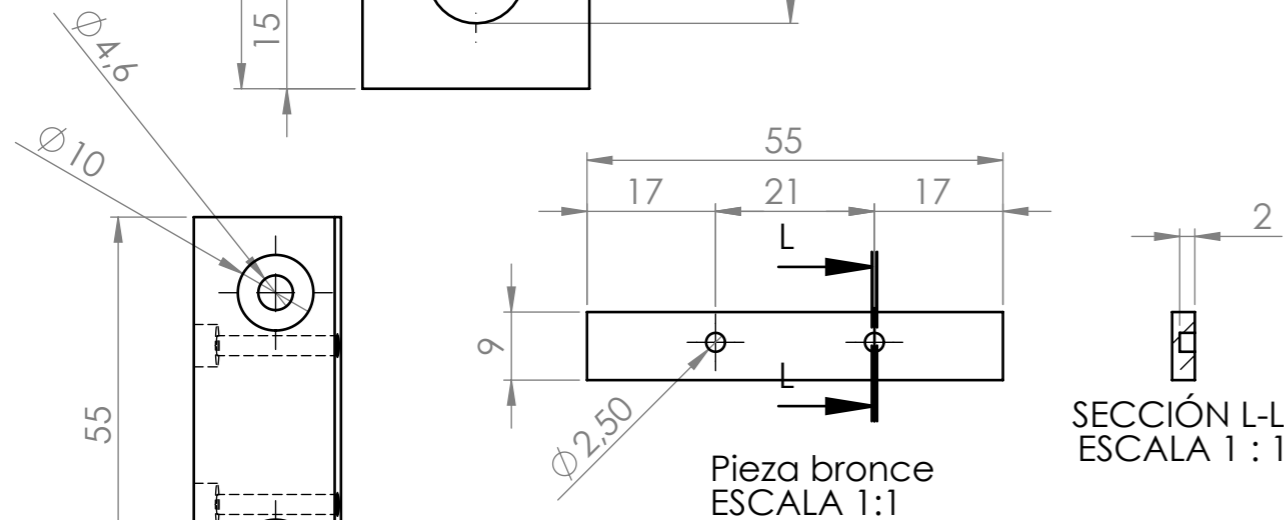
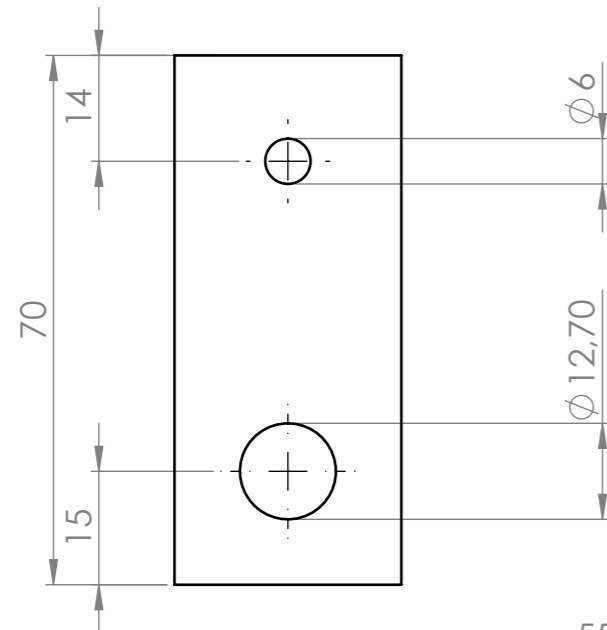
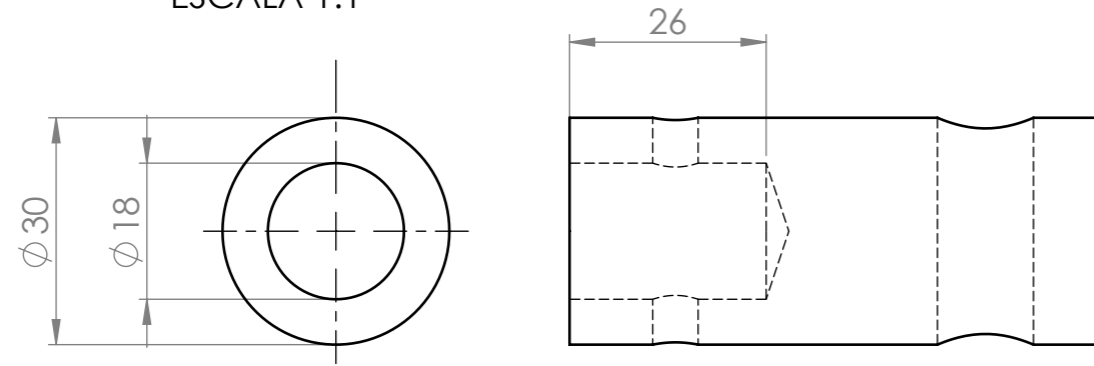
Responsable:

Fecha: 13/11/2019

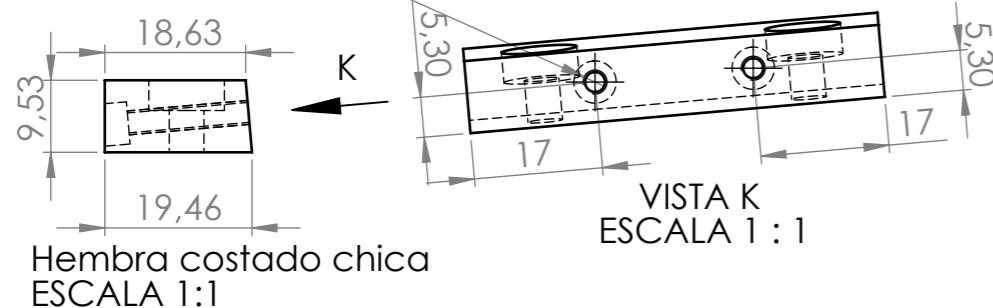
Escala:

Plano N°: 10

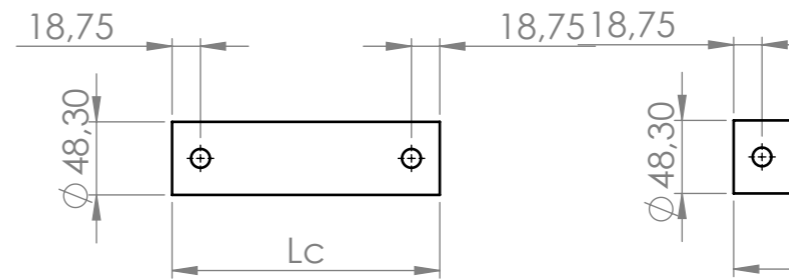
Adaptador mordaza grande a pequeña
ESCALA 1:1



2 x ϕ 2.64 POR TODO
5-44 UNF - 6H POR TODO



Prolongador motor C



ASTM 1-1/4"x3.392 Grado B

Prolongador motor L

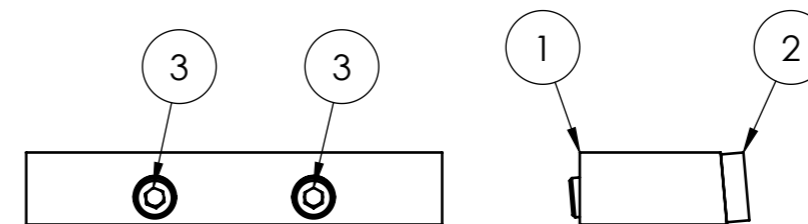


ASTM 1-1/4"x3.392 Grado B

Lc [mm]	Ll [mm]	%A Mg	%A Mc
114	387	559	155
177	450	Incompatibles	559
70	343	199	103
92	365	293	124

Tabla con dimensiones de los prolongadores y el respectivo alargamiento porcentual logrado usando la mordaza grande o la mordaza pequeña con el adaptador.

Nota:
Mecanizar dos unidades de cada largo.



Conjunto hembra costado
ESCALA 1:1

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD (por conjunto)
1	hembra costado chica	Chapa negra 3/8"	1
2	pieza bronce	Lamina bronce 3mm espesor	1
3	HX-SHCS 0.125-44x0.75x0.75-N		2

Título:

Adaptador y prolongadores

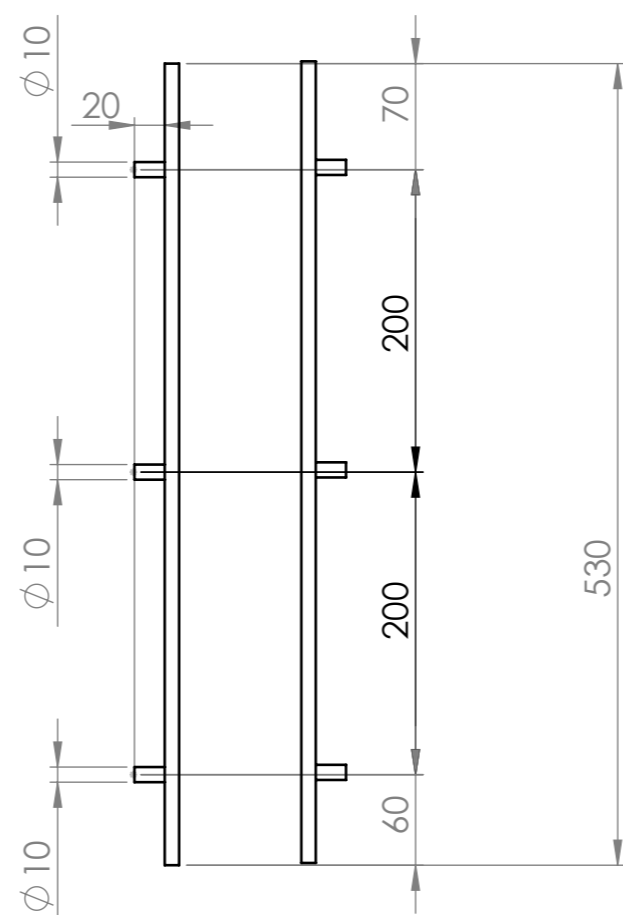
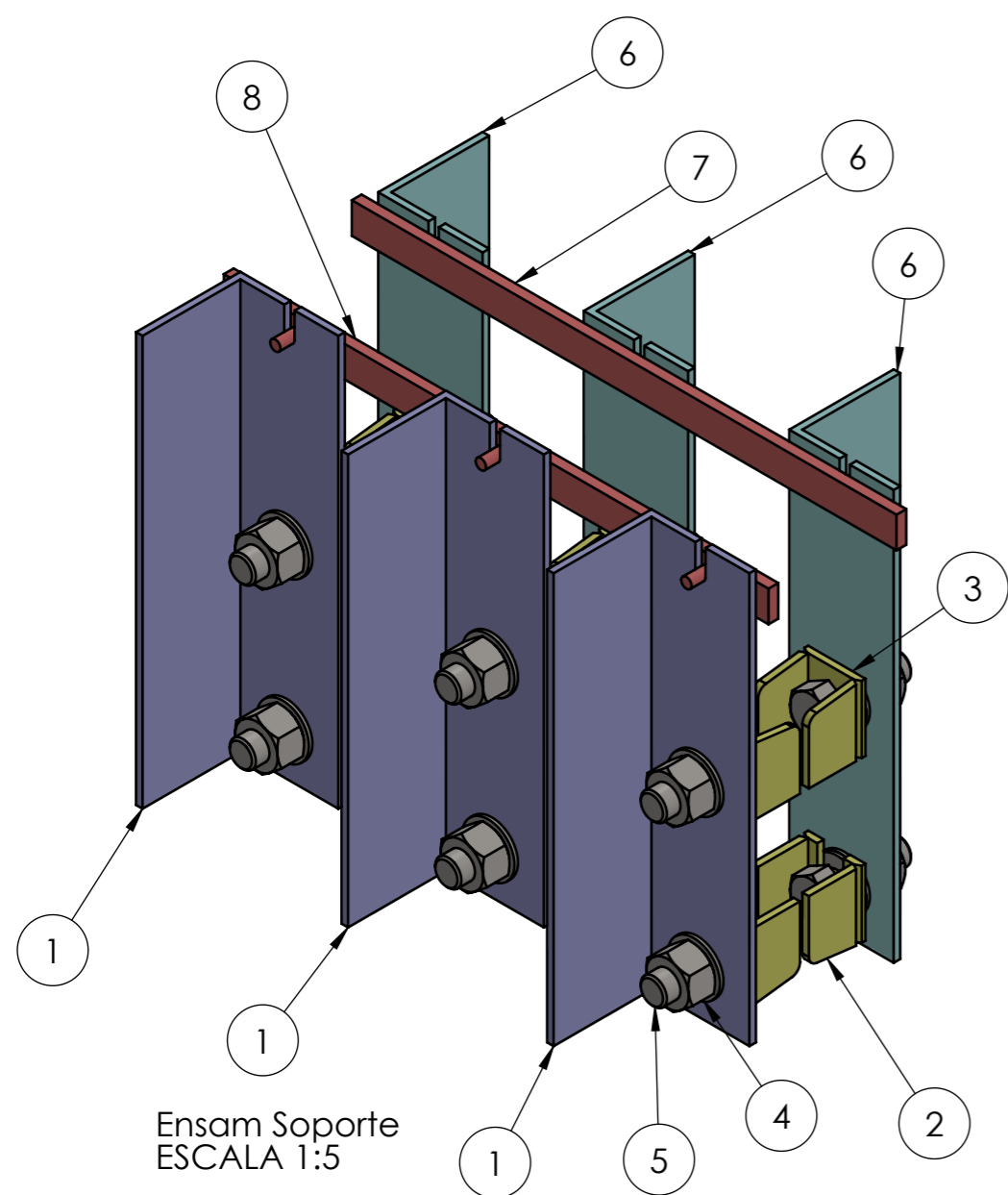
FI UNMDP

Responsable:

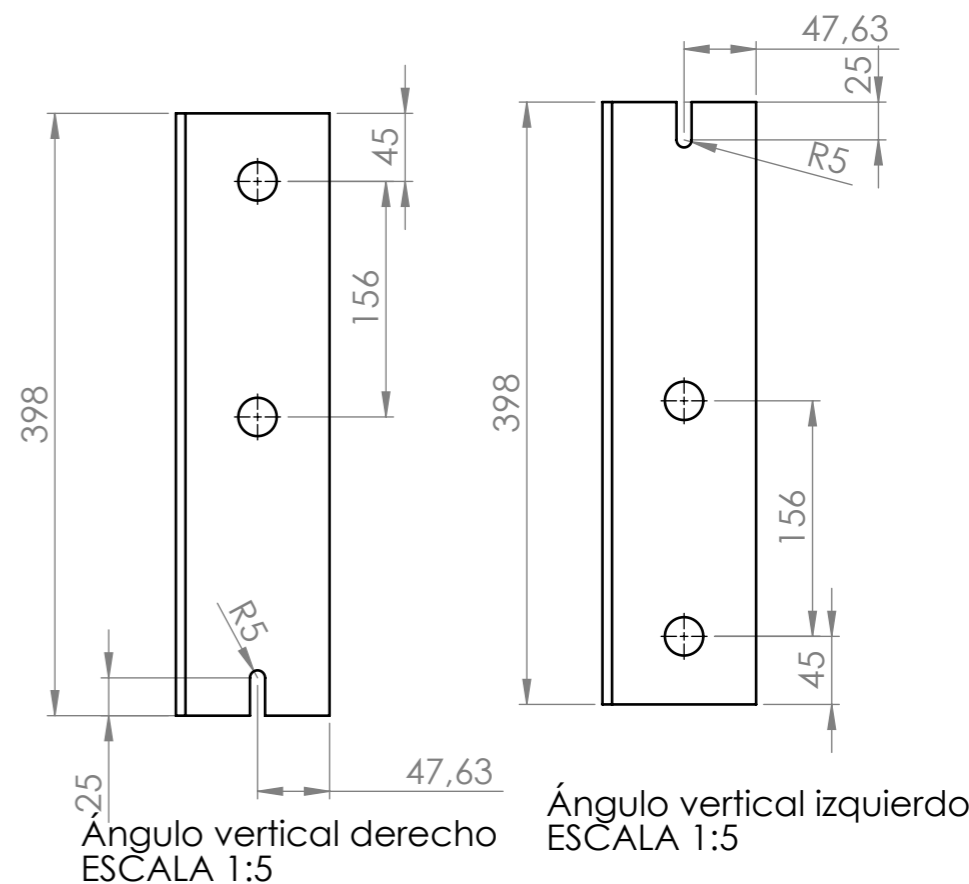
Fecha 13/11/2019

Escala

Plano N° 11



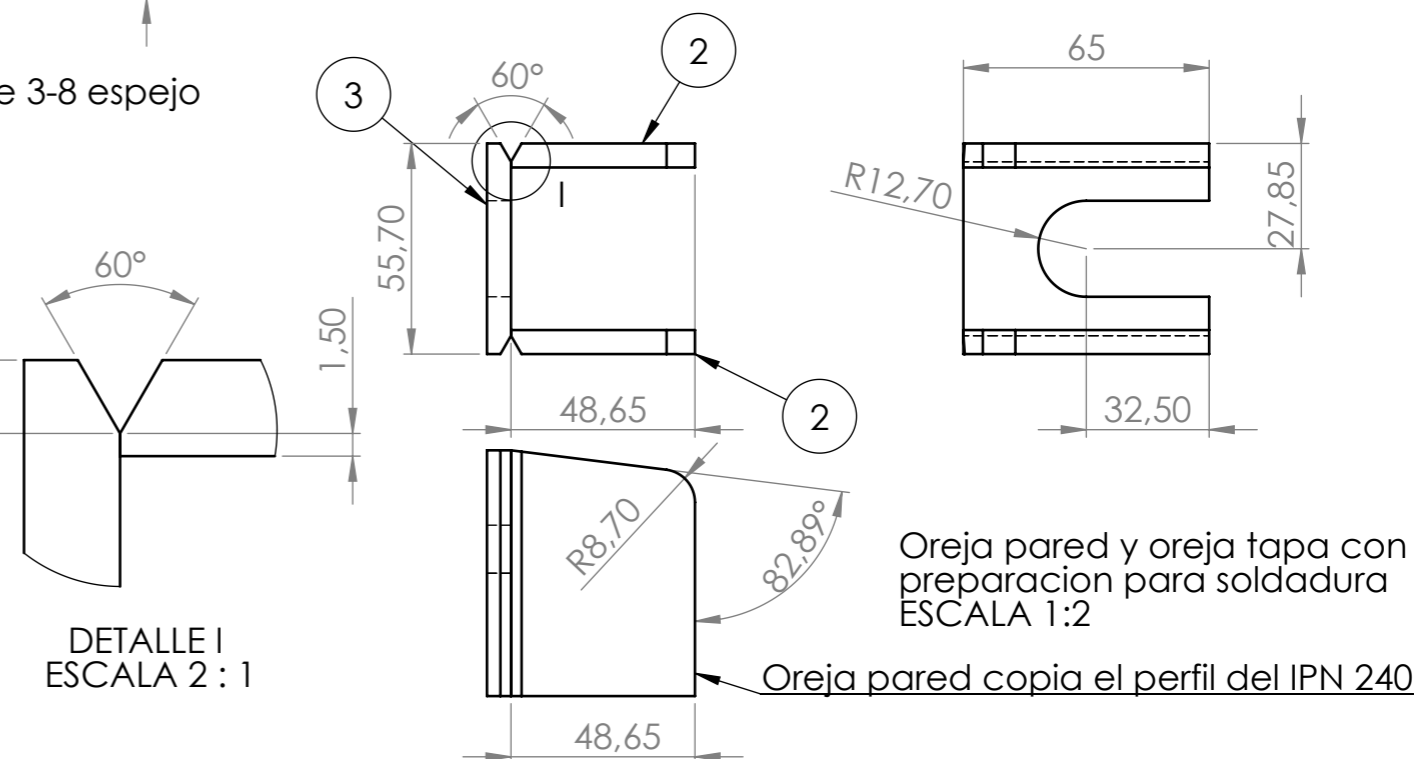
Fleje 3-8 y fleje 3-8 espejo
ESCALA 1:5



Angulo vertical derecho
ESCALA 1:5

Ángulo vertical izquierdo
ESCALA 1:5

Ensam Soporte
ESCALA 1:5



DETALLE I
ESCALA 2 : 1

Oreja pared y oreja tapa con
preparación para soldadura
ESCALA 1:2

Oreja pared copia el perfil del IPN 240

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD (por conjunto)
1	angulo vertical izquierdo	L 4 x 4 x 1/4"	3
2	oreja pared	Chapa 1/4"	24
3	oreja tapa	Chapa 1/4"	12
4	HHNUT 1.0000-8-D-C		12
5	HBOLT 1.0000-8x2.75x2.25-N	Bulón SAE grado 8 de 1"	12
6	angulo vertical derecho	L 4 x 4 x 1/4"	3
7	fleje 3-8	Fleje 3/8"x30mm	1
8	fleje 3-8 espejo	Fleje 3/8"x30mm	1
9	Preferred Narrow FW 1		36

Titulo: Conjunto Barrera

FI UNMDP

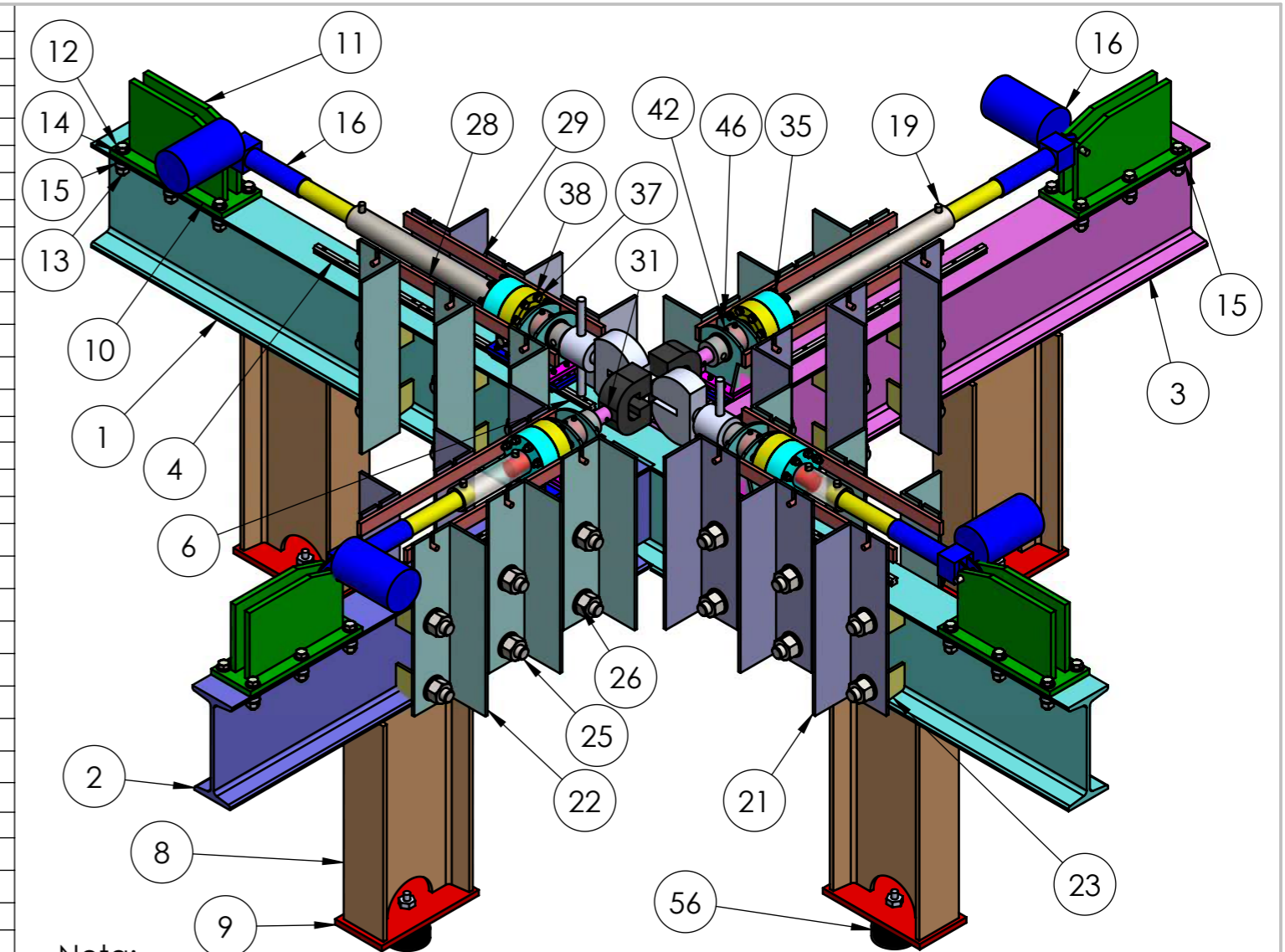
Responsable:

Fecha 13/11/2019

Escala

Plano N° 12

N.º	Nombre	DESCRIPCIÓN	CAN
1	IPN A	IPN240x2620	1
2	IPN B	IPN240x1170	1
3	IPN C	IPN240x1441	1
4	Riel HG15x280	Proveedor: Mecatronix	4
5	Riel HG15x220	Proveedor: Mecatronix	2
6	Riel HG15x460	Proveedor: Mecatronix	2
7	ISO 4762 M4 x 16 --- 16N		44
8	Pata	IPN240x500(largo opcional)	4
9	Pie	Chapa 1/2"	4
10	Base anclaje motor	Chapa 1/2"	4
11	Pared anclaje motor	Chapa 1/2"	8
12	HBOLT 0.5000-20x2.25x1.25-C	Bulón SAE grado 8 de 1/2"	24
13	HHNUT 0.5000-20-D-C	Tuerca de 1/2"	24
14	Preferred Narrow FW 0.5	Arandela 1/2" (27 mm D ext)	56
15	arandela auxiliar	Plano 6	24
16	Motor		4
17	Mordaza		2
18	Alargador motor	ASTM 1-1/4"x3.392 Grado B	1
19	Perno pasador	12.5Dx65 mm SAE 1045	12
20	Alargado motor largo	ASTM 1-1/4"x3.392 Grado B	1
21	angulo vertical izquierdo	L 4 x 4 x 1/4"	12
22	angulo vertical derecho	L 4 x 4 x 1/4"	12
23	oreja pared	Chapa 1/4"	96
24	oreja tapa	Chapa 1/4"	48
25	HBOLT 1.0000-8x2.75x2.25-N	Bulón SAE grado 8 de 1"	48
26	HHNUT 1.0000-8-D-C	Tuerca SAE grado 8 1"	48
27	Preferred Narrow FW 1	Arandela común 1"	144
28	fleje 3-8	Fleje 3/8"x30mm	4
29	fleje 3-8 espejo	Fleje 3/8"x30mm	4
30	Mordaza 50kN		2
31	Adaptador mordaza grande a pequeña	Ver plano 11	2
32	HGW15CC	Mecatronix	8
33	Celda de carga 5ton	Aliexpress	4
34	barra enganche	SAE 1045	4
35	Sujeta celda roscado	SAE 1045	4
36	barra grande	SAE 1045	4
37	HBOLT 0.3125-24x3.75x0.875-N	Tornillo 5/16"x3 3/4"	32
38	Regular LW 0.3125	Arandela growe 5/16"	64
39	HNUT 0.3125-24-D-N	Tuerca 5/16"	32
40	adaptador	Plano 8	4
41	base grande	Chapa 3/8"	4
42	sujeta adaptador	Tubo acero Iram Plano 8	4
43	macho	Plano 9	4
44	hembra costado	Plano 9	4
45	base hembra	Plano 9	4
46	sujeta adaptador vertical	Plano 8	8
47	sujeta adaptador lateral	Plano 8	8
48	DIN 6905-3.6-FSt	Arandela grower M4	64
49	ISO 4014 - M4 x 25 x 14-N	Bulón M4x 25mm	32
50	ISO 4014 - M4 x 30 x 14-N	Bulón M4 x 30mm	16
51	Hexagon Nut ISO - 4032 - M4 - D - N		16
52	Alargador motor 2	ASTM 1-1/4"x3.392 Grado B	1
53	Alargado motor largo 2	ASTM 1-1/4"x3.392 Grado B	1
54	hembra costado chica	Chapa negra 3/8"	4
55	pieza bronce	Lamina bronce 3mmm espesor	4



Nota:
 En la lista solo se ve un prolongador de cada tipo y solo dos adaptadores de mordazas ya que se muestran dos situaciones distintas.
 En la practica se utilizarán dos prolongadores y cuatro o ningun adaptadores de mordaza.

N.º	Nombre	DESCRIPCIÓN	CAN
56	Pata Goma N°80	Base Antivibratoria Pata Goma N°80 Para Torno Compresor	4
57	Buje	Plano 8	4
58	HBOLT 0.5000-20x1.875x1.25-N	Bulón 1/2"x7/8"	4
59	HNUT 0.5000-20-D-N	Tuerca 1/2"	4
60	HX-SHCS 0.125-44x0.75x0.75-N	Tornillo Allen 1/8"x3/4"	8
61	SSFLATSKT 0.3125-24x0.5-HX-N	Allen sin cabeza 5/16x1/2"	8
62	soporte buje	Plano 9	8

Titulo: **Lista completa de piezas**

FI UNMDP

Responsable:

Fecha 13/11/2019

Escala

Plano N° 13