

# **DISEÑO DE UN EQUIPO PARA ENSAYOS DE FLEXIÓN PARA PANELES DE MALLA METÁLICA ELECTROSOLDADA**



**Escola Tècnica Superior  
d'Enginyeria Industrial de Barcelona**





## Resumen

El presente proyecto responde a la necesidad de la empresa SAEXPA de disponer de un banco de ensayo para realizar comprobaciones y controles de calidad a nivel estructural de paneles terminados de malla electrosoldada. La particularidad reside en que dicho banco debe encontrarse situado en la línea de producción como punto de control y poder verificar, así, muestras de cada lote.

La función de este aparato consiste en realizar ensayos sobre estantes rejados para estanterías de almacenamiento industrial según la norma ANSI específica para este producto, MH-26.2-2007.

En ellos, se realiza una medición de la deformación, flecha máxima o deflexión de las piezas bajo la aplicación de una fuerza perpendicular a la fachada (plano) distribuida de acuerdo con una configuración geométrica específica.

El mecanismo se compone de: un actuador, instrumentos de medición, una bancada, un bastidor, utillajes, instrumentación de control y toma de datos, sistemas auxiliares para la transmisión de potencia y, por último, otros componentes para el correcto funcionamiento y seguridad de la máquina.

Este proyecto empieza con el recopilación, análisis y estudio de la normativa que rige el ensayo de referencia y antecedentes. Conjugado todo ello con la consideración de las necesidades, requisitos y exigencias del cliente, se consigue establecer, consecuentemente, el punto de partida para el diseño.

Una vez planteado e interpretado todo lo anterior, se procede al diseño, empezando por la elección del actuador y los componentes de medición, tanto de desplazamiento como de fuerza. Seguidamente se realiza el diseño y comprobación de la estructura, los componentes de guiado y útiles necesarios. A continuación, se pasa a dimensionar y elegir los sistemas auxiliares para el funcionamiento de la máquina y los diferentes sistemas de seguridad.

El paso siguiente consiste en recopilar la documentación necesaria relativa a la norma aplicable así como todo lo necesario para el marcado CE de la misma.

Por último, se realiza un estudio económico de la máquina, un estudio de impacto ambiental y un estudio de temporalización de las diferentes fases del proyecto.



## Índice:

<b>RESUMEN</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE:</b>	<b>3</b>
<b>1 INTRODUCCIÓN</b>	<b>7</b>
1.1 Objetivos del proyecto .....	7
1.2 Alcance del proyecto .....	7
<b>2 ANTECEDENTES</b>	<b>9</b>
2.1 Sistemas de almacenaje industrial .....	9
2.2 Panel de malla metálica electrosoldada .....	12
<b>3 ESTADO DEL ARTE</b>	<b>15</b>
3.1 La norma ANSI MH 26.2-2007 .....	15
3.1.1 Alcance y objetivo de la norma.....	15
3.1.2 Definiciones .....	15
3.1.3 Procedimiento de ensayo .....	17
3.2 Equipo y procedimiento de ensayo actual .....	19
3.3 Estudio de aplicación de carga .....	21
3.3.1 Caso 1. Aplicación de una carga UDL.....	22
3.3.2 Caso 2. Aplicación de dos cargas puntuales .....	23
3.3.3 Aplicación de dos cargas UDL de ancho 50,8mm .....	25
3.3.4 Conclusión del estudio .....	25
<b>4 DEFINICIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES</b>	<b>27</b>
<b>5 DISEÑO PRELIMINAR DE LA MÁQUINA DE ENSAYO</b>	<b>29</b>
5.1 Geometría estructural.....	29
5.1.1 Estructura Pórtico.....	30
5.1.2 Estructura de 4 columnas .....	31
5.1.3 Estructura de tipo C.....	32
5.1.4 Elección del sistema estructural.....	33
5.2 Actuador / aplicación de la carga.....	33
5.2.1 Selección y dimensionado del actuador de carga hidráulico .....	34
5.3 Medición de fuerza .....	36
5.3.1 Medición de la presión de trabajo del sistema hidráulico.....	36
5.3.2 Medición mediante célula de carga.....	37
5.3.3 Solución para la medición de la fuerza aplicada.....	37
5.4 Medición de la flecha.....	38

5.4.1	Estudio de selección del dispositivo de medición de flecha .....	39
5.4.2	Solución para la medición de la flecha.....	43
<b>6</b>	<b>DISEÑO DE LA MÁQUINA DE ENSAYO. _____</b>	<b>45</b>
6.1	Generalidades del equipo .....	45
6.2	Estructura principal o bastidor.....	46
6.2.1	Definición de la estructura principal o bastidor.....	46
6.2.2	Estudio estructural de la estructura principal .....	50
6.3	Bancada de apoyo del panel .....	53
6.3.1	Definición de la bancada de apoyo del panel .....	53
6.3.2	Contacto de guiado .....	54
6.3.3	Bancada.....	55
6.3.4	Conjunto de apoyo del panel .....	57
6.3.5	Conjunto de accionamiento horizontal.....	61
6.3.6	Equipo de medición de la deflexión .....	67
6.3.7	Estudio estructural del conjunto bancada apoyo del panel.....	69
6.4	Aparato de carga.....	73
6.4.1	Definición del aparato de carga .....	73
6.4.2	Viga de contacto superior.....	74
6.4.3	Subestructura aparato de carga.....	74
6.4.4	Conjunto de guiado vertical.....	75
6.4.5	Estudio estructural del aparato de carga .....	77
6.4.6	Masa del aparato de carga .....	79
6.5	Uniones: análisis y dimensionado .....	79
6.5.1	Uniones roscadas .....	79
6.5.2	Uniones articuladas.....	85
6.5.3	Uniones soldadas .....	89
<b>7</b>	<b>SISTEMA AUXILIARES DEL EQUIPO DE ENSAYO _____</b>	<b>93</b>
7.1	Instalación hidráulica.....	93
7.1.1	Descripción de la instalación hidráulica.....	93
7.1.2	Dimensionado de la central hidráulica .....	94
7.2	Sistema auxiliar de medición .....	96
7.2.1	Sistema auxiliar de medición de fuerza.....	96
7.2.2	Sistema auxiliar de medición de desplazamiento.....	97
7.2.3	Módulo de adquisición de datos .....	98
7.2.4	Control del cilindro hidráulico.....	98

7.2.5	Hardware y software de control .....	98
7.2.6	Pupitre de mando.....	99
<b>8</b>	<b>PROTOCOLO DE ENSAYO</b> .....	<b>101</b>
8.1	Preparación del equipo para el ensayo .....	101
8.2	Puesta en marcha para el ensayo .....	101
8.3	Finalización del ensayo.....	102
<b>9</b>	<b>SISTEMAS DE SEGURIDAD Y MERCADO CE</b> .....	<b>103</b>
9.1	Evaluación de riesgos y medidas preventivas aplicadas .....	103
9.1.1	Riesgos por caída y proyección de objetos .....	103
9.1.2	Limitación de movimiento.....	105
9.1.3	Limitación de fuerza.....	105
9.1.4	Ruido .....	105
9.2	Mercado CE .....	106
9.3	Normativa armonizada aplicable.....	106
9.4	Legislación relacionada .....	108
<b>10</b>	<b>ESTUDIO DEL IMPACTO AMBIENTAL</b> .....	<b>109</b>
10.1	Generalidades.....	109
10.2	Fase de diseño del equipo .....	109
10.3	Fase de fabricación y montaje del equipo .....	110
10.4	Fase de servicio del equipo.....	110
10.5	Final de ciclo de vida del equipo .....	111
<b>11</b>	<b>ESTUDIO ECONÓMICO</b> .....	<b>113</b>
<b>12</b>	<b>PLANIFICACIÓN</b> .....	<b>115</b>
	<b>CONCLUSIONES</b> .....	<b>117</b>
	<b>AGRADECIMIENTOS</b> .....	<b>119</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....	<b>121</b>
12.1	Referencias bibliográficas.....	121
12.2	Bibliografía complementaria .....	121





# 1 Introducción

El presente proyecto nace de una propuesta por parte de la empresa SAEXPA de optimización del proceso de ensayo y validación de su principal producto. Ello viene motivado por el hecho de que, en la actualidad, se consumen muchos recursos de tiempo y personal para realizar dichas pruebas.

SAEXPA es una empresa del sector del metal que proporciona soluciones en el mundo del alambre y el tubo desde 1985. Principalmente dedicados al corte, a la deformación y soldadura de productos semielaborados para transformarlos en productos acabados.

Dentro de la gama de productos, el producto principal y el que tiene mayor demanda es el panel de malla electrosoldada para estanterías industriales. Se requiere especial atención tanto en la producción como en la validación del mismo.

## 1.1 Objetivos del proyecto

El objetivo del proyecto es lograr que tanto el ensayo como la validación se realicen de una forma más sencilla, metódica y estandarizada que en la actualidad con una mejora de proceso cumpliendo, obviamente, las exigencias de la norma ANSI MH-26.2-2007 (específica para este producto) y, así, poder aumentar la capacidad de validación de los lotes producidos y reducir las necesidades de recursos.

## 1.2 Alcance del proyecto

En el presente proyecto, según las necesidades descritas, se procede al diseño mecánico de la máquina y el estudio mecánico mediante cálculos y simulación mediante elementos finitos del equipo y sus componentes. También se estudian y seleccionan el componente de potencia y los sensores de carga y flecha respectivamente, así como la electrónica necesaria para la adquisición de datos. Aparte, se seleccionan e integran todos los componentes comerciales necesarios.

Se realiza un pre-dimensionamiento del equipo hidráulico y se definen las pautas de funcionamiento para aportar los datos de base para futuros proyectos de equipo hidráulico, automatización y programación del software necesarios.

En cuestión de seguridad en máquinas, enumeran los requerimientos de seguridad y las medidas preventivas a realizar y, se define el marcado CE.

Finalmente, se realiza el estudio económico y planificación temporal del proyecto.



## 2 Antecedentes

### 2.1 Sistemas de almacenaje industrial

La inmensa mayoría de almacenes industriales usan estanterías metálicas con el fin de ubicar, organizar y aprovechar al máximo el espacio de almacenaje de materiales y productos. El concepto de “sistema de almacenaje industrial” engloba desde una simple estantería metálica hasta almacenes automatizados.



Fig. 2-1 Ejemplo de un sistema de almacenaje industrial

Hoy en día no se entiende un almacén sin estanterías o racks. El uso tan extendido de estos sistemas exige una normativa que regule todos los parámetros e incluso la existencia de instituciones dedicadas exclusivamente a investigación, desarrollo y control de este tipo de materiales. Ejemplos de ello se puede encontrar en la asociación MHEDA, el instituto MHI o la federación ERF, así como la diferente normativa tanto UNE, ISO o ANSI:

- **UNE 58013: 2016.** Almacenaje en estanterías metálicas. Requisitos para el tratamiento de elementos dañados.
- **UNE 58014: 2012.** Almacenaje en estanterías metálicas. Validación de los equipos de almacenaje.
- **UNE-EN 15620: 2009.** Almacenaje en estanterías metálicas. Estantería regulable para carga paletizada. Tolerancias, deformaciones y holguras.
- **UNE-EN 15629:2009.** Almacenaje en estanterías metálicas. Especificación de los equipos de almacenaje.

- **UNE-EN 15635:2010.** Almacenaje en estanterías metálicas. Uso y mantenimiento del equipo de almacenamiento.
- **UNE-EN 15878:2011.** Sistemas de almacenamiento en estanterías metálicas. Términos y definiciones.
- **ANSI MH1-2005.** Pallet, Slip Sheets, & Other Bases for Unit Loads.
- **ANSI MH16.1-2012.** Specification for the design, testing and Utilization of Industrial Steel Storage Racks.
- **ANSI MH16.3-2016.** Design, testing and utilization of Industrial Steel Cantilever Storage Racks.
- **ANSI MH26.2-2007.** Design, Testing and utilization of Welded-Wire Rack Decking.

Siguiendo la definición de la norma UNE-EN 15878: 2011, un sistema de almacenamiento es una estructura de acero (tridimensional) en forma de rack o estanterías diseñada para almacenar unidades de carga de manera segura y organizada.

En ella se distinguen diversos tipos de sistemas tal como se muestra en la siguiente figura.

Section	Type of Unit Load	Section	Storage System
5.1	Palletized Goods	5.1.1	Adjustable pallet racking
		5.1.2	Drive-in and drive-through pallet racking
		5.1.3	S/R machine pallet racking
		5.1.4	Open face pallet racking
5.2	Small Parts Mechanically Handled	5.2.1	Open face miniload racking
		5.2.2	Multi-location miniload racking
5.3	Small Parts Hand Loaded	5.3.1	Shelving
		5.3.2	Multi-tier shelving
		5.3.3	Cantilever shelving - Gondola
5.4	Long Unit Loads	5.4.1	Cantilever racking
		5.4.2	Cassette racking
5.5	Dynamic Storage Palletized Goods	5.5.1	Mobile racking
		5.5.2	Pallet live storage
		5.5.3	Shuttle racking
5.6	Dynamic Storage Small Parts	5.6.1	Mobile shelving
		5.6.2	Carton live storage
		5.6.3	Carousels
		5.6.4	Storage lifts
5.7	Various	5.7.1	Mezzanine floor
		5.7.2	Raised floor
		5.7.3	Rack-clad

Tabla 2.1 Tipos de sistemas de almacenaje según norma UNE-EN 15878: 2011

El sistema de almacenaje convencional o APR es la forma más simple o básica y está compuesta por diferentes elementos estructurales entre los que hay que destacar los conceptos “beam” o travesaño y “upright frame” o bastidor ya que son componentes fundamentales en esta estructura tridimensional.

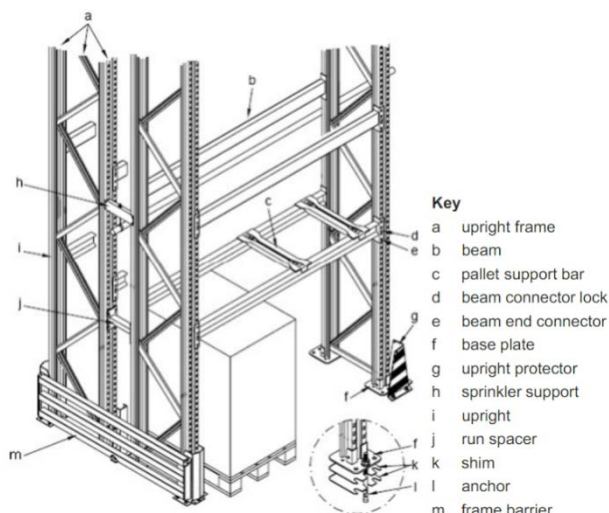


Fig. 2-2 Componentes de un sistema de almacenamiento según norma EN-15878: 2011

Si bien es cierto que, en un principio, este tipo de sistemas sólo puede soportar palés de unas dimensiones específicas, con ayuda de accesorios y elementos complementarios se ofrece la posibilidad de admitir gran diversidad de formatos de carga sea cual sea su geometría.

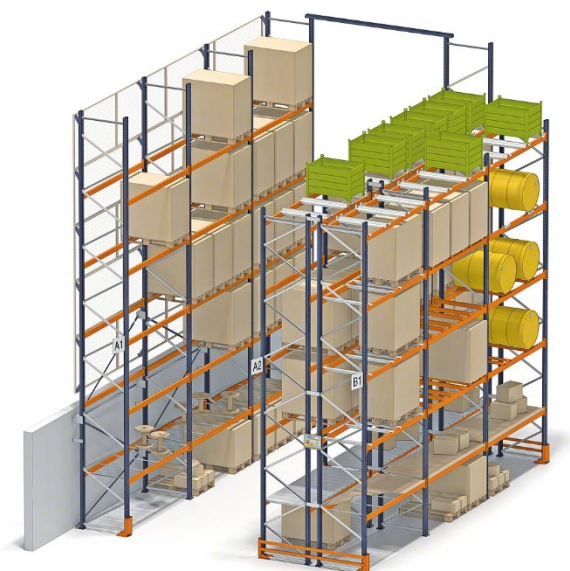


Fig. 2-3 Algunos formatos de carga que se pueden ubicar

## 2.2 Panel de malla metálica electrosoldada

Un complemento o accesorio es el panel o estante de malla electrosoldada. Éste es el componente que nuestro cliente fabrica y que pretende validar mediante la máquina objeto de estudio.

Seguramente la denominación inglesa “Welded-Wire Rack Decking” es más descriptiva y standard para referirse a este producto. La descripción en castellano es “Panel de Malla Electrosoldada” aunque también recibe el nombre “Estante de Malla Electrosoldada”. Para facilitar la lectura, se hará referencia al producto como “panel” o “estante” indistintamente.

El estante es una superficie creada con un enredado de alambres dispuestos de forma perpendicular entre ellos y soldados en los puntos de cruce dejando huecos cuadrados o rectangulares, rigidizado por vigas estructurales de diferentes secciones que evitan una deformación excesiva de la malla.

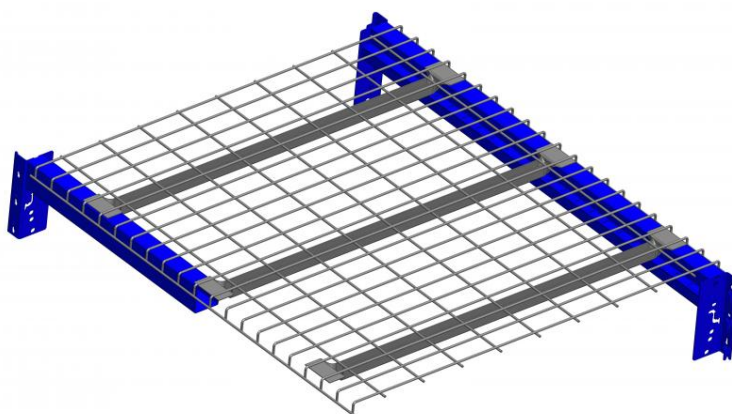


Fig. 2-4 Estante de malla electrosoldada con perfiles omega de refuerzo

Una vez hecha esta definición genérica, se hace necesario considerar que dentro de esta denominación existe una variedad infinita de medidas, así como de modelos o combinaciones para satisfacer las necesidades funcionales, aunque siempre respetando las directrices que marca la norma específica de este material ANSI MH26.2-2007.

En la siguiente tabla se especifican las principales variantes que existen en el mercado. Véase Tabla 2.2.


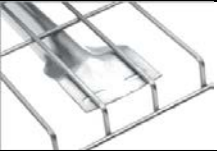



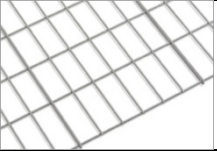
Ilustración	Variante	Descripción
	Flared	Panel con ala o "waterfall" con perfiles omega de refuerzo. Para apoyar en box beam.
	Inverted Flared	Panel con ala o "waterfall" con perfiles omega invertidos de refuerzo. Para apoyar en box beam.
	Step	Panel con ala o "waterfall" con perfiles U de refuerzo. Para apoyar en step beam.
	Inverted Step	Panel con ala o "waterfall" con perfiles U invertidos de refuerzo. Para apoyar en step beam.
	Inside Waterfall	Panel con ala o "waterfall" interno con perfiles U de refuerzo. Para apoyar en step beam.
	Flat Deck	Panel de malla sin refuerzo. Para apoyar en step beam.

Tabla 2.2 Tipos de paneles de malla electrosoldada para estantes de almacenaje industrial

En la descripción de la norma en el apartado 3.1.2. se describen los conceptos "box beam" y "step beam".





## 3 Estado del arte

### 3.1 La norma ANSI MH 26.2-2007

Dentro de todo el compendio de normativa aplicable, destaca una, en concreto específica, y que se detalla en el documento ANSI MH 26.2-2007 que define el diseño, ensayo y uso de los paneles de malla electrosoldada.

La norma, creada por el RMI o “Rack Manufacturers Institute”, una entidad afiliada al “Material Handling Institute” (MHI) y aprobada por la Asociación Nacional Americana de Estandarización ANSI, aunque no es de obligado cumplimiento, está reconocida a nivel mundial pues reconoce el compromiso de buenas prácticas y de calidad por parte del fabricante.

En dicho documento se marcan las directrices a seguir durante todo el ciclo de vida del panel. Es aquí, pues, donde pasa a jugar un papel crucial la regulación de los métodos de ensayo y verificación, puntos de referencia para llevar a cabo el presente proyecto.

En los puntos siguientes se extraerán aspectos de la citada norma cuyo documento se muestra íntegro en el Anexo B.

#### 3.1.1 Alcance y objetivo de la norma

En ella se establece una guía para el diseño, ensayo, fabricación y uso exclusivamente de los paneles de malla electrosoldada con refuerzos permanentes, utilizada como accesorio en las estanterías de acero para almacenaje industrial. Se considera que este panel ofrece una superficie de soporte donde, conjuntamente con una estructura, se pueden depositar diferentes cargas como palés, contenedores u otros.

#### 3.1.2 Definiciones

Aquí se extrae una selección de las definiciones más importantes y relevantes para especificar las necesidades del proyecto.

Resultará necesario tener en cuenta esta nomenclatura para entender el producto y poder seguir el proyecto. Para una mayor información se hará referencia a la norma en cuestión.

- **Capacity, capacidad:** carga máxima recomendada, uniformemente distribuida.
- **Stepbeam, travesaño en C:** viga específica con una sección de dos planos horizontales (forma de escalón) a diferente altura, en la cara superior, que se extiende longitudinalmente y que

permite apoyar en el plano superior la superficie mallada y en el plano inferior el perfil de refuerzo del panel. Ver Fig. 3-1.

- **Non stepbeam, travesaño genérico:** se considera cualquier viga que no cumpla la condición anterior, es decir, que sólo tenga un plano de apoyo sea cual sea su sección. Los más habituales son perfiles tubulares, cuadrados o rectangulares o perfiles UPN.
- **Shelf depth (O.D.), profundidad del panel:** la distancia horizontal entre las dos caras externas de los travesaños delantero y trasero.
- **Inside dimension (ID), distancia interna:** distancia medida entre las caras internas de los travesaños de apoyo del panel.
- **Uniformly distributed load (UDL), carga uniformemente distribuida:** carga estática distribuida uniformemente sobre la superficie del panel que apoya sobre los travesaños.
- **Waterfall, ala:** pliegue lateral perpendicular a la superficie de apoyo que sirve como envolvente a los travesaños de apoyo. Véase marca A de la Fig. 3-1.
- **Depth, profundidad:** distancia desde la parte delantera hasta la posterior del panel.
- **Width, anchura:** distancia entre los extremos izquierdo y derecho del panel.

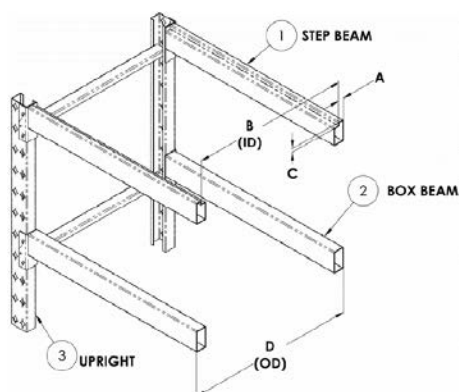


Fig. 3-1 Descripción gráfica de las dimensiones y componentes

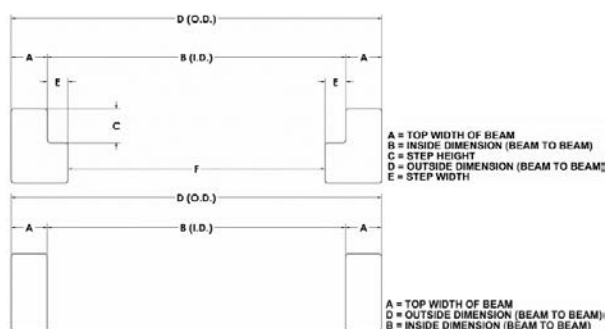


Fig. 3-2 Distancias entre los travesaños de apoyo

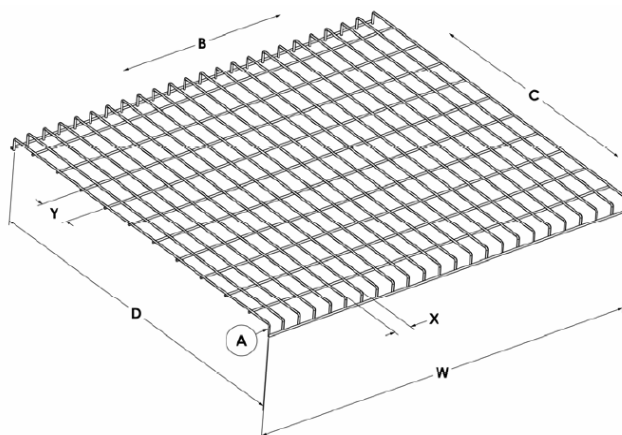


Fig. 3-3 Dimensiones del panel

### 3.1.3 Procedimiento de ensayo

Definido el panel de malla electrosoldada y sus principales características procede la descripción del procedimiento de ejecución del ensayo mecánico atendiendo a la norma asociada, de acuerdo con las especificaciones del proyecto y las necesidades del cliente.

#### 3.1.3.1 Requerimientos del equipo de ensayo

- El equipo ha de ser capaz de aplicar dos cargas lineales a la superficie del panel en los puntos situados en el primer y tercer cuarto de la profundidad del panel (OD). Las cargas lineales han de ser aplicadas mediante barras o tubos metálicos de  $2in$  ( $50,8mm$ ) de ancho o de diámetro y no menos de  $2in$  ( $50,8mm$ ) más largo que la amplitud del panel a ensayar. Las barras o tubos deben fijarse en una pletina de acero de forma que no flecten más de  $1/100in$  ( $0,25mm$ ) una vez aplicada la carga máxima de ensayo. Este útil se debe diseñar de forma que en ningún momento durante el ensayo la superficie de contacto entre la barra y el panel supere las  $2in$  ( $50,8mm$ ). Este aparato no debe superar en ningún caso las  $400lbs$  ( $181,8kg$ ) en masa.
- El sistema de soporte donde se apoya directamente el panel ha de ser diseñado de forma que replique el soporte que será utilizado en el sistema de almacenaje final. Estos soportes pueden tener cualquier geometría siempre que se cumpla lo anterior y, además, no flecten más de  $1/100in$  ( $0,25mm$ ).
- Se puede dotar este equipo de ensayo con cualquier dispositivo que permita aplicar una carga estática, variable y controlable.
- Para la medición de la deflexión debe haber cualquier aparato capaz de medir con una precisión como mínimo de  $1/100in$  ( $0,25mm$ ).

### 3.1.3.2 Detalles del proceso

El procedimiento está diseñado para aplicar una carga lineal a cada uno de los puntos de aplicación. La carga aplicada en la configuración descrita anteriormente es equivalente a una carga uniformemente distribuida (UDL). En los siguientes puntos se explica el proceso a seguir para ejecutar un ensayo según norma:

1. Disponer el panel a verificar en los apoyos. Estos apoyos deben sujetar el panel de igual forma que se fijaría en los soportes de una estantería industrial.
2. Posicionamiento de los dispositivos de medición:
  - Colocar uno de los dispositivos en el elemento de refuerzo más próximo al centro geométrico del panel
  - Situar el segundo dispositivo en el refuerzo del lado opuesto de la misma forma que se ha procedido con el primero. En caso de que sólo haya dos refuerzos en el panel objeto, se posicionarán los dispositivos en ambos refuerzos.
3. Establecer el útil de aplicación de la carga sobre el panel de forma que las cargas lineales se apliquen paralelas a los apoyos y así crear dos cargas lineales en el primer y tercer cuarto del panel.
4. Aplicar una carga inicial que sea el 10% de la carga considerada para el ensayo o el peso del aparato de aplicación de la carga, el que sea mayor, para asegurar que el panel está bien asentado en la máquina y poder empezar a tomar datos y mediciones.
5. Incrementar la carga aplicada en un mínimo de cuatro incrementos hasta que la deflexión medida sea igual a  $D/165$ , siendo  $D$  la profundidad del panel (Fig. 4-3). Se tomará la medida de la carga aplicada en este momento y que se conoce como  $W1$ .
6. Aumentar la carga hasta el colapso estructural del panel en no menos de cuatro incrementos de carga. Tomar los datos de carga en este momento, multiplicarla por 2 y se reconocerá por  $W2$ . El colapso estructural se conoce como el estado donde los refuerzos del panel siguen deformándose sin aumentar la carga aplicada.

### 3.1.3.3 Ratios de capacidad de carga admisible

La capacidad de carga admisible será el menor de los valores antes tomados  $W1$  y  $W2$ .

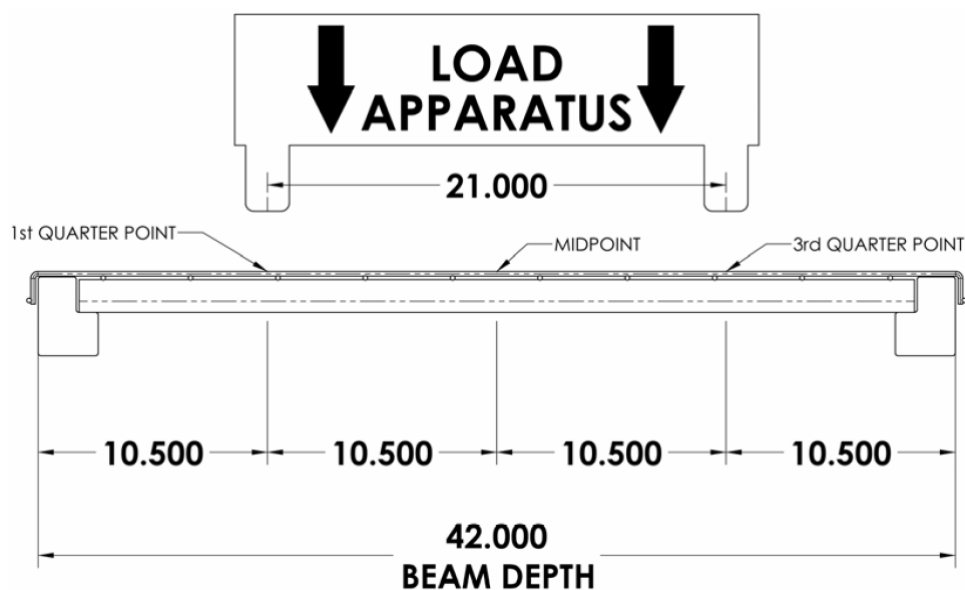


Fig. 3-4 Esquema de la disposición de los distintos componentes en un caso particular

### 3.2 Equipo y procedimiento de ensayo actual

Dado que no existe ningún equipo comercial y/o estandarizado de estas características y puesto que se trata de un ensayo específico para esta empresa, éste se lleva a cabo de forma muy elemental:

1. Sobre una estructura fija, se disponen los soportes de apoyo del panel a la medida adecuada para el ensayo y se fijan a la estructura mediante dispositivos de fijación manuales o mordazas de sujeción.
2. Se sitúa el panel sobre los apoyos.
3. Se ubican los dispositivos de medición en la cara inferior del panel, estos dispositivos son comparadores de reloj con interface digital para transmitir los datos a una computadora y registrar datos. Éstos están fijados en otra estructura independiente. En algunos casos también se disponen comparadores en las vigas de apoyo ya que no se cumple el criterio de deformación menor de 0,25mm de los soportes y entonces se establece la diferencia relativa entre las flechas en el panel y las flechas de las vigas de apoyo y aunque en este momento no cumple con la norma se da como bueno el resultado.
4. Una vez posicionado todo el sistema, las cargas se aplican mediante la colocación de pesos libres dispuestos minuciosamente de forma que se cumpla la distribución que dicta la norma. Como se ve en Fig. 3-5, la carga se aplica mediante la ayuda de una carretilla elevadora, un palé y perfiles de madera.

5. Se realizan las mediciones con los relojes comparadores que se registra en la computadora y se anota el peso de forma manual.
6. Una vez se ha realizado el ensayo, se procede a la descarga del conjunto.

Como cabe pensar, se trata de un proceso con gran necesidad de recursos, costoso, engorroso y no exento de riesgos para los operarios que están desarrollando la actividad ya que se deben usar cargas en suspensión, manipulación de elementos y uso de la carretilla elevadora en espacios reducidos y con muchas interferencias que pueden provocar accidentes.



*Fig. 3-5 Procedimiento de ensayo actual en las instalaciones del cliente*

Por otra parte, también hay que resaltar el factor standard. Difícilmente se puede replicar un ensayo si los métodos y los procedimientos de ensayo no están estandarizados y/o controlados. Es decir, resulta muy difícil, con el procedimiento anterior, que la repetición de una prueba por cualquier motivo se pueda realizar de forma idéntica debido a que hay muchos factores que no se pueden controlar al detalle, por lo que obviamente, los resultados pueden diferir unos de otros.

Teniendo en cuenta todo lo anterior, también se debe entender que todas las pruebas de calidad tienen como objetivo cumplir la normativa establecida y asegurar al cliente que el producto que se le ofrece cumple las especificaciones. Por ello, las verificaciones constituyen un valor añadido que la empresa puede ofrecer al cliente quien lo reconocerá de forma positiva.

### 3.3 Estudio de aplicación de carga

En los apartados 3.1.3.1 y 3.1.3.2 se menciona cómo se ha de disponer la carga en el panel y que esta sea el equivalente a una carga UDL con la misma fuerza total, pero no se hace ningún comentario más sobre esta información ni profundiza más para conocer el porqué.

Para comprender mejor el procedimiento de ensayo se debe indagar más en este punto y así poder tener información que será útil en el entendimiento del mismo y de la máquina a diseñar.

Se realizará una simulación con las características necesarias para la comparación entre una carga UDL y dos cargas puntuales en el primer y tercer cuarto del panel. Hay tres casos que se estudiarán:

- Aplicación de una carga UDL
- Aplicación de dos cargas puntuales
- Aplicación de dos cargas UDL de 50,8mm

Se establece que en cada caso se deben obtener los datos de:

- Momento Flector
- Área de la ecuación del Momento Flector
- Momento Flector Máximo
- Ecuación de la Elástica
- Área de la Ecuación de la Elástica
- Deflexión Máxima

Con estos datos se procederá a comparar los resultados para poder confirmar que la aproximación que hace la norma es correcta y qué tipo de equivalencia o semejanza hay entre una aplicación de la carga de forma uniformemente distribuida (UDL) y una carga puntual aplicada en el primer cuarto y tercer cuarto en una viga simplemente apoyada en sus extremos. Para realizar el estudio se considera un hipotético caso con los siguientes datos:

- Viga isostática apoyada en los extremos
- Se considera el producto  $E \cdot I = 1 \cdot 10^{10} \text{ N} \cdot \text{mm}^4$  para la ecuación de la elástica
- $F_{TOTAL} = 1000\text{N}$
- $L_{MUESTRA} = 1000\text{mm}$

### 3.3.1 Caso 1. Aplicación de una carga UDL

En el primer caso se aplicará la carga de forma uniformemente distribuida  $q = 1N/mm$  en la muestra de longitud  $1000mm$ .

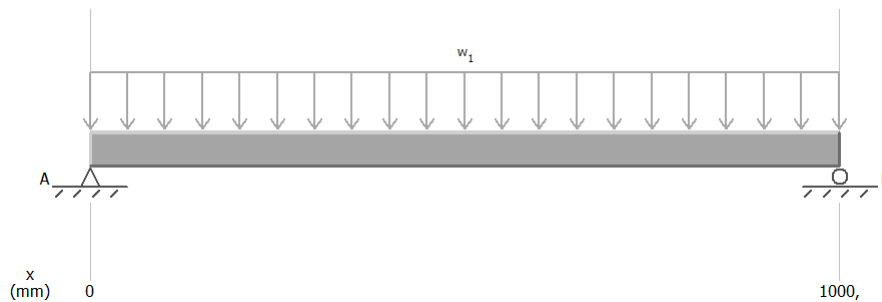


Fig. 3-6 Viga biapoyada con carga uniformemente distribuida

El momento flector es:

$$M = \frac{q \cdot x}{2} \cdot (L - x) \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Y el área de este momento flector es:

$$\int_0^L M dx = \int_0^L \frac{q \cdot x}{2} \cdot (L - x) dx = 833,33 \cdot 10^5 \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Momento flector máximo:

$$M_{max} = \frac{q \cdot x}{2} \cdot (L - x) = 125N \cdot m \quad \forall x = L/2 \quad (\text{Ec. 3.3})$$

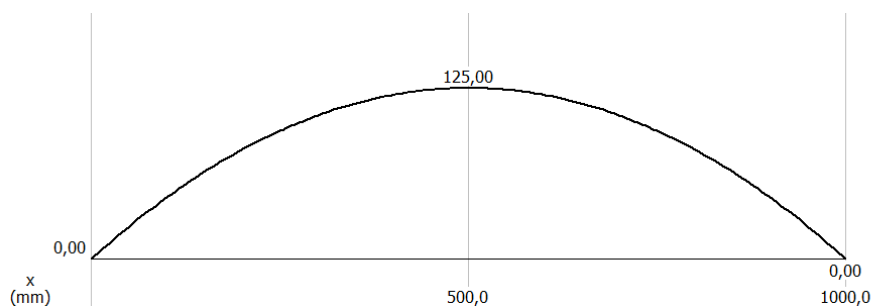


Fig. 3-7 Momento flector de una carga UDL



La ecuación de la elástica es:

$$y = \frac{q \cdot x}{24 \cdot E \cdot I} \cdot (x^3 - 2 \cdot L \cdot x^2 + L^3) \quad (\text{Ec. 3.4})$$

El área de la misma es:

$$\int_0^L y \, dx = \int_0^L \frac{q \cdot x}{24 \cdot E \cdot I} \cdot (x^3 - 2 \cdot L \cdot x^2 + L^3) \, dx = 833,333 \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Y la deflexión máxima es:

$$y_{\max} = \frac{q \cdot x}{24 \cdot E \cdot I} \cdot (x^3 - 2 \cdot L \cdot x^2 + L^3) = 1,302 \text{ mm} \quad \forall x = L/2 \quad (\text{Ec. 3.6})$$

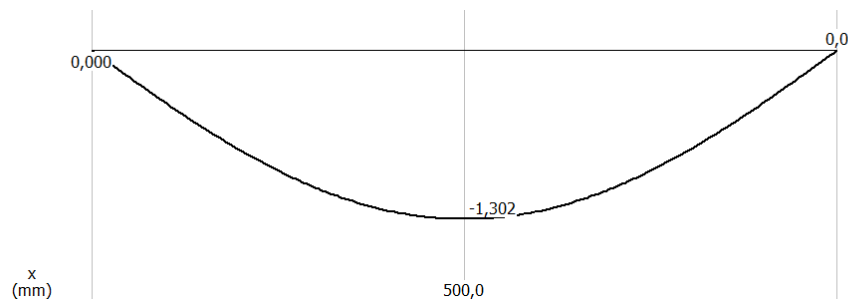


Fig. 3-8 Deflexión de la viga con una carga UDL

### 3.3.2 Caso 2. Aplicación de dos cargas puntuales

Una vez concluido el primer caso, se pasa al siguiente y se buscan los resultados para la comparación. En este caso, como la longitud de la viga de muestra es de  $1000 \text{ mm}$  y tomando la consideración de que las cargas deben posicionarse en el primer cuarto y en el tercer cuarto de “L”, las posiciones de carga serán:

- Posición de la carga  $A = 250 \text{ mm}$
- Posición de la carga  $B = 750 \text{ mm}$

Además, se presupone y es así en todo caso que la fuerza ejercida en el punto A es igual a la fuerza ejercida en B y la suma de ambas es  $F_{TOTAL}$ .  $A = B$  y  $A + B = F_{TOTAL}$ .

En las siguientes formulas se considerará “a” como la distancia de un extremo de la viga a la carga inmediata. En todo caso  $a = 250 \text{ mm}$ .

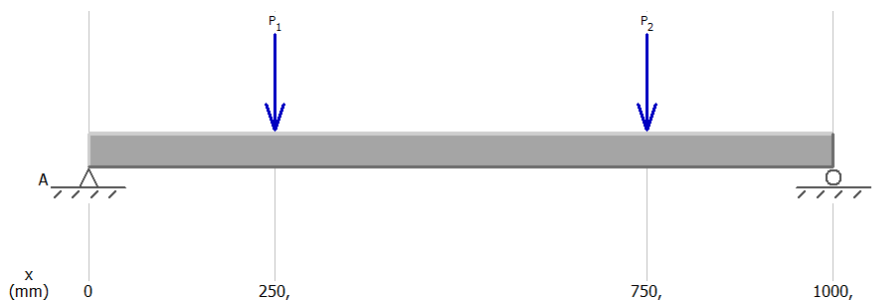


Fig. 3-9 Viga biapoyada con dos cargas puntuales

El momento flector es:

$$M_1 = \frac{F}{2} \cdot x ; M_2 = \frac{F}{2} \cdot a ; M_3 = \frac{F}{2} \cdot (L - x) \tag{Ec. 3.7}$$

Y el área de este momento flector es:

$$\int_0^L M dx = \int_0^{250} F/2 \cdot x dx + \int_{250}^{750} F/2 \cdot a dx + \int_{750}^{1000} F/2 \cdot (L - x) dx = 782,5 \cdot 10^5 \tag{Ec. 3.8}$$

Momento flector máximo:

$$M_{max} = F/2 \cdot a = 125Nm \tag{Ec. 3.9}$$

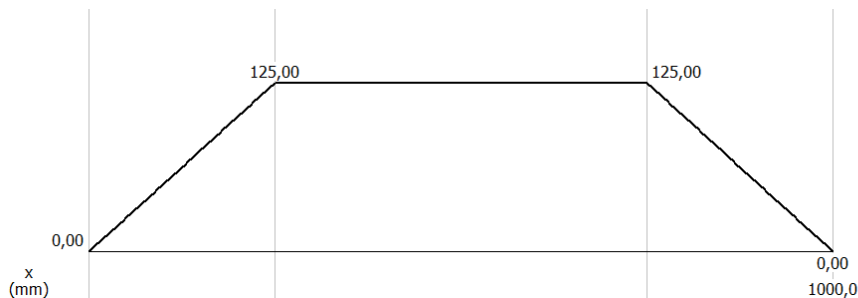


Fig. 3-10 Momento flector de 2 cargas puntuales

La ecuación de la elástica es:

$$y_1 = \frac{F/2 \cdot x}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (3 \cdot a \cdot L - 3 \cdot a^2 - x^2) ; y_2 = \frac{F/2 \cdot a}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (3 \cdot x \cdot L - 3 \cdot x^2 - a^2) \tag{Ec. 3.10}$$

El área de la misma es:

$$\int_0^L y dx = 919,596 \tag{Ec. 3.11}$$

Y la deflexión máxima es:

$$y_{max} = \frac{F/2 \cdot a}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (3 \cdot x \cdot L - 3 \cdot x^2 - a^2) = 1,432\text{mm} \quad \forall x = L/2 \quad (\text{Ec. 3.12})$$

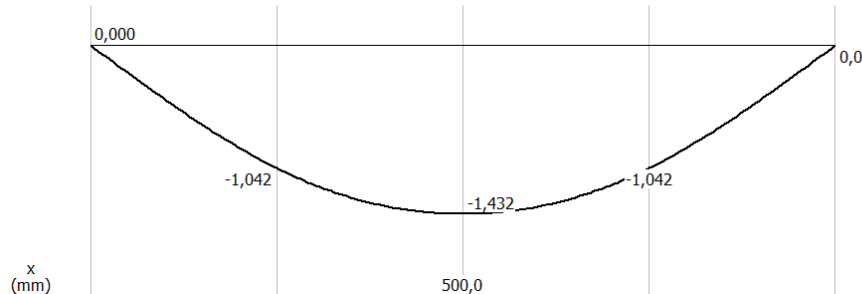


Fig. 3-11 Deflexión de la viga con 2 cargas puntuales

### 3.3.3 Aplicación de dos cargas UDL de ancho 50,8mm

En este caso, mediante el software de cálculo MDSolid se comprueba que, con estas cargas, que son como dos cargas puntuales, pero con una pequeña distribución que representa que es el contacto entre la barra o tubo y el panel, es prácticamente idéntico al caso anterior.

### 3.3.4 Conclusión del estudio

Se procede a comparar los datos obtenidos para comprobar si hay alguna relación. Se sabe que esta disposición de las cargas puntuales y las características de las mismas se basan en estudios empíricos realizando ensayos y comprobaciones por parte del RMI.

	Caso 1	Caso 2	Desviación
Área Momento Flector	833,333·10 <sup>5</sup>	782,5·10 <sup>5</sup>	-6,10%
Momento Flector Máx.	125Nm	125Nm	+0,00%
Área Ec. Elástica	833,333	919,596	+10,35%
Deflexión Máx.	1,302083mm	1,432292mm	+10%

Tabla 3.1 Cuadro de resultados del estudio de aplicación de carga

Una vez se observan los resultados y se comprueban las desviaciones, es evidente la coincidencia del momento flector máximo y, aunque no son iguales, los otros resultados son similares con desviaciones no mayores del 11%.

Se concluye, entonces, que la disposición de dos cargas puntuales situadas en el primer y tercer cuarto de la profundidad del panel es una aproximación empírica a la carga uniformemente distribuida que se desea simular. Se confía en la norma para dar como válida esta solución.



## 4 Definición de las especificaciones

Se detallan de las necesidades y requerimientos dictados primeramente por la norma anteriormente analizada y en segundo lugar por los deseos del cliente.

En la siguiente tabla “checklist” se ordenan las especificaciones a tener en cuenta para el diseño y desarrollo del equipo de ensayo:

Concepto	Propone	R/D	Descripción
Función	C	R	Medición y toma de datos fuerza-deformación para paneles de malla electrosoldada para estanterías industriales.
	C	R	Cumplimiento parámetros de la norma específica para este ensayo .
	C	R	Testado de una muestra de cada lote de fabricación, media 3 test / día.
	C	R	Carga de los paneles por fachada y profundidad de la máquina.
	C	R	Acceso por debajo del panel una vez ubicado para el posicionamiento de los dispositivos de medición de distancia.
	C	R	Carga implementada mediante actuador hidráulico.
	C	R	Carga máxima aplicable 15kN.
	C	R	Recorrido mínimo de medición de flecha 25mm
Dimensiones	C	R	Fachada del panel de 600m a 1900mm
	C	R	Profundidad del panel de 600 a 1800mm
	C	D	Lo más compacto posible.
	C	R	Altura libre mínima para inserción del panel de 200mm
	C	D	Altura libre por debajo del panel mínima de 800mm
Movimientos	C	R	Elemento aplicador de carga estático y centrado respecto el panel a testear.
	C	R	Movimiento simultaneo y simétrico de los apoyos del panel a ensayar.
	C	R	Posicionamiento manual de los apoyos
Materiales	C	R	Uso de componentes estándar, comerciales o modificados en la medida de lo posible
	I	D	Materiales reciclables y de menor impacto medioambiental
	C+I	R	Materiales resistentes a entornos industriales.
	C+I	D	Contener la masa del conjunto
Aspectos legales	C+I	R	Cumplir la norma específica de ensayo ANSI MH 26.2-2007
	C	R	Posibilidad de marcado CE

Tabla 4.1 Cuadro de necesidades y especificaciones



## 5 Diseño preliminar de la máquina de ensayo

Teniendo en cuenta las necesidades para el proyecto se plantean distintas alternativas conceptuales y se valorarán sus características para seleccionar la mejor opción.

Por otra parte, también se debe decidir qué elementos se utilizarán para las diversas funciones y requerimientos del equipo como la aplicación de la carga y las distintas mediciones. Así, es necesario realizar una preselección de los estos dispositivos para realizar el posterior diseño del equipo teniendo en cuenta las características de estos dispositivos o componentes estándar o comerciales.

### 5.1 Geometría estructural

En primera instancia se cree interesante realizar un análisis de las distintas geometrías posibles para el diseño estructural.

Por el símil de funcionamiento, es oportuno realizar un análisis de la distinta maquinaria de ensayo mecánico a flexión y, también, de maquinaria de conformado como prensas.



Fig. 5-1 Distintos bancos de ensayo a flexión

En la Fig. 5-1 se observan algunos tipos de equipos de ensayo de flexión. Puede haber infinidad de geometrías distintas para realizar la estructura de la máquina, pero las enumeradas aquí engloban prácticamente todo el mercado. Igualmente, puede haber componentes aparte de los básicos mencionados con el objetivo de completar un equipo para una aplicación específica o satisfacer las necesidades de los usuarios.

En la Fig. 5-2 se distinguen las distintas partes básicas o principales de una máquina de ensayo.

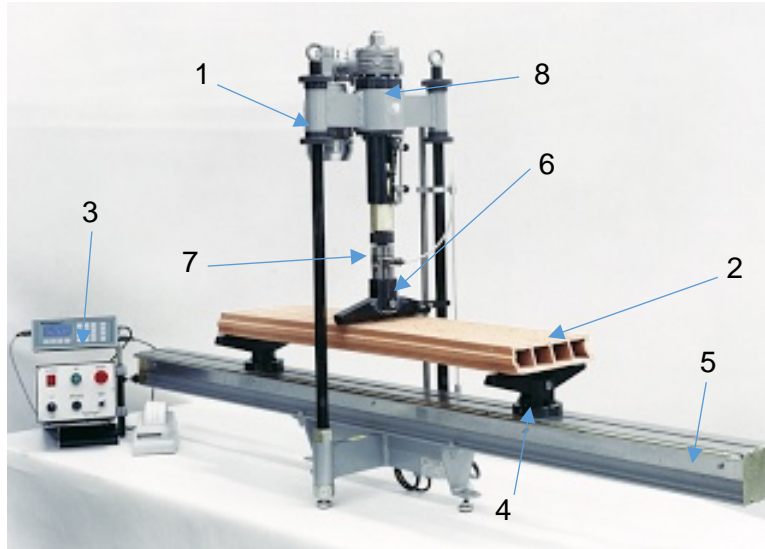


Fig. 5-2 Partes principales de un equipo de ensayo

1. Bastidor: Estructura portante de la máquina, nexo de unión del conjunto.
2. Probeta: Elemento a verificar o ensayar
3. Equipo de control y medición: Elemento para el manejo y toma de datos del ensayo.
4. Soporte: Punto de apoyo de la probeta, estático durante la prueba.
5. Bancada: Elemento que soporta los dos apoyos y que debe ser significativamente rígido.
6. Aparato de carga: Elemento que se encarga de transmitir la carga a la probeta.
7. Sensor: Elemento de medición, en este caso de fuerza.
8. Actuador: Elemento encargado de realizar la fuerza en el ensayo.

### 5.1.1 Estructura Pórtico



Fig. 5-3 Banco de ensayo a flexión de grandes dimensiones



En la Fig. 5-3 se observa la solución constructiva tipo pórtico o H donde el actuador de cargase ancla en un “puente” y los apoyos se ubican sobre unas guías perpendiculares al plano del pórtico. Esta solución brinda una composición ligera y compacta, así como, la posibilidad de ensayar probetas de grandes largos sin tener que modificar muchos componentes de la máquina (diseño modular). Hay que pensar que el posicionamiento de la muestra se ve interferido por las columnas y la carga puede ser únicamente en dirección paralela a la bancada-guía.

Ventajas:

- Ligera
- Compacta
- Modular
- Largo probeta infinita

Inconvenientes:

- Deformación bancada
- Interferencia carga lateral con estructura

### 5.1.2 Estructura de 4 columnas



Fig. 5-4 Banco de ensayo a flexión con varios actuadores

En la Fig. 5-4 se ilustra otro tipo de máquina de ensayo donde se observa que la estructura de geometría cúbica o de cuatro columnas y donde el resto de los componentes de la máquina se encuentran en el interior de dicha estructura. En esta solución, la principal ventaja es la movilidad que pueden tener los actuadores y la posibilidad de integrar más de uno y la polivalencia de la máquina. Por otra parte, otro punto fuerte es que, con las dimensiones adecuadas, la carga y posicionamiento la probeta se puede realizar por el frontal y lateral del equipo. Se trata de un diseño más robusto y al tener la estructura envolvente puede que sea más favorable en cuestiones de seguridad ya que esta delimita la zona de trabajo de la máquina. La contrapartida la constituyen un mayor peso y volumen.

Ventajas:

- Robusta
- Polivalente
- Segura
- Accesibilidad

Inconvenientes:

- Peso
- Volumen

### 5.1.3 Estructura de tipo C

Otra alternativa de diseño estructural se trata de máquinas con el bastidor tipo C, con la principal ventaja de que tiene una accesibilidad que los otros tipos de estructuras no permiten. Esta configuración, por contrapartida, tiene un punto negativo bastante significativo: ante la aplicación de una carga, la estructura no se comporta de forma simétrica respecto al punto de aplicación en cuanto a la deformación se refiere, la C se “abre” flectando hacia un lado. Además, para conseguir que no haya deformaciones excesivas, se deben aumentar las secciones de forma considerable y es complicado de realizar elementos estructurales con perfiles normalizados. En la Fig. 5-5 se ilustra un ejemplo de este tipo de estructura.



Fig. 5-5 Equipo de ensayo bastidor tipo C o abierto

Ventajas:

- Diseño abierto
- Accesibilidad

Inconvenientes:

- Deformación
- Asimetría

#### **5.1.4 Elección del sistema estructural**

Aparte de las diferencias antes mencionadas, todas las estructuras presentan los mismos (o muy similares) diseños conceptuales del resto de componentes y/o subconjuntos como lo es la bancada guía de los soportes, los mismos soportes de la probeta, el aparato de aplicación de la carga. Con ello queda claro que la configuración a seguir será ésta, teniendo en cuenta las exigencias del proyecto y, siempre justificando los motivos de la elección.

Llega, ahora, el momento de decidir qué tipología de estructura se ciñe mejor a las necesidades del cliente. Con ello y con el estudio de las ventajas e inconvenientes de los distintos modelos, se concluye que:

- La estructura tipo H o Pórtico no cumple con la premisa de que se debe poder acceder por el frontal y lateral de la máquina, ya que, en el caso de cargar el panel por el lateral, hay interferencia con las columnas del pórtico.
- La estructura tipo C se descarta por el comportamiento de deformación no simétrica respecto a uno de los planos y la necesidad de una estructura con una sección de grandes dimensiones a la profundidad libre requerida y que provoca una palanca grande.

Por tanto, se ha seleccionado la Estructura Cúbica o de 4 Columnas y con ello se determina el punto de partida de diseño.

## **5.2 Actuador / aplicación de la carga**

Para la aplicación de la carga queda claro que se necesita algún tipo de actuador, bien sea un cilindro hidráulico, neumático o por medio de un actuador electromecánico.

De las tres alternativas y, atendiendo a las características técnicas, se descarta desde un inicio el actuador neumático ya que por sus carencias en el control de carga continua y precisión en la acción no resultan adecuados.

Se plantean al cliente las dos alternativas restantes, el cilindro hidráulico y el cilindro electromecánico. Éste se decanta por el primero (cilindro hidráulico) ya que, en la planta, la gran mayoría de máquinas disponen de este tipo de actuadores y una extensa variedad de repuestos. Por otra parte, sus operarios están especializados en el mantenimiento de los mismos.

Se entiende pues, que no es necesario realizar ningún estudio siendo un cilindro hidráulico el encargado de ejercer la carga necesaria para el ensayo.

Por otra parte, el movimiento en el proceso de ensayo ha de ser cuasi-estático y en los desplazamientos de posicionamiento la velocidad no es un factor crítico, por lo tanto, no es limitante.

### 5.2.1 Selección y dimensionado del actuador de carga hidráulico

Para este componente se confía en la marca STERN, fabricante de componentes de potencia hidráulica y en su catálogo posee una amplia gama de cilindros. Se escoge un cilindro de doble efecto diferencial y de montaje de brida delantera ME5 según norma ISO 6020-2, serie SH (Véase Anexo D.1).

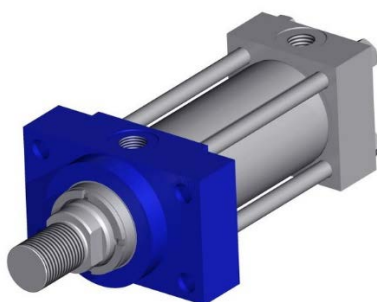


Fig. 5-6 Cilindro hidráulico ISO 6020-2 ME5

Para el dimensionado se sabe que la carga “ $F$ ” a aplicar debe ser hasta de  $15kN$  por exigencias del cliente. Si la presión “ $P$ ” de trabajo de esta serie de cilindros hidráulicos es de  $160bar$ , que son  $16N/mm^2$ , se calcula el diámetro mínimo “ $d$ ” necesario del cilindro.

$$F = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot P \quad (\text{Ec. 5.1})$$

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot P} \cdot F} = 34,55mm \quad (\text{Ec. 5.2})$$

Se elige el modelo inmediatamente superior que cumpla el diámetro mínimo: se trata del modelo SH40, es decir, de diámetro de cilindro 40mm.

Aparte, como el cilindro trabajará principalmente a compresión, se debe realizar la comprobación de pandeo. Los datos de partida necesarios son la sección del vástago, que viene determinado por el fabricante y que en este caso hay tres medidas posibles: diámetro  $18mm$  con punta roscada  $M14 \times$

1,5(estándar); diámetro  $28mm$  con punta roscada  $M20 \times 1,5$  (estándar); diámetro  $28mm$  con punta roscada  $M14 \times 1,5$  (especial). El otro dato necesario es la longitud del vástago, que según las necesidades se puede aproximar:

- La flecha máxima deseable:  $50mm$
- Altura libre deseable:  $200mm$

Con los datos anteriores se obtiene que un recorrido del vástago de  $250mm$  sería suficiente para poder realizar un ensayo cumpliendo las especificaciones.

Según la fórmula de Euler para el pandeo de columnas esbeltas se propone:

$$F_{adm} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{S \cdot L_p^2} \quad (\text{Ec. 5.3})$$

Siendo:

- $E = 210.000N/mm^2$ . Módulo de elasticidad.
- $I = \frac{\pi \cdot (\frac{d}{2})^4}{4} = 5152,997mm^4$ . Momento de inercia para una sección circular, para el resultado se impone un diámetro  $18mm$ .
- $S = 3,5$ . Factor de seguridad impuesto por el fabricante.
- $L_p = 0,7 \cdot L$ . Longitud equivalente de pandeo, esta se mide según la disposición de los extremos del vástago. En este caso será caso 3 del catálogo de STERN: Un extremo articulado y el otro fijo.
- $L$ . La longitud real del vástago. Será el objeto de cálculo.
- $F_{adm} = F = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot P = 20.107N$ . Fuerza admisible, que en este caso se considerará la fuerza máxima que el cilindro puede ejercer y así calcular la longitud máxima del vástago para esta carga.

$$L = \frac{\sqrt{\pi^2 \cdot E \cdot I}}{0,7 \cdot S \cdot F_{adm}} = 556,52mm \quad (\text{Ec. 5.4})$$

La extensión máxima del vástago con la fuerza máxima del cilindro es de  $556mm$  aproximadamente, entonces, si se considera que el recorrido máximo que se ejecutara en un ensayo es de  $350mm$ , considerando los  $250mm$  de recorrido más una longitud de seguridad de  $10mm$  se puede afirmar que el vástago cumple sobradamente la resistencia a pandeo.

Entonces, se toma en consideración un cilindro hidráulico de la marca STERN, modelo SH, disposición ME5, diámetro 40mm y recorrido del vástago 350mm. La nomenclatura según catalogo es:

SH-40/18x350-ME5-40

### 5.3 Medición de fuerza

Otro punto esencial en una máquina de ensayo es la información y para ello se necesitan dispositivos de medición. En este proyecto y según lo que la norma dicta, es necesario medir la fuerza aplicada en el panel y, el desplazamiento del mismo cuando se aplica la carga. Es decir, de alguna manera se deben conseguir estos datos.

Hasta ahora, los datos de fuerza no se registraban de ninguna forma ya que la carga se realizaba mediante pesos libres y de forma manual se anotaba la fuerza ejercida

Para la medición de la fuerza ejercida se plantean dos alternativas:

1. Medir la presión hidráulica que ejerce el equipo de potencia para actuar
2. Implementar una célula de carga en el aparato aplicador de carga

Se plantean los dos métodos y las características de estos para poder evaluar y realizar la elección.

#### 5.3.1 Medición de la presión de trabajo del sistema hidráulico

En este caso, se puede medir la fuerza aplicada en el panel a ensayar mediante un simple manómetro o sensor de presión integrado de forma adecuada en el circuito hidráulico de potencia.

Ventajas:

- Económico
- Sencillo
- Ahorro de espacio

Inconvenientes:

- Lectura indirecta
- Perdidas hidráulicas y mecánicas
- Menor precisión

### 5.3.2 Medición mediante célula de carga

La otra alternativa, es implementar la máquina con una célula de carga entre el cilindro actuador y en aparato de carga. Esta célula consiste en un componente de acero y de un circuito eléctrico integrado en él emite unas señales eléctricas en función de la deformación del mismo.

Ventajas:

- Medición directa
- Mayor precisión
- Standard
- Calibrado
- Sin pérdidas

Inconvenientes:

- Coste adicional
- Espacio necesario
- Mas componentes

### 5.3.3 Solución para la medición de la fuerza aplicada

Analizados los puntos de cada alternativa y teniendo en consideración la cuestión económica, la elección de la medición integrada en el sistema hidráulico resulta la más recomendable pues aprovecha los componentes existentes en este sistema pero, por contra, se perderá precisión en la medición y será algo indeterminada por las transformaciones matemáticas y las pérdidas tanto hidráulicas como mecánicas que sufre la máquina.

Por el contrario, en la célula de carga la medición se realiza en el punto deseado y de tal forma que no interfiera con nada, además con la posibilidad de calibración y con una toma de datos mucho más sencilla por medio de un software ya preparado.

Al tratarse, no obstante, de una máquina de ensayo se cree oportuno priorizar la precisión de la medición. Se decide, por tanto, utilizar ésta última opción.

Por ello, se confía para la función una célula de carga de tracción-compresión de la casa UTILCELL, Modelo 620 con una capacidad de trabajo de 2.000kg:

- Célula de carga de tracción/compresión
- Soporte elástico de acero aleado
- Protección IP67 (EN 60529)
- 3000 divisiones O.I.M.L. R60 clase C

- Tratamiento anticorrosión de níquel duro
- Hasta  $2.000\text{kg}$  de carga

Que es específica para aplicaciones como:

- Tanques, Tolvas y cintas pesadoras suspendidas de estructuras
- Centrales de asfalto y hormigón
- Medida de fuerza en maquinaria de ensayo
- Pesaje aéreo



Fig. 5-7 Célula de carga UTILCELL Modelo 620

Para más información sobre este componente dirigirse al Anexo D.2.

## 5.4 Medición de la flecha

Recordando que el dato principal a registrar es la flecha o deflexión del panel provocada por la aplicación de carga:

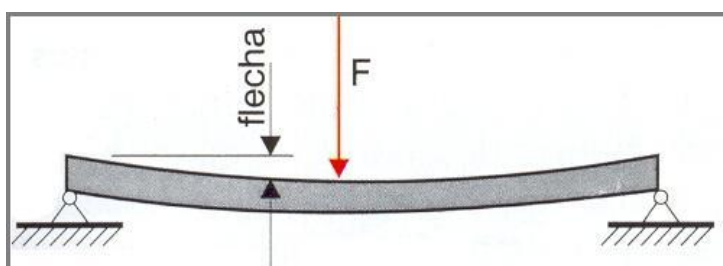


Fig. 5-8 Esquema de la medición de la flecha

En la norma se especifica cómo se deben tomar estos datos y la precisión de trabajo, pero no detalla los dispositivos a utilizar.



Se plantean distintos aparatos de medida que pueden ser funcionales en la medición del desplazamiento. Como dicta la norma, la medición se realiza en los dos refuerzos más cercanos al centro geométrico del panel, refuerzos metálicos de distintos perfiles:

- Perfil Omega
- Perfil Omega Invertido
- Perfil U
- Perfil U invertido
- Pasamano o pletina

Por ello se debe conseguir un dispositivo de medida polivalente para poder realizar las mediciones correctamente independientemente de la configuración del panel a ensayar.

#### 5.4.1 Estudio de selección del dispositivo de medición de flecha

Se estudian diferentes tecnologías con las que se puede trabajar se trata de elegir la más adecuada a la función a realizar.

Este estudio se ejecutará mediante el método de los coeficientes ponderados. Para ello se necesitan unos coeficientes de importancia o el peso específico de cada criterio.

- **Precio:** Un factor que siempre debe tenerse en cuenta, un aumento del coste de adquisición sin justificación no es óptimo.
- **Precisión:** El aparato o dispositivo debe tener una precisión de medición mínima que marca la norma, si cumple este requisito es tan válida una solución como otra, tampoco se desea una precisión desmesurada para la aplicación ya que esto afecta notablemente en otros criterios.
- **Rango:** Distancias en las que el dispositivo puede trabajar.
- **Polivalencia:** Como se comenta anteriormente, debido a las distintas medidas y configuraciones de los paneles a ensayar, el aparato debe responder correctamente a las distintas situaciones que se planteen.
- **Mantenimiento:** Se desea que el dispositivo no tenga “set up” muy complejos, que no necesite mucho mantenimiento y que si este es necesario no sea muy complicado.
- **Robustez:** Este producto debe ser robusto debido a que trabaja en un entorno que puede recibir impactos, ambientes industriales con suciedad y esto no debe afectar a su funcionamiento ni a la calibración del mismo.

En la siguiente tabla se desarrolla la ponderación de cada parámetro o criterio:

Criterio	Precio	Precisión	Rango	Polivalencia	Mantenimiento	Robustez	$\Sigma+1$	Ponderación
Precio		0,5	0	0	0	1	2,5	0,152
Precisión	0,5		0	0	0	0	1,5	0,091
Rango	1	1		0,5	0,5	0,5	1,5	0,091
Polivalencia	1	1	0,5		0,5	1	4,5	0,273
Mantenimiento	1	1	0,5	0,5		0	3,5	0,212
Robustez	0	1	0,5	0	1		3	0,182
SUMA							17	1

Tabla 5.1 Tabla de peso específico de cada criterio

Las soluciones planteadas son:

- **Solución A:** Transductor lineal, reloj comparador. Es la solución utilizada hasta ahora en los ensayos realizados por la empresa. Hay diversas tecnologías (capacitivos, resistivos e inductivos).



Fig. 6-9 Transductores lineales

- **Solución B:** Sensor de distancia y/o desplazamiento de cable. Solución similar a la anterior, pero con un funcionamiento distinto, se trata de un cable enrollado a un carrete que a su vez está conectado a un transductor.

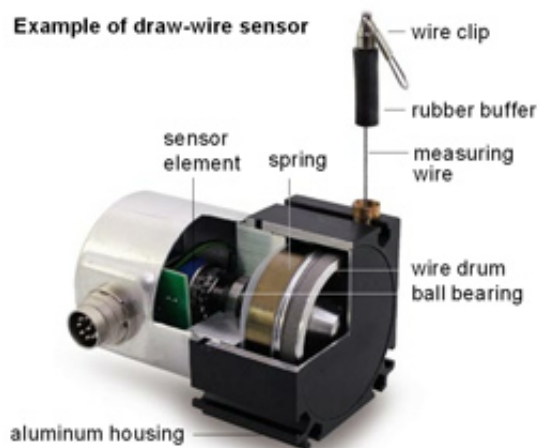


Fig. 6-10 Sensor desplazamiento de cable.

- **Solución C:** Sensores sin contacto. Estos tipos de sensores no tienen ningún tipo de contacto con la muestra a medir, la medición se realiza mediante láser, ultrasonidos, ondas electromagnéticas entre otros.



Fig. 6-11 Sensor de distancia Láser

Se procede a evaluar las soluciones enumeradas mediante las tablas de los coeficientes ponderados.

Precio	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0,5	1	2,5	0,417
Solución B	0,5		1	2,5	0,417
Solución C	0	0		1	0,167
SUMA				6	1

Precisión	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0,5	0	1,5	0,250
Solución B	0,5		0	1,5	0,250
Solución C	1	1		3	0,500
SUMA				6	1

Rango	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	0	1	0,167
Solución B	1		0,5	2,5	0,417
Solución C	1	0,5		2,5	0,417
SUMA				6	1

Polivalencia	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	1	2	0,333
Solución B	1		1	3	0,500
Solución C	0	0		1	0,167
SUMA				6	1

Mantenimiento	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0,5	1	2,5	0,417
Solución B	0,5		1	2,5	0,417
Solución C	0	0		1	0,167
SUMA				6	1

Robustez	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	1	2	0,333
Solución B	1		1	3	0,500
Solución C	0	0		1	0,167
SUMA				6	1

Tabla 5.2 Cuadros comparativos de los dispositivos en los diferentes criterios

En las tablas anteriores se marca la prioridad de la funcionalidad de una solución comparada con otra. Con ayuda de estas tablas y la de los criterios ponderados (Tabla 5.1) se encuentra la mejor alternativa para esta función:

Resultado	Precio	Precisión	Rango	Polivalencia	Mantenimiento	Robustez	$\Sigma$	Prioridad
<b>Solución A</b>	0,063	0,023	0,015	0,088	0,088	0,061	0,338	<b>2</b>
<b>Solución B</b>	0,063	0,023	0,038	0,132	0,088	0,091	0,435	<b>1</b>
<b>Solución C</b>	0,025	0,045	0,038	0,045	0,035	0,030	0,220	<b>3</b>

Tabla 5.3 Resultado final según criterio de coeficientes ponderados

El resultado es que el mejor dispositivo de medición de desplazamiento es la opción B, el sensor de desplazamiento de cable. Sobre todo, por considerar que se trata del sensor más polivalente entre todos los que se encuentran en la comparativa.



### 5.4.2 Solución para la medición de la flecha

Una vez seleccionado qué tipo de sensor se usará para la medición de la deflexión del panel se busca un producto comercial que cumpla las necesidades expuestas y que cumpla la función.

Se escoge el modelo WDS-50-MPM-C de la casa Micro-Épsilon que cumple con los parámetros de precisión exigidos por la norma. Para más información, véase Anexo D.3.



Fig. 5-12 Sensor de desplazamiento por cable

Este dispositivo permite fijar el extremo del hilo en el perfil de refuerzo del panel a ensayar, con la consiguiente ventaja de que, en ningún momento, el dispositivo se va a mover o desplazar debido a un movimiento, vibración o, otra interferencia, ya que será totalmente solidario al panel en cuestión mediante un botón magnético (véase apartado 6.3.6), que a su vez, facilitará el proceso de preparación del sensor de hilo. Esto supone un gran punto a favor, mejorando la calidad del ensayo y de los procedimientos a seguir durante el mismo.



## 6 Diseño de la máquina de ensayo.

Una vez determinada cómo debe ser la máquina y qué componentes debe integrar, se diseña el equipo y todas sus partes.

Ha sido realizado mediante el software de diseño 3D SolidWorks y para los cálculos mecánicos necesarios se ha utilizado el módulo de simulación del mismo programa (SolidWorks Simulation).

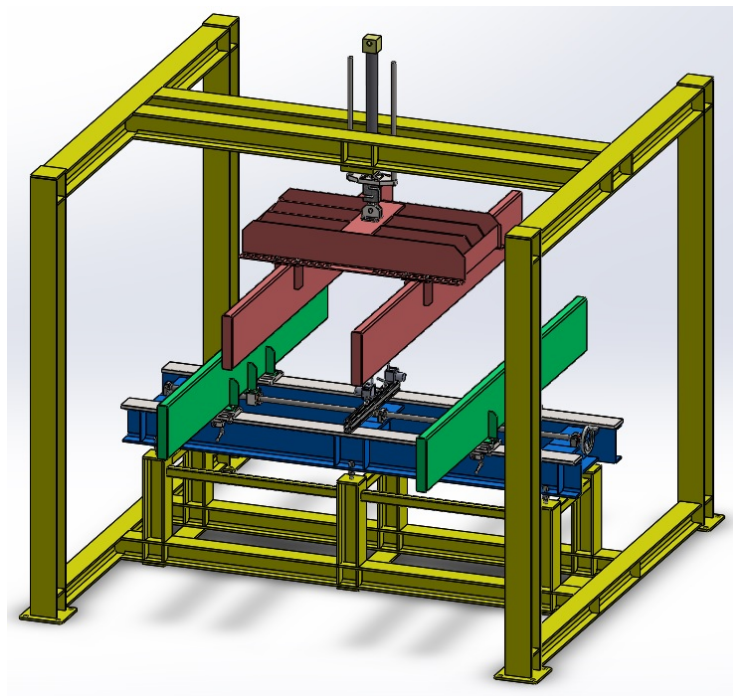


Fig. 6-1 Vista en perspectiva de la máquina de ensayo

### 6.1 Generalidades del equipo

Se trata de un equipo semiautomático de ensayo de paneles de malla electrosoldada. El equipo consta de tres partes o subconjuntos bien identificados que son:

- Estructura principal o bastidor.
- Bancada de apoyo del panel.
- Aparato de aplicación de la carga.

Las dimensiones máximas del equipo son de  $2.400\text{mm} \times 2.320\text{mm}$  de base y  $2.440\text{mm}$  de altura y con un peso de aproximadamente de  $1.500\text{kg}$ . La altura libre considerada entre los puntos de contacto del panel es  $2.400\text{mm}$  con una altura de trabajo de los apoyos del panel de  $1.000\text{mm}$ . La separación

entre las vigas de apoyo oscila entre  $600\text{mm} \sim 1.800\text{mm}$  y los apoyos están preparados para albergar paneles de hasta  $1.900\text{mm}$  de fachada. Por otra parte, el recorrido de las vigas de contacto superiores es de  $300\text{mm} \sim 900\text{mm}$ .

Dentro del equipo, como mecanismos y actuadores, se encuentran el cilindro hidráulico encargado de aplicar la fuerza, la célula de carga y el equipo de medición de la deflexión.

El equipo se ha diseñado de forma que el proceso cumpla con las características y las pautas que la norma establece de forma que el ensayo sea válido.

## 6.2 Estructura principal o bastidor

### 6.2.1 Definición de la estructura principal o bastidor

Su función es unificar todos los componentes. Se trata de un soporte soldado con perfiles estructurales laminados en caliente estándar y/o comerciales de acero S275JR [1], si no se expresa lo contrario, de la gama de ARCELOR MITTAL (Anexo D.4). Ésta será cortada y soldada en taller mediante tecnología MIG por personal especializado. Los componentes que procedan de plancha laminada en caliente y sea necesario cortar como nervios, tapas y bases, así como, los perfiles que lo requieran se cortaran mediante oxicorte o, en los demás casos, mediante plasma y/o laser. Se dejará a juicio del fabricante de la estructura.

Toda esta estructura tendrá un acabado pintado, con un granallado e imprimación previos, salvo los puntales roscados que permanecerán en su estado original de compra.

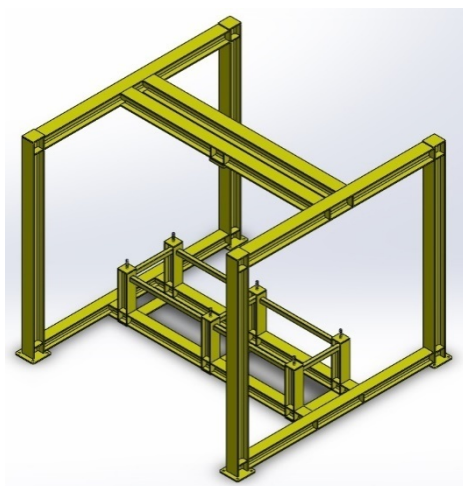


Fig. 6-2 Vista en perspectiva de la estructura principal.



Se diseña una estructura de geometría cúbica con una luz frontal de  $2080\text{mm}$  y  $2000\text{mm}$  para poder cargar los paneles del máximo exigido de  $1900\text{mm}$  por ambos accesos sin interferencias con la estructura. La altura libre al suelo de  $1905\text{mm}$  para poder albergar todos los otros componentes y tener una altura libre entre los apoyos y el elemento de carga de mínimo  $200\text{mm}$ .

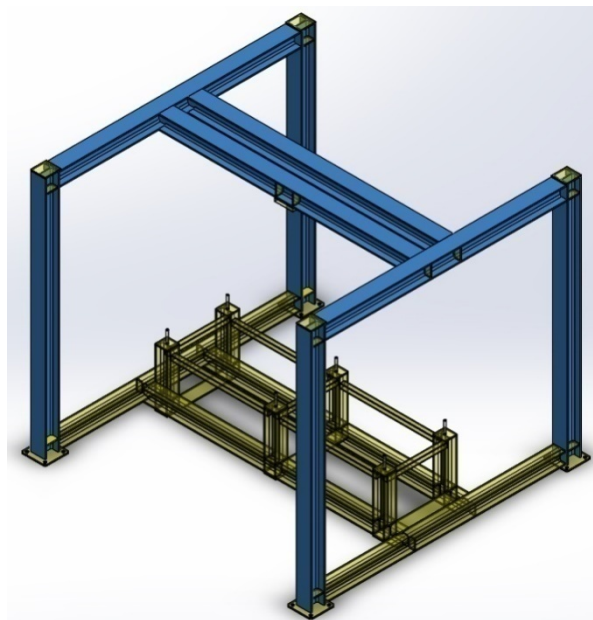


Fig. 6-3 Conjunto superior de vigas

Esta estructura consta de cuatro columnas y cuatro vigas horizontales (conjunto superior de vigas) con un perfil estructural normalizado HEB120. Las vigas inferiores y las columnas para la fijación de la bancada son perfiles standard HEB100.

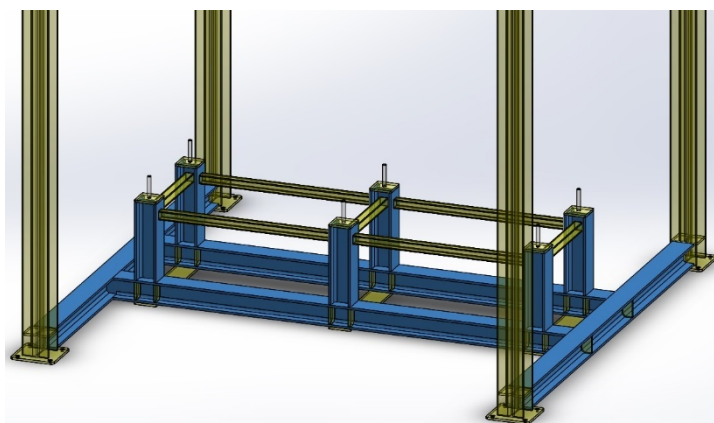


Fig. 6-4 Conjunto inferior de vigas

Por otra parte, para mantener rígido y robusto el conjunto de columnas que soporta la bancada, se complementan con perfiles tubulares cuadrados de  $40 \times 40 \times 2,60 \text{ mm}$  de acero estructural acabado en frío S275J0H del catálogo CONDESA, Anexo D.5.

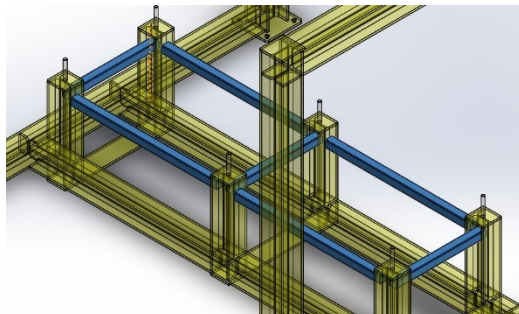


Fig. 6-5 Detalle tubos cuadrados de refuerzo

Aparte de los perfiles estructurales, la estructura está dotada de algunos complementos como son las placas base para el apoyo y el anclado de la máquina al suelo o los nervios de refuerzo de los perfiles estructurales los cuales dan una mayor rigidez a las uniones, o, las tapas de los extremos. Todos estos elementos están fabricados a partir de una plancha de acero estructural S275JR de  $10 \text{ mm}$  de espesor. Véase Fig. 6-6 y Fig. 6-7.

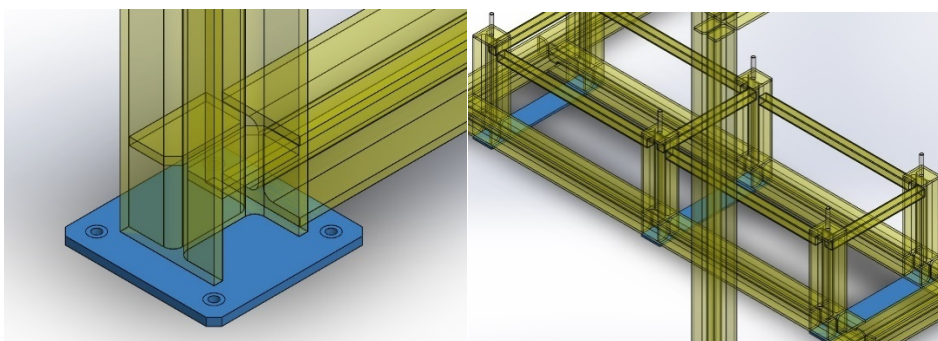


Fig. 6-6 Los dos tipos de placas base

En la placa base cuadrada de las columnas principales se realizan 4 agujeros pasantes para perno métrico M10 para de esta forma poder unir al suelo la estructura. Las placas base rectangulares son de simple apoyo para tener contacto con el suelo y así que no deforme en exceso la estructura en la parte inferior ya que repercutiría negativamente en la medición de la flecha en el ensayo.

En otro orden de elementos se encuentran las tapas, de  $120 \times 130 \times 10 \text{ mm}$  que sirven de refuerzo en los extremos de las uniones entre columna y travesaño y, los nervios para los perfiles HEB120 y HEB100, que se posicionan de forma crean uniones rígidas entre los componentes.

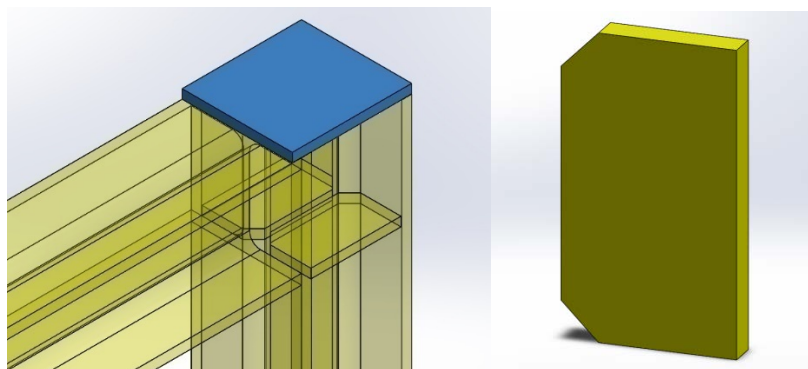


Fig. 6-7 Tapa 120x130x10mm y nervio de refuerzo para perfil HEB120

Para unir la bancada con la estructura principal se hace uso de unos pernos que, con ayuda de roscas, permiten regular y fijar la bancada-guía a dicha estructura.

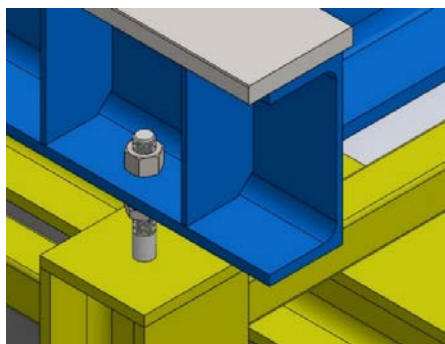


Fig. 6-8 Unión entre bancada y estructura principal

Los pernos de regulación de la bancada, van unidos a la estructura principal mediante unas tapas soldadas a un extremo de las columnas centrales de  $100 \times 100 \times 10 \text{ mm}$  y, estos pernos se sueldan mediante una herramienta específica de soldadura por arco.

En el apartado 6.5.1.1 se desarrollan todos los cálculos para asegurar un correcto comportamiento de esta unión.

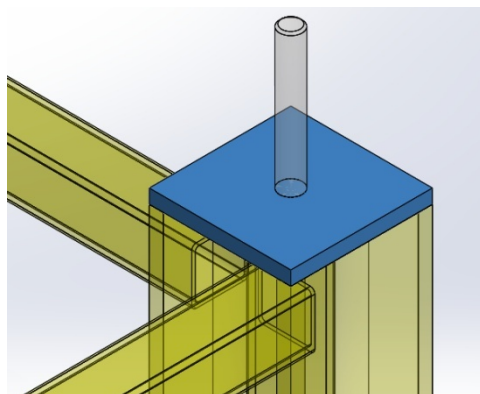


Fig. 7-9 Tapa cuadrada 100x100x10mm con perno soldado

Para anclar el conjunto de cilindro hidráulico y guiado vertical se suelda una pletina de dimensiones  $370 \times 150 \times 25 \text{ mm}$  con los pertinentes mecanizados y taladros y que irá soldado a los dos perfiles centrales de la estructura.

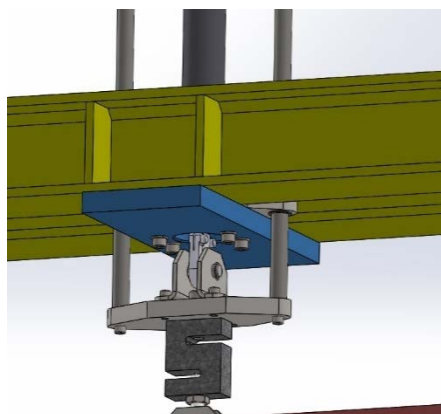


Fig. 6-10 Pletina de fijación del pistón y guía del dispositivo de carga

En el apartado 7.5.1.2 se realizan los cálculos para la comprobación de los tornillos de unión entre la pletina y los otros componentes.

## 6.2.2 Estudio estructural de la estructura principal

Para el dimensionamiento de la estructura y poder comprobar la integridad de la máquina, así como el buen funcionamiento de la misma se deben realizar los estudios necesarios a nivel estructural y para ello se simulan mediante el software las tensiones y deformaciones que sufrirá la máquina y en este caso en particular la estructura principal de la misma. Véase Anexo C.1 y Anexo C.2.

### 6.2.2.1 ELU de la estructura principal

Para el cálculo del estado límite último de esta estructura se considerará la fuerza máxima que es capaz de administrar el actuador hidráulico, es decir, se harán los cálculos en base a una fuerza aplicada de  $20,107kN$ . Esta fuerza estará aplicada en las uniones antes mencionadas: en los pernos de unión de la bancada con la estructura y en la pletina donde se fija el pistón. También se ha de considerar que la máquina se encuentra sujeta al suelo mediante las placas base mencionadas.

En la Fig. 6-11 se observa que se aplican las cargas en los puntos antes mencionados representadas con flechas de color morado y las fijaciones en color verde.

Se aplica una fuerza en la pletina de  $20,107kN$  y otra repartida entre los 6 puntales igual, pero en sentido opuesto a la anterior.

Las fijaciones se definen como totalmente fijas en las placas base unidas a las columnas principales y como simple apoyo en las placas que se encuentran debajo de las columnas pequeñas.

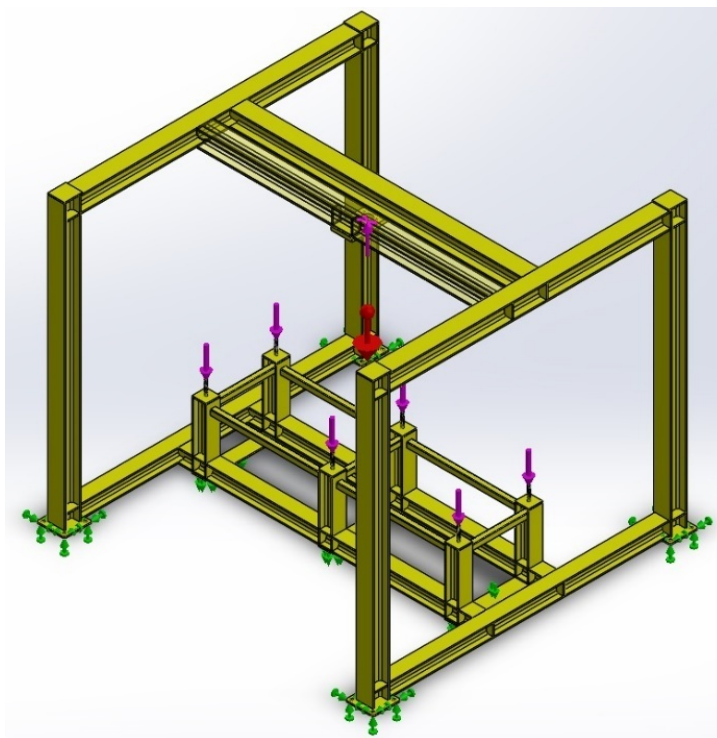


Fig. 6-11 Detalle de aplicación de cargas en la estructura principal

En este estudio se observa que todas las partes y componentes cumplen sobradamente a la sollicitación aplicada y ningún elemento llega a su límite elástico.

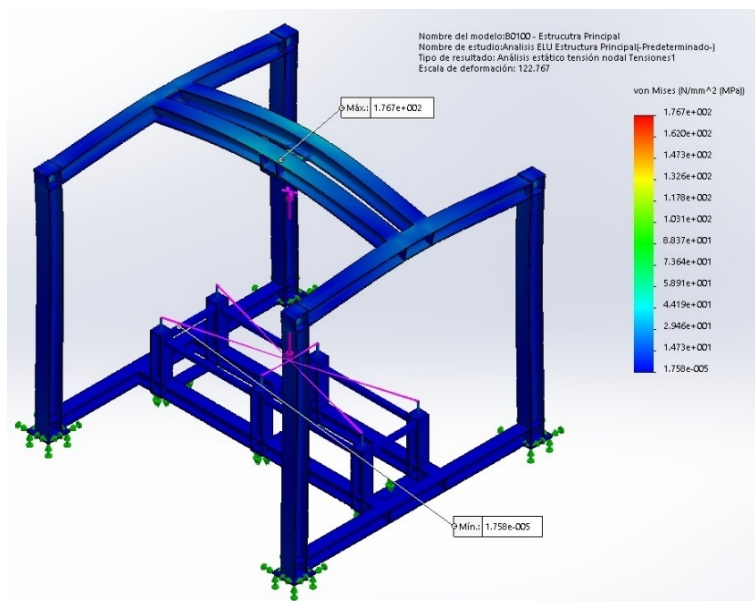


Fig. 6-12 Gráfico de tensiones de von Mises

Se puede distinguir que la tensión máxima que se produce es de 176,7MPa, con la estructura de acero estructural S275JR la tensión admisible  $\sigma_{adm} = 275MPa$ , se puede afirmar que el factor de seguridad mínimo de esta estructura es de:

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{275}{176,7} = 1,556 \tag{Ec. 6.1}$$

Con esto se comprueba que la integridad de la estructura está totalmente asegurada bajo la carga máxima.

### 6.2.2.2 ELS de la estructura principal

Si bien es cierto que la resistencia es importante para el dimensionado y para la integridad de la propia estructura, normalmente, en la construcción de bancadas y bastidores la base del diseño reside en la rigidez de la estructura y de la deformación.

La deflexión aceptable para partes de máquina en general es de 0,0005 a 0,003 pulg/pulg de longitud de viga [2], por ello se toma como referencia este dato para el diseño teniendo en cuenta la deflexión de las vigas de la estructura.

Para el siguiente estudio se supone que la carga a aplicar en el conjunto es una carga máxima de 15kN, la carga máxima de trabajo exigida por el cliente.

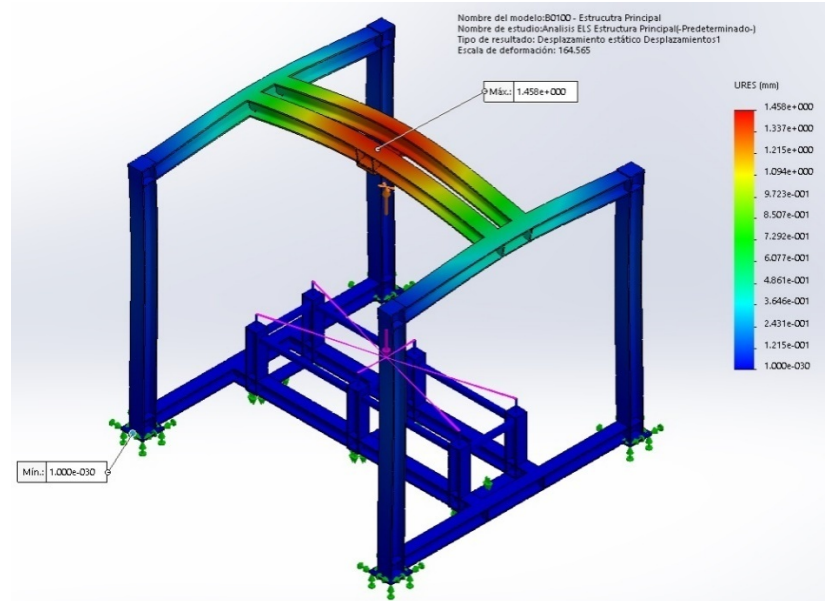


Fig. 6-13 Gráfico de Desplazamientos

Se puede observar que el punto con más desplazamiento es en el punto de anclaje del cilindro hidráulico. En este punto la deformación sufrida es de  $1,458\text{mm}$ . Si se tiene en cuenta que esta viga tiene una luz de  $2080\text{mm}$  se tiene que:

$$y = \frac{1,458}{2080} = 0,0007\text{mm/mm} \quad (\text{Ec. 6.2})$$

El valor se encuentra dentro de lo que se considera aceptable ya que se encuentra entre el rango de  $0,0005$  y  $0,003$  *pulg/pulg* (no se convierten las unidades, es un concepto adimensional).

## 6.3 Bancada de apoyo del panel

### 6.3.1 Definición de la bancada de apoyo del panel

La bancada es donde se asienta el panel a ensayar y que debe replicar el apoyo en una estantería real con unas condiciones descritas en la norma, básicamente que la deformación experimentada bajo la carga máxima aplicada no sea en ningún caso mayor de  $0,25\text{mm}$ . Es decir, se exige que la rigidez del conjunto sea máxima.

Los principales componentes son una bancada por donde se apoyan y desplazan los conjuntos de apoyo del panel.

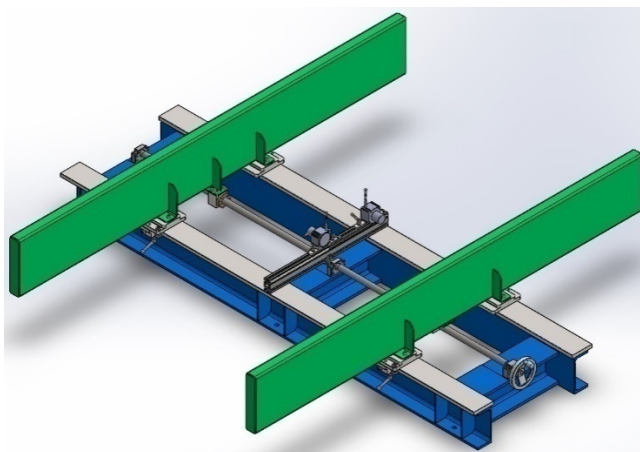


Fig. 6-14 Bancada de apoyo del panel

También se observa que en este subensamblaje se encuentran los dispositivos de medición de la flecha en el eje de simetría y un grupo de husillos para el movimiento de las vigas a lo largo de la bancada para el posicionamiento de las mismas cuando se requiera.

En este caso, los componentes fabricados también se aplicará un tratamiento superficial de granallado, imprimado y pintado menos las piezas o partes mecanizadas o pavonadas.

### 6.3.2 Contacto de guiado

Antes de definir los diversos componentes, se debe definir el tipo de contacto que existe entre los conjuntos de apoyo y la bancada-guía.

Para poder obtener un desplazamiento relativo a lo largo de la bancada de los conjuntos viga de apoyo se decide incorporar unos perfiles a modo de guía y sobre ellos se deslizarán unos patines diseñados para la ocasión. Aparte de este deslizamiento, se debe privar el movimiento transversal de las vigas de apoyo y para ello se confiará con un contacto rodante.

El motivo de elegir un contacto deslizante es debido a que prima más el comportamiento estático que las exigencias dinámicas, es más importante que la viga se asiente bien en la guía y que no haya deformaciones excesivas que las necesidades de deslizamiento. El movimiento es a baja velocidad, sin trabajos prolongados y con fuerzas de fricción bajas y conocidas.

Por estos motivos, tanto las guías como los patines que se deslizarán sobre ellas se realizarán de acero, y para ello se considerará un coeficiente de fricción estático de 0,74 y 0,57 de coeficiente de fricción dinámico [3].



Por otra parte, para el guiado horizontal se recurre a los contactos rodantes en una de las guías, para ello se requieren unos seguidores de leva que en los puntos 6.3.4.2 y 6.3.4.3 se definirán.

Para un correcto guiado, los seguidores de leva exteriores (hay 2) deben estar en contacto por completo con la superficie lateral de la guía, entonces, con el seguidor de leva interior de fijación excéntrica se ajusta el contacto de forma que el ajuste es preciso.

En última instancia, mencionar los seguidores de leva inferiores, los cuales hacen una función meramente de seguridad antivuelco, entonces, se considerará que pueden tener una holgura de  $0,5mm$  a  $1mm$  sin ningún problema.

En el detalle Fig. 6-15 se ve la disposición final del conjunto de guiado. Se diferencian los dos patines, el de la derecha (patín A) que limita el movimiento tanto vertical como horizontal y, el patín opuesto (patín B) que está simplemente apoyado. La guía de la derecha, está mecanizado por la cara superior y ambas caras laterales para tener unas tolerancias y rugosidades correctas, en cambio, la guía de la izquierda en la figura, se mecaniza solo la cara superior para el apoyo del patín sobre la misma.

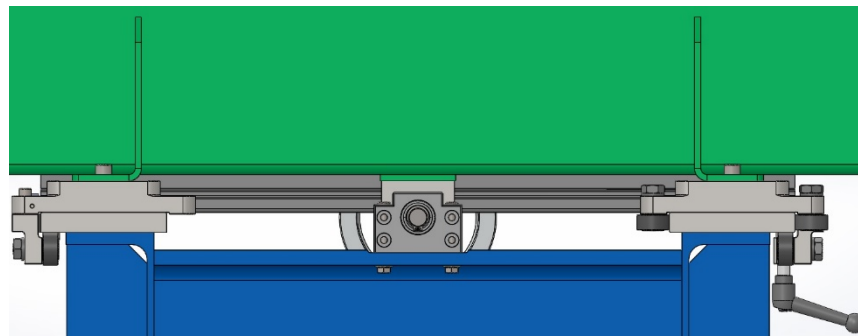


Fig. 6-15 Detalle de la disposición del conjunto de guiado

Para un buen deslizamiento y una conservación de las partes mecanizadas, se cree adecuado aplicar en las guías, algún tipo de lubricante o grasa.

### 6.3.3 Bancada

La bancada consiste en un elemento formado por dos perfiles estructurales UPE160 de una longitud de  $2100mm$ , dispuestos uno paralelo al otro y contrapuestos entre ellos. Estos perfiles longitudinales están unidos por 3 puntos mediante unos travesaños cortos, perfiles HEB140. Al mismo tiempo, los perfiles longitudinales se han complementado con nervios de refuerzo fabricados a partir de plancha cortada de un espesor de  $10mm$ . Todos los componentes mencionados son de acero S275JR salvo aquellos que se especifique. Esta bancada ofrece rigidez y estabilidad al conjunto.

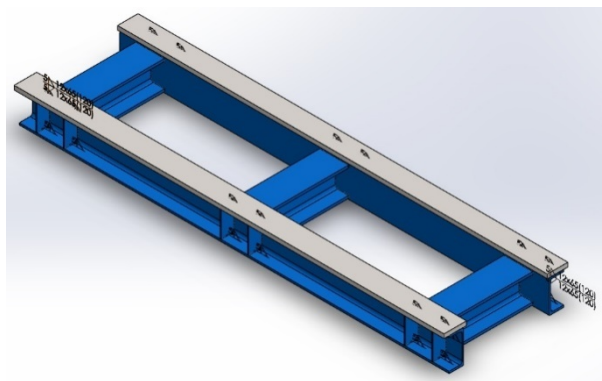


Fig. 6-16 Bancada de apoyo del panel soldada

Aparte, la bancada debe hacer de guía para las vigas de apoyo. Para ello, se sueldan dos perfiles rectangulares de medidas  $110 \times 20 \times 2100 \text{ mm}$  y  $100 \times 20 \times 2100 \text{ mm}$ , acero laminado C45E [4], a la cara superior de los perfiles UPE160 de forma que tengan la función de raíl o de guía para que se deslicen los conjuntos de viga de soporte correctamente.

Una vez soldados los diferentes componentes, con el fin de eliminar las tensiones residuales, se debe realizar un tratamiento térmico de recocido de estabilizado a  $400^\circ\text{C}$  unas 48 horas aproximadamente.

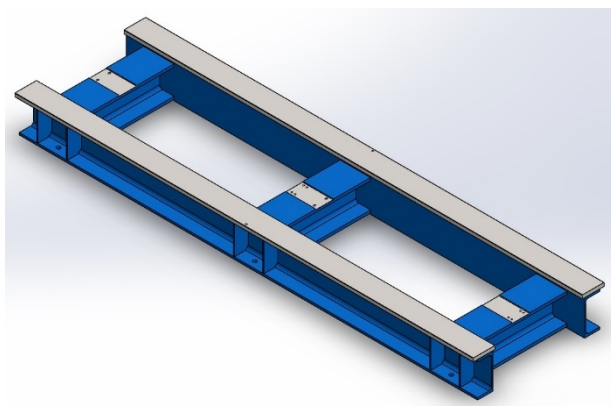


Fig. 6-17 Bancada de apoyo del panel mecanizada

Luego, se procederá al mecanizado de los elementos de guiado y los alojamientos de las unidades de rodamiento, así como 6 taladros pasantes con margen normal para vástago roscado  $M16$  que unen la bancada a la estructura principal mediante los pernos soldados y los 8 taladros pasantes  $M6$  y 4 taladros  $M6$  corridos para la fijación de las unidades de rodamientos y 2 taladros pasantes  $M6$  para la fijación del conjunto de medición.

Se aplica una tolerancia de planitud entre las dos guías de  $0,1\text{mm}/\text{m}$  y una rugosidad N5 considerada apropiada para corredores de máquina herramienta [5]. En cuanto los laterales, la rugosidad del mecanizado es más basta con un acabado superficial de N8 y con tolerancias de perpendicularidad con la cara superior de  $0,01\text{mm}$  y de paralelismo entre las dos caras de  $0,01\text{mm}$  igualmente [5]. Todo el mecanizado se llevará a cabo mediante una fresa frontal.

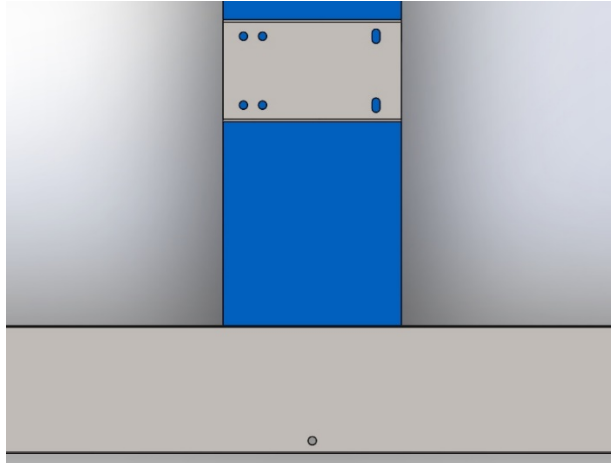


Fig. 6-18 Detalle de taladros para unidades de rodamiento y conjunto de medición

En los planos C0101 y C0102 del Anexo A, se pueden observar los detalles de la soldadura y el mecanizado de la bancada.

### 6.3.4 Conjunto de apoyo del panel

Este elemento es el que se encuentra en contacto con el panel y es donde este se asienta para realizar el ensayo. Este conjunto consta de 3 partes principales.

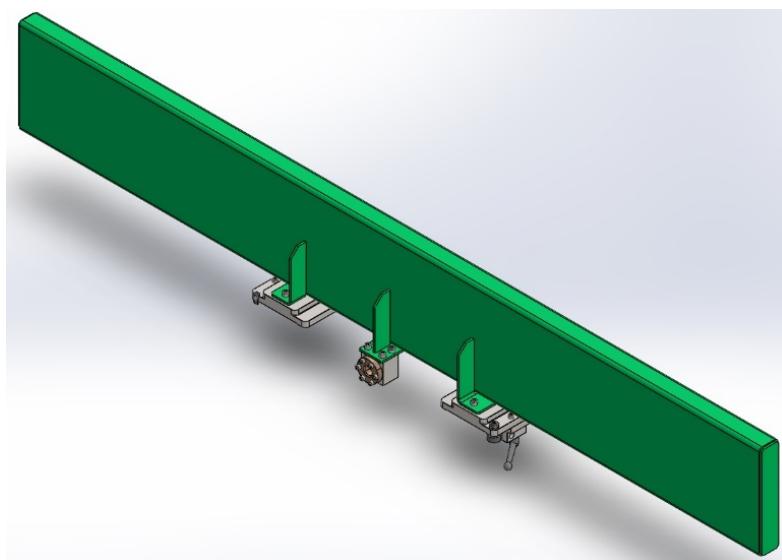


Fig. 6-19 El conjunto de viga de apoyo

Se trata de:

1. Viga de apoyo
2. Patín de guiado A
3. Patín de guiado B

Para unir la viga a los patines y al bloque de tuerca se utilizan 8 tornillos de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal DIN 912  $M8 \times 20$ .

#### 6.3.4.1 Viga de apoyo

Se puede distinguir en la Fig. 6-19 en verde, un perfil tubular, del catálogo CONDESA (Anexo D.5), de acero estructural S275J0H acabado en frío de  $250 \times 50 \times 5 \text{ mm}$ , dos tapas en los extremos de  $5 \text{ mm}$  de grosor y los anclajes a los patines realizados mediante chapa cortada y plegada (S275JR) con taladros  $M8$  pasantes para poder unir con dichos patines como se muestra en la Fig. 6-20.

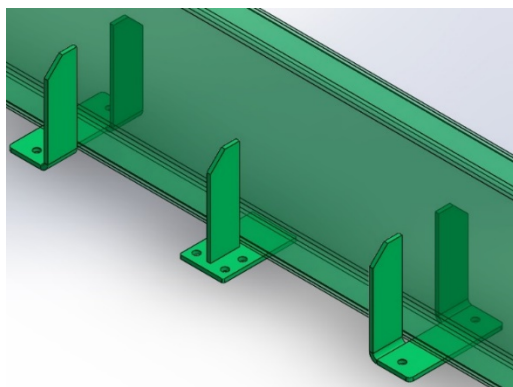


Fig. 6-20 Detalle de los componentes de anclaje de la viga

Por otra parte, se encuentra, en la zona central, un anclaje para fijar el soporte de la tuerca trapecial del conjunto de accionamiento horizontal. Se trata de chapa cortada y soldada de  $5 \text{ mm}$  con cuatro taladros pasantes  $M8$  para la fijación del soporte.

#### 6.3.4.2 Patín de guiado A

Este es uno de los dos tipos de patines que se usa para el desplazamiento de las vigas de apoyo y así poder adaptar la máquina a la profundidad adecuada.

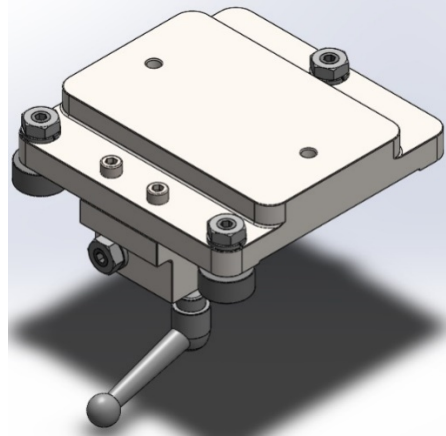


Fig. 6-21 Patín de guiado A ensamblado

El patín está compuesto por dos piezas principales mecanizadas de acero F112 (C25E) [4], donde se unen todos los otros complementos.

El bloque superior o patín que, es el componente que sirve de superficie de contacto con la guía y punto de apoyo y unión de la viga mediante 2 taladros roscados  $M8$  con una longitud roscada de  $15\text{mm}$  y una salida de rosca normal.

En ella, también se encuentran dispuestos 2 seguidores de leva de la casa INA-FAG, modelo KR26-PP en la parte exterior en los taladros dispuestos de diámetro  $10\text{mm}$  y un seguidor de leva de la misma casa, modelo KRE26-PP, en el orificio de diámetro  $13\text{mm}$ . Todos ellos se aseguran con una arandela Grower DIN 127 para  $\varnothing 10$  y tuerca DIN EN ISO 8673  $M10 \times 1$ . Estos seguidores de leva realizan la función de guiado horizontal, impidiendo que la viga de apoyo se mueva transversalmente a la bancada guía. Las tolerancias de los taladros son acordes a las especificaciones de montaje del fabricante.

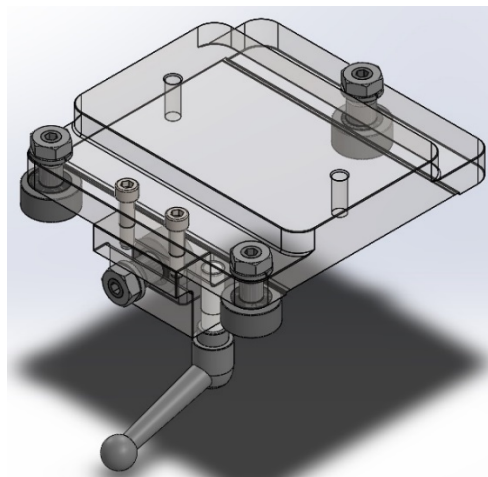


Fig. 6-22 Detalles patín de guiado A

Ligado a este bloque mediante 2 tornillos de cabeza cilíndrica con huella hexagonal DIN 912  $M6 \times 25$  se encuentra una segunda pieza mecanizada que alberga un segundo seguidor e leva excéntrica de las mismas características que el anteriormente mencionado con la arandela y tuerca correspondientes, este tiene una función de antivuelco como medida de seguridad.

Para bloquear la posición de la viga cuando se desee, se incorpora una palanca de mando de la marca NORELEM, modelo 06431-2101x30, dispuesta en un taladro roscado  $M10$  pasante.

Para un correcto guiado longitudinal sin posibles bloqueos, la distancia longitudinal de contacto de los seguidores de leva es 1,2 veces la distancia transversal de contacto sumado a que son contactos rodantes se asegura que no haya bloqueo alguno.

### 6.3.4.3 Patín de guiado B

Como en el patín A, es el encargado del contacto entre la viga de apoyo y la bancada y permite el deslizamiento de la misma. Éste sólo evita el movimiento vertical y tiene el dispositivo antivuelco como el anterior, pero no priva de los desplazamientos transversales a la bancada.

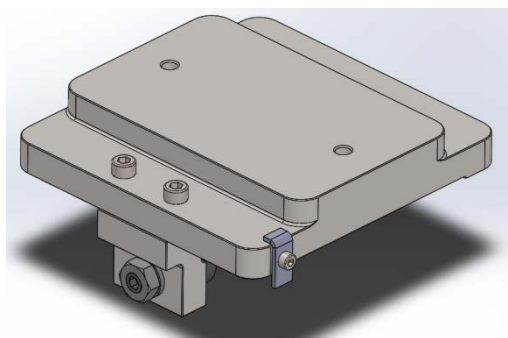


Fig. 6-23 Patín de guiado B

Se denota que la pieza principal, es de geometría idéntica al patín A, salvo algunas diferencias como, por ejemplo, que no existen las perforaciones para los seguidores de leva en los laterales, la diferencia reside en la configuración diferente de la pieza antivuelco que, en este caso, no dispone del alojamiento para la palanca de bloqueo.

Otra diferencia es que, en esta configuración del patín, se realiza una perforación roscada  $M4$  para de esta forma poder unir una pequeña pestaña realizada con chapa de 2mm de espesor mediante un tornillo DIN912  $M4 \times 6$ . Esta pequeña pestaña sirve, con ayuda de una escala graduada de acero de la marca NORELEM modelo 21880-000010X1000, como marcador de posición para poder saber la distancia entre los apoyos del panel. Véase Fig. 6-24.

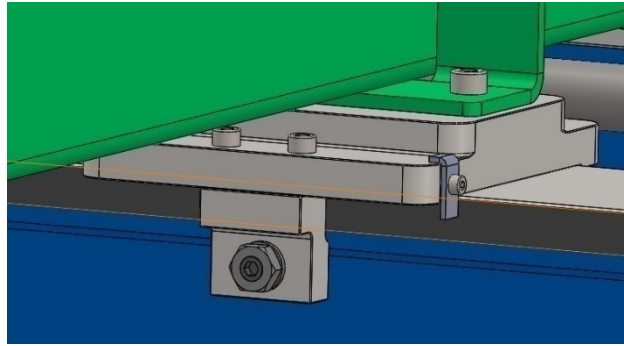


Fig. 6-24 Detalle del marcador y la escala graduada

Aunque se exponga en este apartado, sirve para ambos patines. Como ya se ha mencionado, éstos parten de tochos de acero C25E y mecanizados mediante las técnicas necesarias, pero, hay que prestar atención en la mecanización de la zona de contacto y deslizamiento con las guías. Para esta zona, se puede realizar un rectificado del plano con un N5 para un mejor deslizamiento, el otro mecanizado general se hará con un acabado superficial N9 y tolerancias generales ISO 2768-m.

En ambos patines se realizará un pavonado menos en la zona de contacto con la guía. Se debe considerar este proceso para las tolerancias cuando proceda.

### 6.3.5 Conjunto de accionamiento horizontal

Una de las exigencias del cliente es que el desplazamiento de ambas vigas de apoyo del panel estuviera sincronizado y que fuera simétrico respecto al punto medio de la bancada.

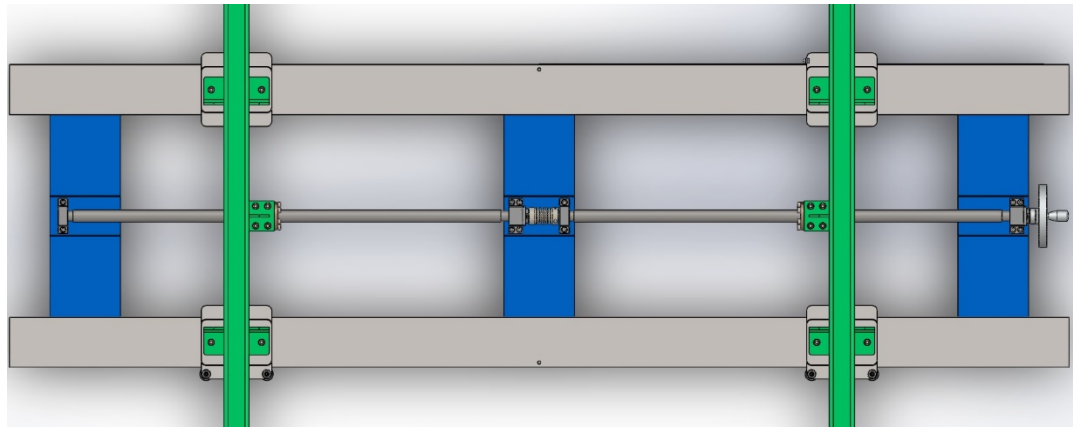


Fig. 6-25 Vista superior del conjunto de desplazamiento horizontal

Para ello se propone una solución con 2 husillos, uno con roscado a derechas y otro con roscado a izquierdas que, solidarios a las tuercas pertinentes, realizarán la función de desplazamiento requerida.

La configuración adecuada del sistema es el husillo a izquierdas solidario al volante (husillo de la derecha en la Fig. 6-25) y el husillo con rosca a derechas, en el otro lado. Entonces, en el accionamiento del volante en sentido horario, las vigas de soporte se desplazarán hacia el centro de la bancada, considerado la relación natural entre movimientos en una máquina [6].

### 6.3.5.1 Dimensionado y selección de los componentes del accionamiento horizontal

Los requerimientos de este accionamiento no son muchos, básicamente la característica principal a tener en cuenta es la fuerza que se debe realizar para mover los conjuntos de viga de apoyo, para ello se ha de tener en cuenta que el peso de cada conjunto es de  $55kg$  aproximadamente, se tomará  $60kg$  para tener un factor de seguridad amplio. Anteriormente ya se ha considerado un coeficiente de rozamiento estático de  $0,74$  y  $0,53$  dinámico, se escoge el mayor de los dos para verificar el caso más crítico y se calcula la fuerza de rozamiento resultante.

$$F_r = \mu \cdot m \cdot g = 0,74 \cdot 60 \cdot 10 = 444N \quad (\text{Ec. 6.3})$$

Si para una tuerca trapecial de bronce como material no se permite más de una presión superficial de  $P_c = 5N/mm^2$ , entonces el área mínima de contacto entre la tuerca y el husillo debe ser de:

$$A_c = \frac{F_r}{P_c} = 88,8mm^2 \quad (\text{Ec. 6.4})$$

Se comprueba en el catálogo que todos los modelos de tuerca trapecial cumplen sobradamente este requisito.

Otra característica a tener en cuenta es que, como la frecuencia de cambio de profundidad será de, como mucho, 3 veces al día, se tratará, pues, una frecuencia baja. Entonces, se propone el accionamiento manual mediante una rueda de mando, detallada en Fig. 6-26, y por ello se ha de tener en cuenta el par necesario para mover las dos vigas de apoyo:

$$T_{neces} = \frac{F_{axial} \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_A} \quad (\text{Ec. 6.5})$$

Con:

$$\eta_A = \eta_{Fr} \cdot \eta_{rodF} \cdot \eta_{rodM} \quad (\text{Ec. 6.6})$$

$$\eta_{Fr} = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')} \quad (\text{Ec. 6.7})$$



$$\alpha = \frac{p}{d_2 \cdot \pi} \quad (\text{Ec. 6.8})$$

En la formula anterior,  $p$  es el paso del husillo y es necesario para el cálculo. Se cree adecuado tener un paso bastante grande considerando que, aunque la velocidad de desplazamiento lineal de las vigas no es un valor crítico, no debe ser excesivamente lento y, sobretodo, tener en cuenta las vueltas que debe el volante por cada metro lineal.

Desde la menor profundidad ( $600\text{mm}$ ) hasta la mayor ( $1800\text{mm}$ ) hay una diferencia de  $1200\text{mm}$  y si se considera que el movimiento es simétrico, entonces, cada viga se debe desplazar  $600\text{mm}$ . Si se considera un paso de  $10\text{mm}$ , para pasar de una posición extrema a la opuesta se deberían realizar 60 vueltas con el volante, adecuado para este caso.

Con este dato, se busca en el catálogo un husillo estándar que pueda tener esta característica y se selecciona el modelo de diámetro  $24\text{mm}$  de paso  $5\text{mm}$  y 2 entradas, es decir, un paso efectivo de  $10\text{mm}$ . Se procede a realizar los cálculos anteriores y da como resultado que:

$$T_{neces} = \frac{F_{axial} \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_A} = 4,714\text{Nm} \quad (\text{Ec. 6.9})$$

### 6.3.5.2 Rueda de mando

Si para el accionamiento se selecciona una rueda de mando de la marca NORELEM, modelo 06277-5125X12, de diámetro  $125\text{mm}$ , el brazo de palanca  $d$  es de  $62,5\text{mm}$ :

$$F_{neces} = \frac{T_{neces}}{d} = 75,42\text{N} \quad (\text{Ec. 6.10})$$

Se considera que el operario puede, sin gran esfuerzo, accionar el volante con esta fuerza el máximo de 60 vueltas necesarias para desplazar entre extremos las vigas de soporte.

Este volante, gira solidariamente a uno de los husillos mediante un conjunto de chaveta paralela DIN 6885, una arandela de ajuste DIN 988 S12  $\times$  18 y un circlip exterior DIN 471 12  $\times$  1 para bloquearlo. Véase Anexo D.6.

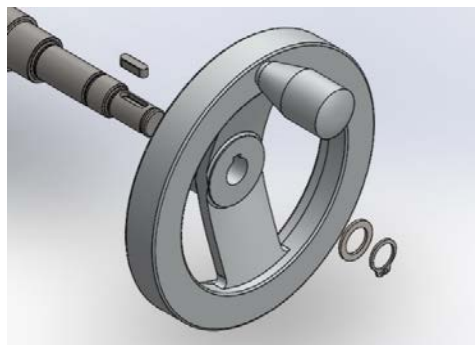


Fig. 6-26 Vista explosionada de la unión entre la rueda y el husillo

### 6.3.5.3 Husillos y tuercas.

Como ya se comenta anteriormente, se eligen un husillo a derechas y uno a izquierdas con las tuercas emparejadas a ambos. Todos estos componentes son seleccionados del catálogo de la mara NEFF (Anexo D.7)

Los productos solicitados son:

- TGS-RPTS-24X10-LH-BF-BK-972-1. Husillo de rosca trapecial métrica ISO a izquierdas con ejecución especial en los extremos. Material 1.0401 (C15) laminado según DIN 103 y tolerancia 7e.
- TGM-EFM-24X10-LH-0. Tuerca trapecial a izquierdas de bronce 2.1090 (G-CuSn 7Zn Pb (Rg7)).
- TGS-RPTS-24X10-RH-BF-BK-947-0. Husillo de rosca trapecial métrica ISO a derechas. Material 1.0401 (C15) laminado según DIN 103 y tolerancia 7e.
- TGM-EFM-24X10-RH-0. Tuerca trapecial a derechas de bronce 2.1090 (G-CuSn 7Zn Pb (Rg7)).

No resulta necesaria la comprobación de la vida útil de los anteriores componentes debido a que las exigencias en cuanto a funcionamiento no son elevadas y el sobredimensionamiento inicial es muy holgado.

### 6.3.5.4 Soporte tuerca

Con la finalidad de poder mover las vigas de apoyo de forma sincronizada y simétrica, se decide implementar el conjunto con un mecanismo de husillo y tuercas trapeciales. Por ello se debe incorporar en el conjunto de la viga, un soporte para albergar la tuerca la cual estará solidaria a uno de los husillos.

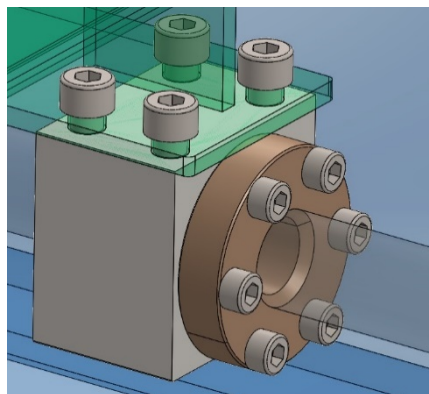


Fig. 6-27 Disposición del bloque de tuerca trapecial

El soporte escogido es de la casa NEFF (Anexo D.7), modelo KON Tr24x5 con una distancia del anclaje al centro de la tuerca roscada de  $29\text{mm}$  que deberá ser modificada para que no haya interferencias con la bancada. Se debe mecanizar la parte contraria a la de anclaje, rebajando la altura original de  $68\text{mm}$  a una altura final de  $54\text{mm}$ .

El bloque se une a la viga de apoyo mediante 4 tornillos DIN 912 M8x20 - 8.8 y, la tuerca al bloque, mediante tornillos DIN 912 M6x20 - 8.8.

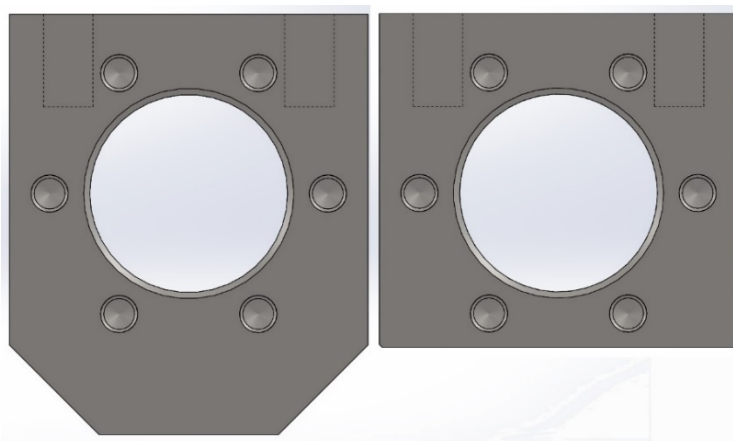


Fig. 6-28 Comparación del soporte original y el soporte modificado

### 6.3.5.5 Acoplamiento de eje

Para mantener los dos husillos sincronizados y solidarios, pero manteniendo la unión articulada y que no aparezcan esfuerzos no deseados se confía la función a un acoplamiento de eje de la casa NORELEM con código 23000-007, con los orificios mecanizados, para poder acoplar ambos husillos. Se escoge el acoplamiento que permite los taladros de diámetro de  $6\text{mm}$  a  $17\text{mm}$ .

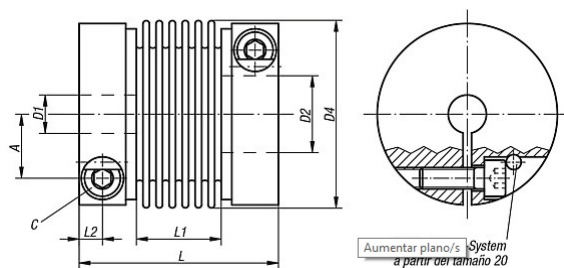


Fig. 6-29 Esquema del acoplamiento

En la ficha técnica (Anexo D.6) del producto se encuentran los parámetros necesarios para la modificación y las recomendaciones del fabricante.

### 6.3.5.6 Unidades de rodamiento

Para apoyar los husillos y permitir el giro de forma adecuada, se confía en las unidades de rodamiento de la misma casa de los husillos, NEFF, así el ajuste será óptimo y el funcionamiento correcto.

Se opta por la configuración de apoyo fijo + apoyo móvil, detallado en la Fig. 6-30.

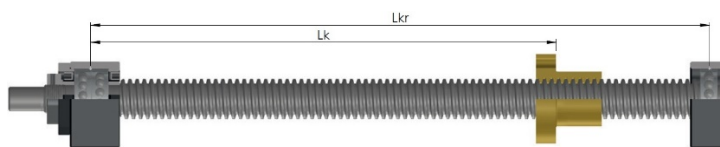


Fig. 6-30 Disposición de los apoyos del husillo

Existe, pues, un apoyo fijo en el extremo de accionamiento con la rueda de mando, siguiendo el husillo un apoyo móvil, el acoplamiento de eje para unir ambos husillos, apoyo fijo de nuevo y en el extremo contrario, apoyo móvil.

El apoyo fijo en ambos casos es la unidad de rodamiento NEFF BK15 y para los dos apoyos móviles se opta por la unidad de rodamiento del mismo fabricante, modelo BF15. Véase Anexo D.7.

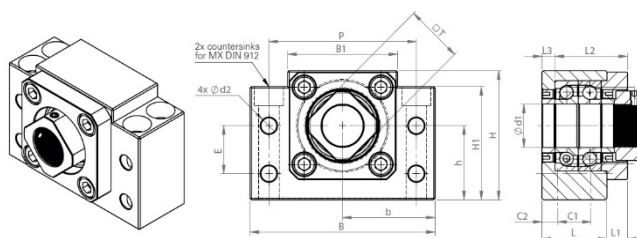


Fig. 6-31 Unidad de rodamiento BK 15

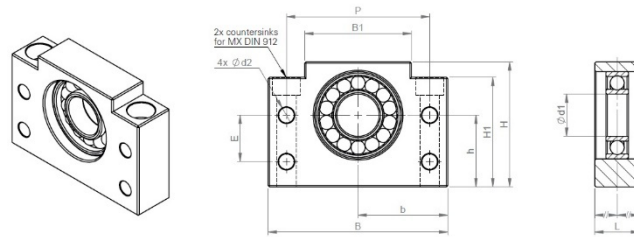


Fig. 6-32 Unidad de rodamiento BF 15

Para la sujeción de estas unidades de rodamiento se utilizan tornillos DIN 912  $M6 \times 50$  – 8.8 emparejados con tuercas hexagonales con collar biselado DIN 6923 para  $M6$  y clase 8.8.

Para bloquear el desplazamiento axial de los husillos en los soportes, se complementan los ejes con circlips DIN 471  $15 \times 1$ .

### 6.3.6 Equipo de medición de la deflexión

Para medir la deflexión en el ensayo se equipa la máquina con un dispositivo de medición compuesto por dos sensores de distancia (véase apartado 5.4.2) montados en una subestructura de forma que se permita deslizar y fijarlos a lo largo del plano medio del panel, es decir, el eje de medición de la flecha.

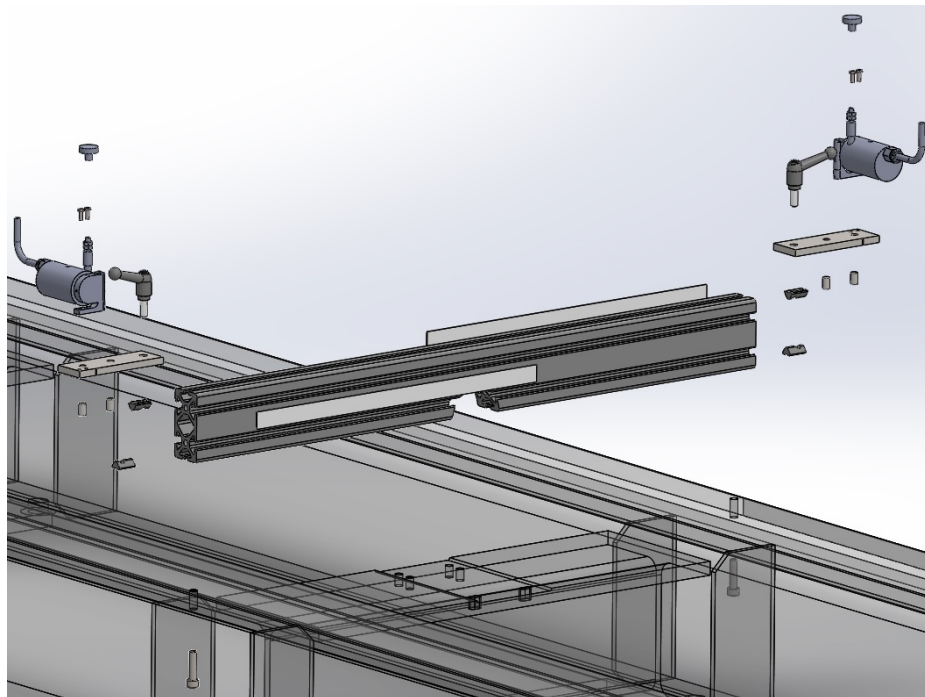


Fig. 6-33 Conjunto de medición de flecha

El conjunto está formado por un perfil de aluminio estándar ITEM 6  $60 \times 30 \times 600$  mm (Anexo D.8), anclado a la bancada mediante dos tornillos DIN 912  $M6 \times 25$  y tuercas especiales para perfilera de

aluminio ITEM 6 ST M6-2. Este perfil se equipa con dos escalas para poder visualizar la distancia de los sensores desde el centro, y, en su parte superior se deslizan los dispositivos de medición (dos).

Para poder deslizar cada sensor por el perfil de aluminio, se fabrica un soporte a partir de una pletina de acero S275JR de espesor de 6mm.

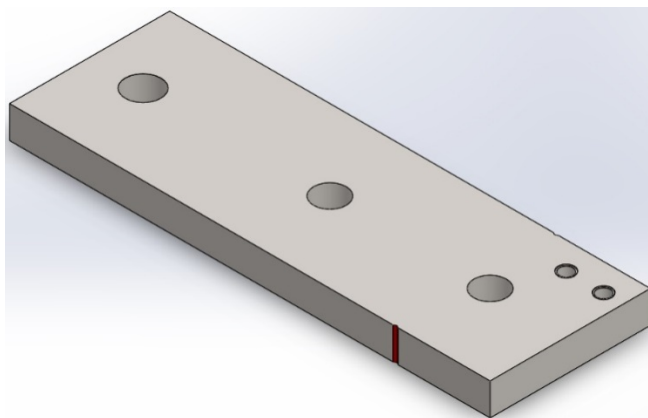


Fig. 6-34 Soporte del sensor de distancia

En la pletina se encuentran dos taladros roscados pasantes  $M3$  para unir el sensor al soporte mediante tornillos con cabeza ranurada DIN EN ISO 1580  $M3 \times 8$ , además, otros dos taladros de diámetro 6,10mm para ajustar dos espigas metálicas y, por último, otro taladro pasante con margen  $M6$  para la palanca de fijación que bloquea la posición del soporte a lo largo del perfil con la ayuda de otra tuerca especial ITEM 6 ST M6-2. Otro detalle que se observa en la Fig. 7-34 es la marca (una muesca resaltada con pintura) para posicionar, con ayuda de la regla, el sensor en su posición correcta.

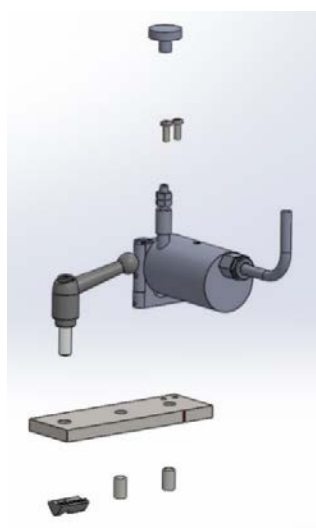


Fig. 6-35 Dispositivo de medición de flecha.

Para poder fijar el cable de medición al panel, se enrosca un imán de botón con casquillo roscado  $M4$ , SUPERMAGNETE TCN-16 (Anexo D.9), con una fuerza de sujeción de  $8kg$ .

En la Fig. 6-33 se puede observar el despiece del conjunto entero de medición y, en la Fig. 6-35, el conjunto del sensor explosionado.

### 6.3.7 Estudio estructural del conjunto bancada apoyo del panel

Es de vital importancia comprobar tanto la resistencia como la rigidez de los componentes estructurales de la bancada de apoyo del panel ya que, haciendo referencia a la normativa de ensayo, se especifica que los apoyos del panel no pueden deformarse más de  $0,25mm$  con la carga máxima aplicada.

Para ello deben realizar distintos estudios a los componentes estructurales por separado y en conjunto. El desarrollo de los estudios se realiza en el orden de descenso de la carga, es decir, se estudia la viga de apoyo y después, el conjunto de la viga de apoyo + la bancada.

#### 6.3.7.1 ELU de la viga viga de apoyo

Se procede al estudio de la viga (Anexo C.5) de apoyo con la carga considerada máxima de  $20.107N$ , que si se reparte entre las dos vigas de apoyo, son  $10.054N$  por viga. Se modeliza la carga que el panel transmite como una carga uniformemente distribuida o UDL a lo largo de la viga. Los apoyos se han definido anteriormente, son los puntos de unión con los patines que a su vez apoyan en la bancada.

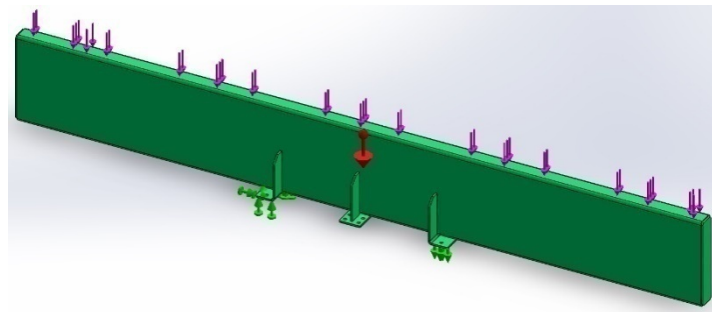


Fig. 6-36 Cargas aplicadas y sujeciones de la viga

En las sujeciones se define un apoyo fijo y otro apoyo con restricción solamente en dirección vertical. También se tiene en consideración el peso del mismo elemento estructural.

Como se comprueba en la simulación, la tensión máxima sufrida por la viga es de  $\sigma_{VM} = 62,29MPa$ , entonces, el factor de seguridad mínimo es de  $Fs = 4,41$ , cumple sobradamente la sollicitación.

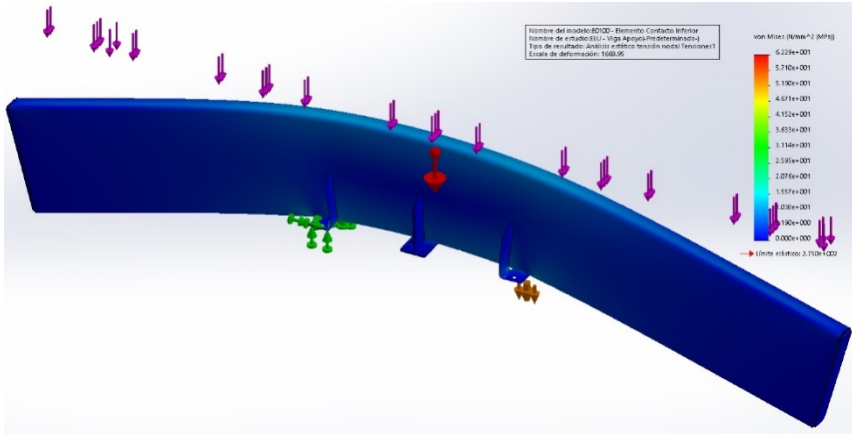


Fig. 6-37 Gráfico de tensiones de la viga de apoyo

### 6.3.7.2 ELS de la viga de apoyo

La carga aplicada para la medición de la deformación es la carga máxima que el cliente especifica, la fuerza es de 15kN, que si se reparte en dos apoyos, 7,5kN de carga en cada uno.

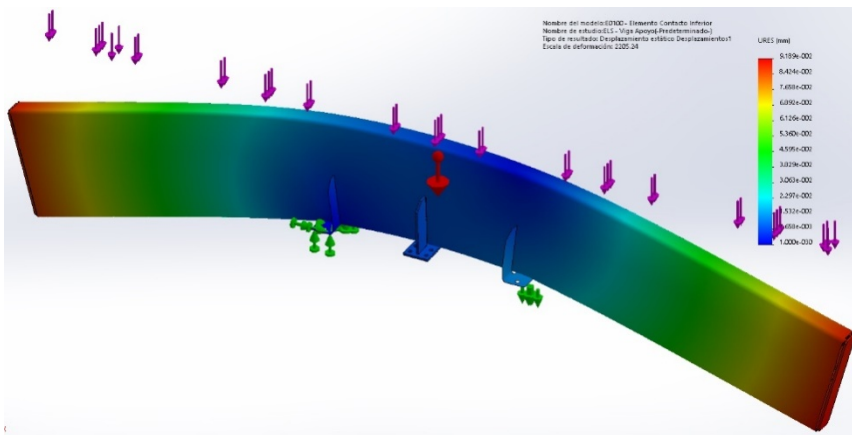


Fig. 6-38 Gráfico de desplazamientos de la viga de apoyo

Se puede observar en el Anexo C.6 de cálculo estructural y en la figura anterior que la deformación máxima, que está en los extremos de la viga es de  $9,189 \cdot 10^{-2} mm$ , es decir, menor de una décima. Se le da la máxima rigidez posible para tener un control más exacto de los desplazamientos del conjunto de bancada.

Estos estudios se realizan con la carga distribuida en toda la extensión de la viga ya que se trata del caso más exigente de todos los posibles.



### 6.3.7.3 ELU del conjunto de apoyo del panel

Se realizan los mismos estudios para la bancada (Anexo C.3). Los puntos de unión de la bancada son en el centro y los extremos de la misma, entonces, los puntos de aplicación de carga serán en el punto medio entre dichos puntos de fijación de la bancada.

Al objeto de mejorar el rendimiento del estudio estructural de todo el conjunto de apoyo se simplifica la estructura convenientemente, dejando solo los elementos relevantes a nivel estructural.

Se fijan los puntos de unión. Como se trata de un ejercicio de carga simétrica, se disponen los apoyos centrales privando todos los movimientos y, en los extremos se privan dos movimientos, el vertical y el transversal (a la bancada).

La fuerza aplicada para el estudio de estado límite último es la misma que en el mismo estudio de la viga y también, como en el caso anterior, se tiene en cuenta el peso propio del conjunto. En este caso, como hay diversos materiales, no se puede fijar el límite elástico directamente, pero se sabe que el límite elástico menor es del acero S275JR.

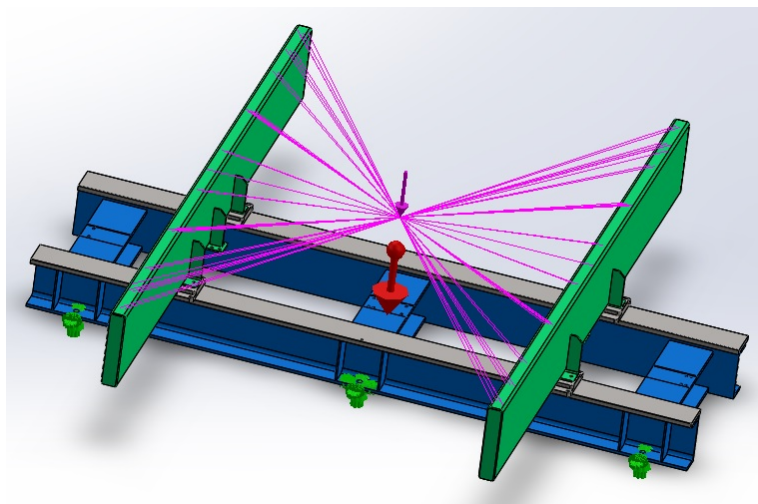


Fig. 6-39 Disposición de las fijaciones y cargas en el conjunto de apoyo del panel

Como en los otros casos, la estructura supera la comprobación sobradamente, la tensión de von Mises máxima es  $\sigma_{VM} = 41,21MPa$ , contando que el límite elástico menor es  $\sigma_y = 275MPa$ , el factor de seguridad  $Fs = 6,67$ .

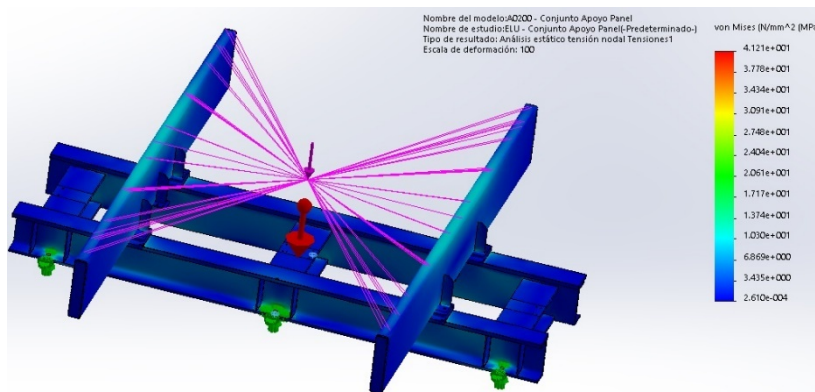


Fig. 7-40 Gráfico de tensiones del conjunto de apoyo del panel

### 6.3.7.4 ELS del conjunto de apoyo del panel

Puede ser este sea el cálculo más importante de todos los que se realicen ya que se comprobarán los desplazamientos resultantes de cargar todo el conjunto, trabajando de forma más afín a la realidad. La carga será, como se sabe,  $F = 15kN$  con la misma disposición que en el estudio anterior. Véase Anexo C.4.

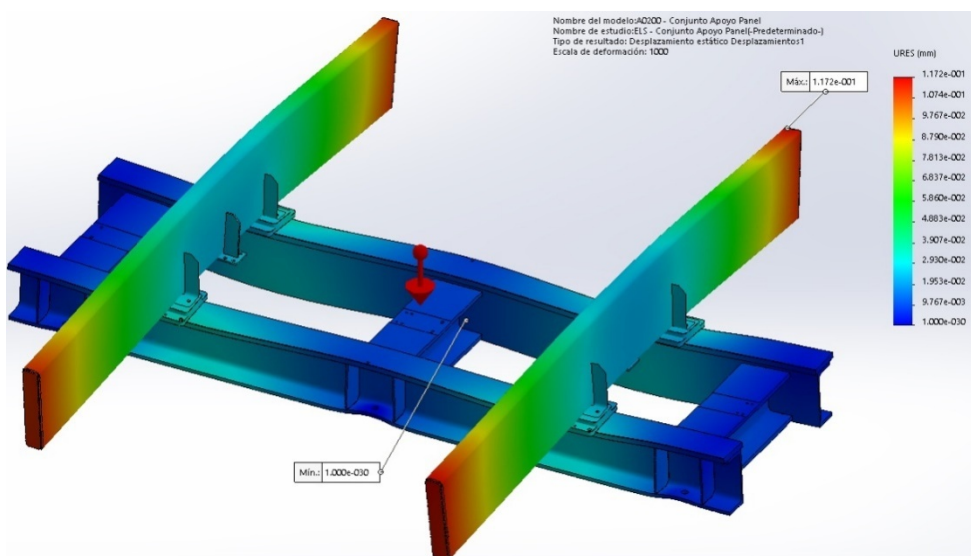


Fig. 6-41 Gráfico de desplazamientos del conjunto de apoyo del panel

El desplazamiento máximo es del orden de  $URES = 0,1172 \approx 0,12mm$ , esto quiere decir que el desplazamiento más grande prácticamente es la mitad del desplazamiento máximo exigido en las condiciones más desfavorables. Esto asegura el buen comportamiento de la estructura ante cualquier

ensayo posible con las especificaciones del cliente y de la norma relacionada y proporciona una buena fiabilidad del equipo de ensayo.

Con este estudio se corrobora que la bancada de apoyo de viga está bien dimensionada y cumple los requisitos de diseño.

## 6.4 Aparato de carga

Se trata del último conjunto diferenciable de la máquina. Se trata del elemento de aplicación de carga y los elementos de guiado.

### 6.4.1 Definición del aparato de carga

Este aparato de carga, como se puede suponer, es el encargado de aplicar la carga de ensayo con la configuración requerida según las necesidades.

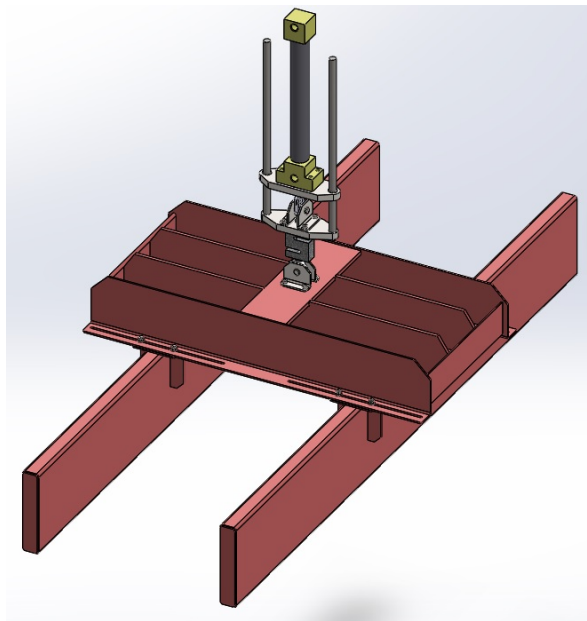


Fig. 6-42 El conjunto de aplicación de carga

Este conjunto consta de unas vigas de contacto, prácticamente iguales que las vigas de apoyo del panel, unidas a una subestructura mediante tornillos pasados por una especie de un agujero corrido para poder variar la separación entre vigas. Esta subestructura va unida a la célula de carga con un pasador simple de forma que no hay esfuerzos extraños que puedan dar lugar a lecturas erróneas y, este, unido al conjunto de guiado y actuador para ejecutar el movimiento vertical.

La estructura y las horquillas se acabarán con un granallado, imprimado y pintado. En el caso del conjunto de guiado, se procederá al pavonado de las pletinas protegiendo los taladros para conservar el ajuste.

### 6.4.2 Viga de contacto superior

Esta viga prácticamente idéntica a la viga de apoyo del apartado 6.3.4, pero sin la fijación central para el soporte de la tuerca trapecial para el husillo.

Como se trata de la misma pieza, se considera estudiada y se procede a la descripción de los otros elementos.

### 6.4.3 Subestructura aparato de carga

Este elemento hace una función estructural al mismo tiempo que realiza funciones de guiado para el desplazamiento de las vigas de contacto.

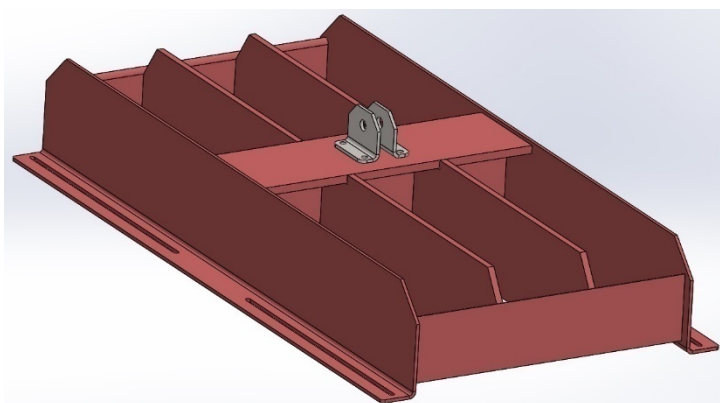


Fig. 6-43 Subestructura del aparato de carga

Esta subestructura está formada por un perfil estructural central HEB140, que une los dos perfiles longitudinales realizados con una chapa de acero de espesor 5mm cortada y plegada. Paralelamente al perfil central se encuentran dos perfiles en L de 100x100 y espesor de 8mm. Para rigidizar el conjunto, se complementa la estructura con chapa de acero cortada de espesor 10mm.

Para la unir las vigas y con esta estructura y poder moverlas a lo largo de estas se dispone de unas ranuras en los perfiles de chapa doblada y con tornillos DIN912 M8 × 25 con una tuerca hexagonal con collar DIN 6331 M8-N como cierre.

Con la finalidad de conocer la separación entre las vigas de forma sencilla, se marca, con láser, una escala graduada el ala horizontal en su parte exterior y realizar una muesca, como marca, en el punto de unión entre la viga y la subestructura.

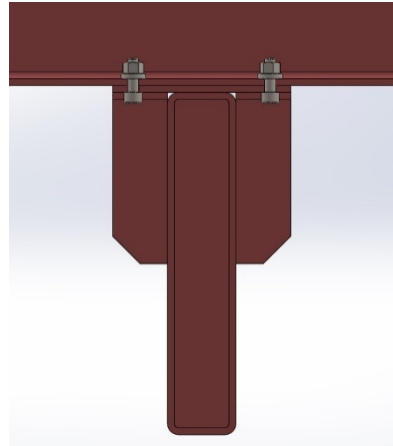


Fig. 6-44 Detalle de la unión entre viga y subestructura de carga

#### 6.4.4 Conjunto de guiado vertical

Para el guiado vertical y protección contra fuerzas transversales del vástago del cilindro hidráulico, se ensambla un conjunto de guiado compuesto por una placa superior de acero C25E [4], que es el punto de unión con la estructura principal y el cilindro hidráulico, donde se ubican dos casquillos de fricción con valona, BF-20-24-25 28-2 (de fundición) de la casa SELFOIL (Anexo D.10) sobre los que se deslizan ambas columnas. Columnas de 490mm de longitud, fabricadas a partir de un árbol de guía de precisión de la marca NORELEM (Anexo D.6), modelo 21595-020X1000 y, con un taladro roscado para M8 en uno de los extremos, para poder fijarlas en la pletina móvil, también de acero C25E [4], donde se fija la célula de carga (mediante un tornillo DIN 912, M16 × 40) y el cilindro hidráulico.

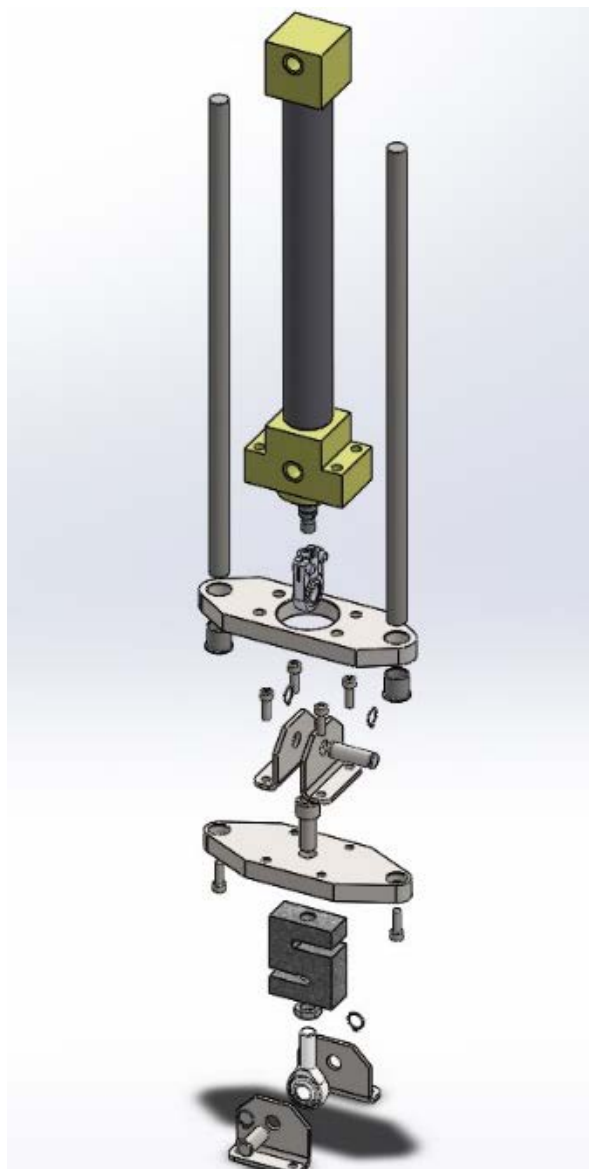


Fig. 6-45 Vista explosionada del conjunto actuador y guía vertical

Como se observa en la Fig. 6-45 en la punta del vástago del cilindro se encuentra un vástago de rótula articulada DGIHN-K 16 LO del catálogo de DURBAL (Anexo D.11), con una capacidad de carga de hasta  $29,2kN$  y mediante un pasador ranurado de la casa MBO (Anexo D.12), DIN EN 22340  $16 \times 50 \times 42$  y dos circlips DIN 471  $16 \times 1$  se fija a la horquilla solidaria a la pletina móvil mediante cuatro tornillos DIN 912  $M8 \times 25$ .

Por último, para la articulación entre la célula de carga y la subestructura, también se dispone un vástago articulado con una rosca métrica  $M16$  y la rótula de diámetro interior de  $16mm$ , modelo DSA 16 K, de

la casa DURBAL. El vástago roscado se rosca en la célula y se asegura con una tuerca hexagonal delgada ISO 4035 M16, la rótula, se combina con un pasador como el anterior, pero de medidas  $16 \times 40 \times 32$  y ambos circlips necesarios para el cierre. Como en el caso anterior, esta unión articulada se completa con una horquilla que está unida a la subestructura antes definida mediante 4 tornillos DIN912 M8  $\times$  25 y cerrados por tuercas DIN 6923 M8 – N.

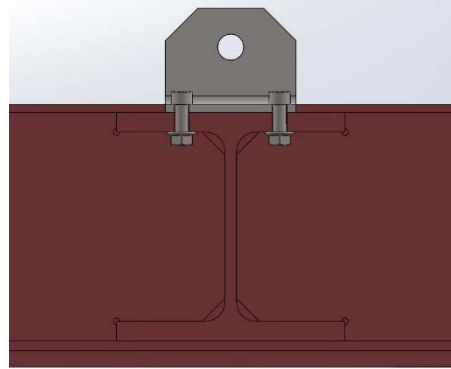


Fig. 6-46 Detalle de la unión horquilla y subestructura de carga

En el apartado 6.5.2 se realizan los cálculos mecánicos apropiados para la comprobación de ambas uniones articuladas.

Tanto la pletina fija como móvil se han mecanizado general calidad N9 y tolerancias generales de calidad ISO 2768-m, pero, con los ajustes y tolerancias necesarios para un buen montaje y funcionamiento del conjunto. Se realizará para el tratamiento superficial de ambos elementos un pavonado, protegiendo las superficies necesarias para conservar las tolerancias de ajuste. Véase el plano G0002.

#### 6.4.5 Estudio estructural del aparato de carga

Para asegurar estructuralmente este conjunto, se estudia el conjunto de subestructura y vigas de contacto para comprobar que cumple con los requisitos mínimos (Anexo C.7 y Anexo C.8). Como las comprobaciones estructurales anteriores, las cargas aplicadas en los estudios son:

- Análisis ELU,  $F = 20.107N$ , se estudian las tensiones.
- Análisis ELS,  $F = 15.000N$ , se estudian las deformaciones y/o desplazamientos.

En la comprobación en ELU, se establece que todos los componentes aguantan correctamente la sollicitación.

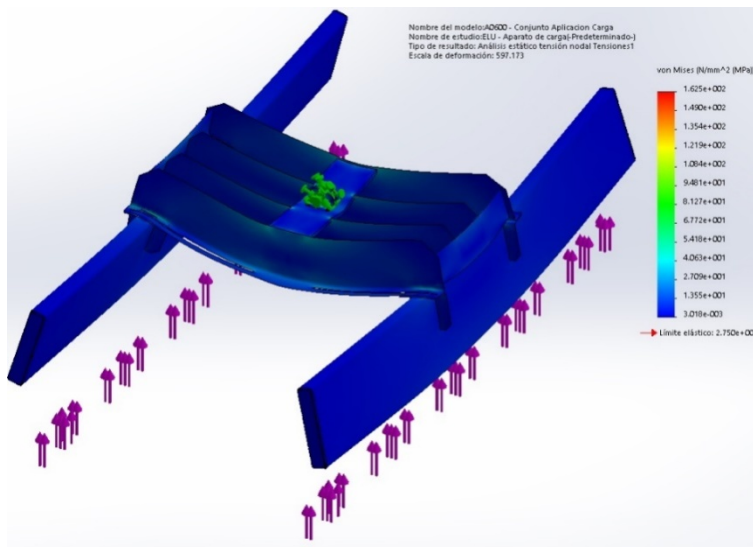


Fig. 6-47 Gráfico de tensiones von Mises del conjunto de carga

Una vez se observa que se ha superado el análisis de ELU, se procede a realizar el análisis de ELS de la misma estructura para saber el desplazamiento máximo del conjunto.

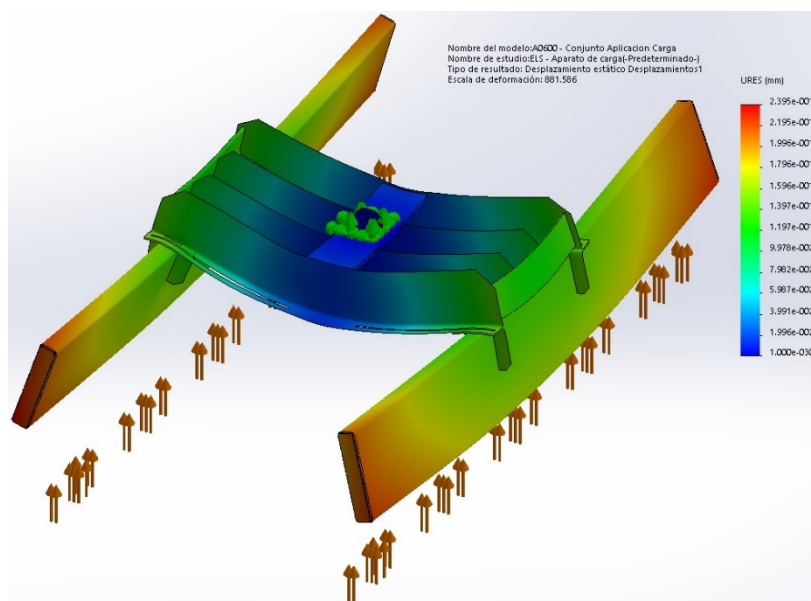


Fig. 6-48 Gráfico de desplazamientos del conjunto de carga

Como se comprueba, el desplazamiento máximo que sufre el conjunto de carga es  $URES = 0,2395 \approx 0,24mm$ . Se encuentra en el límite que dicta el ensayo, pero cumple con el parámetro que se indica de una deformación no superior a  $0,25mm$ .



### 6.4.6 Masa del aparato de carga

Otro punto a controlar según la norma es que el conjunto de carga no debe sobrepasar los  $181,8\text{kg}$ . Se considera en suspensión todo aquello que no esté fijado a ningún otro elemento. Tiene en cuenta, pues:

- Vástago cilindro.  $1,2\text{kg}$
- Rotulas.  $0,4\text{kg}$
- Horquillas.  $1\text{kg}$
- Pletina móvil.  $2,2\text{kg}$
- Columnas.  $2,4\text{kg}$
- Célula de carga.  $1,3\text{kg}$
- Pasadores.  $0,16\text{kg}$
- Estructura.  $153\text{kg}$
- Otros (tornillería y soldadura)

Sin contar la tornillería ni la soldadura, el peso asciende a  $161,66\text{kg}$ , con una diferencia de  $20\text{kg}$ . Para estos materiales, se considera adecuado por estar dentro de lo que establece la norma.

## 6.5 Uniones: análisis y dimensionado

Para unir los diferentes componentes de la estructura se realizan principalmente dos tipos de uniones: Soldadura y Uniones roscadas o atornilladas. Aunque son muchas las uniones, algunas de estas son críticas en el diseño y deben ser dimensionadas para que no sufran ninguna fallada.

### 6.5.1 Uniones roscadas

#### 6.5.1.1 Unión entre la bancada y la estructura principal

En la Fig. 6-49, se observa que, para unir la bancada a la estructura principal se utilizan unos pernos soldables como puntales y mediante arandelas y tuercas se regula y fija dicha bancada. La unión se reparte entre 6 pernos, 2 en cada uno de los extremos de la bancada y 2 en el centro de la misma. Esta distribución se aplica para dar una buena rigidez al conjunto y para reducir las distancias entre los puntos de apoyo y así minimizar las deformaciones por flexión de la bancada sin tener que aumentar la sección de los elementos estructurales de forma considerable.

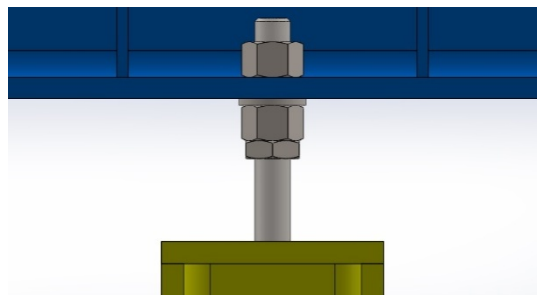


Fig. 6-49 Configuración de la unión de estructura principal y bancada

Como puntales, se escogen los pernos soldables según DIN EN ISO 13918 y la longitud deseada es de  $100\text{mm}$  para dar recorrido para la regulación de la bancada. El material de estos pernos es calidad 4.8, es decir,  $\sigma_u = 420\text{MPa}$ ,  $\sigma_y = 0,8 \cdot 420\text{MPa} = 336\text{MPa}$ , la resistencia última a tracción y límite elástico respectivamente. Es necesario tener en cuenta que la tensión de von Mises es  $\sigma_{ys} = 0,7 \cdot \sigma_y$ , es decir,  $\sigma_{ys} = 235,2\text{MPa}$ . Recordar que el módulo de Young del acero es  $E = 210.000\text{MPa}$ .



Fig. 6-50 Detalle de un perno soldable

Si se considera que el conjunto de soporte del panel (apartado 6.3) tiene un peso total de  $285,25\text{kg} \approx 300\text{kg}$  y la carga máxima que puede aplicar el cilindro hidráulico es de  $20.107\text{N}$ , el total de carga en el caso más desfavorable es de  $23.107\text{N}$ . Esta carga se reparte equitativamente entre los 6 pernos dispuestos.

Con los datos anteriores, se realizan los cálculos para un correcto dimensionamiento de los puntales. Para ello se comprueban varios criterios limitantes.

Primero se procede al cálculo del esfuerzo máximo por contante según Budynas y Nisbett [7]:

$$\sigma_{sba} = \frac{3}{2} \frac{F}{A_{ba}} \quad (\text{Ec. 6.11})$$

El área  $A_{ba}$  para el tornillo está dada por:

$$A_{ba} = \pi d_r (W_i p) n_f, \text{ donde } 1 \leq n_f \leq N_f \quad (\text{Ec. 6.12})$$

Siendo  $W_i = 0,80$ , constantes dependientes del tipo de rosca, en este caso se trata de una rosca métrica según ISO. El concepto  $n_f$  se considera debido a que la distribución del esfuerzo en todos los filetes. Según una aproximación se considera apropiado que  $n_f = 2,63$ . Entonces, con el dato anterior y considerando que  $F_s = 3,5$ , como factor de sobredimensionado, se encuentra el diámetro mínimo del perno:

$$\frac{\sigma_{ys}}{F_s} \geq \sigma_{sba} = \frac{3 F}{2 A_{ba}} \quad (\text{Ec. 6.13})$$

$$d \geq \frac{3 F}{2 \pi (W_i p) n_f} \frac{F_s}{\sigma_{ys}} + 1,226869p = 8,735mm \quad (\text{Ec. 6.14})$$

Aparte del esfuerzo cortante, también se debe tener en cuenta el efecto de la sollicitación a flexión que sufre el filo de la rosca, entendiendo este como una viga en voladizo:

$$\frac{\sigma_y}{F_s} \geq \sigma_{flex} = \frac{3Fh}{\pi d_r n_f (W_i p)^2} \rightarrow d_r \geq \frac{3Fh}{\pi \frac{\sigma_y}{F_s} n_f (W_i p)^2} \quad (\text{Ec. 6.15})$$

Siendo  $h$  la altura del filo y que se calcula:

$$h = \frac{d - d_r}{2} = \frac{d - (d - 1,226869p)}{2} = \frac{1,226869p}{2} \quad (\text{Ec. 6.16})$$

Entonces el diámetro nominal mínimo es:

$$d \geq \frac{3Fh}{\pi \frac{\sigma_y}{F_s} n_f (W_i p)^2} + 1,226869p = 11,719mm \quad (\text{Ec. 6.17})$$

El último criterio dependiente del filo de la rosca es la resistencia al aplastamiento:

$$\frac{\sigma_{ys}}{F_s} \geq \sigma_{ap} = \frac{F}{A_{pa}} \quad (\text{Ec. 6.18})$$

El área efectiva es:

$$A_{pa} = \pi d_p h n_f = \pi \frac{d + (d - 1,226869p)}{2} \frac{1,226869p}{2} n_f \quad (\text{Ec. 6.19})$$

El resultado final es:

$$d \geq 5,329mm \quad (\text{Ec. 6.20})$$

Siguiendo con lo referente a criterios de dimensionado, una vez tenido en cuenta las condiciones limitantes del filo, se ponen a prueba las características del cuerpo del perno, con la comprobación a compresión de la sección efectiva del mismo:

$$\frac{\sigma_y}{F_s} \geq \sigma_t = \frac{F}{A_t} \quad (\text{Ec. 6.21})$$

Y:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \left( \frac{(d - 0,649519p) + (d - 1,226869p)}{2} \right)^2 \quad (\text{Ec. 6.22})$$

Con lo que el resultado final es:

$$d \geq 7,005mm \quad (\text{Ec. 6.23})$$

Por último, se calcula la resistencia al pandeo del perno soldado. Se considera que la longitud máxima de trabajo es  $100mm$ , (largo total del perno). La primera comprobación considerará que este perno funcione como un puntal, es decir, si la esbeltez es menor a la relación de esbeltez de Euler, se trata de un puntal y, por tanto, no es necesario realizar la comprobación a pandeo.

$$\frac{l}{k} = 0,282 \left( \frac{A_a E}{F} \right)^{1/2} \quad (\text{Ec. 6.24})$$

La relación de esbeltez teórica es:

$$\frac{l}{k} = \frac{l}{\sqrt{I/A_a}} \quad (\text{Ec. 6.25})$$

Con estos cálculos se obtiene que el  $d_{\min} = 13,95mm \approx 14mm$ . Por ello se considera oportuno seleccionar un perno  $M16$ , para una mayor seguridad. Como se considera puntal, no cabe realizar ninguna otra comprobación más. Se selecciona en el catálogo de la casa KÖCO (Anexo D.13):

Stud ISO 13918: 2007 – PD M16x100 – 4.8

El cierre de estas uniones se completa con una arandela plana para aumentar la superficie de contacto en la parte inferior DIN 127 A17, con dos tuercas hexagonales grado C ISO 4034 M16 – N (arriba y abajo) para la regulación y el apriete del conjunto y una tercera tuerca, en la parte inferior, para el aseguramiento, tuerca hexagonal delgada ISO 4035 M16 – N.

### 6.5.1.2 Unión entre el actuador hidráulico y la estructura principal

Para fijar el cilindro hidráulico a la pletina de anclaje se utilizan unos tornillos M10 ya que los taladros predeterminados del cilindro hidráulico son para pernos de esta métrica. Por ello se van a realizar los cálculos para estas dimensiones.

Se comprueba la resistencia a tracción:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 = 57,99 \text{ mm}^2 \quad (\text{Ec. 6.26})$$

$$\frac{\sigma_y}{F_s} \geq \sigma_t = \frac{F}{A_t} \quad (\text{Ec. 6.27})$$

Si se cuenta que la fuerza máxima 20.107N está repartida entre los cuatro tornillos y un coeficiente de seguridad de  $F_s = 3,5$ . La tensión resultante es  $\sigma_y = 303,39 \text{ MPa}$ , es decir, con un tornillo de calidad 8.8 es más que suficiente.

Al tratarse de una rosca M10 se tienen todos los datos necesarios:

- $d_r = 8,16 \text{ mm}$
- $h = 0,92 \text{ mm}$
- $n_f = 2,63$
- $W_i = 0,80$
- $p = 1,50 \text{ mm}$
- $F_s = 3,5$

El resultado es que la resistencia a la fluencia del tornillo debe ser  $\sigma_y \geq 500,16 \text{ MPa}$ . Con el tornillo de resistencia 8.8 se cumple este parámetro sobradamente.

Los resultados anteriores garantizan la integridad, en todo momento, de la unión entre el cilindro y la estructura, pero también se ha de tener en cuenta que se trate de una unión estable y no se separen las partes en cuanto se aplique la carga y por ello se debe precargar el elemento de unión.

Según Norton [7], la tensión de precarga en el perno en uniones con cargas dinámicas es  $\sigma_i = 0,75 \sigma_p$ , donde  $\sigma_p$  es la resistencia límite a la tracción y sabiendo que la fuerza mínima de precarga para que no se separen las distintas partes:

$$F_{imin} = N_{sep} F_e \left( \frac{k_c}{k_c + k_b} \right) \quad (\text{Ec. 6.28})$$

Donde,  $N_{sep} = 1,75$  es un coeficiente de seguridad,  $F_e = \frac{20107}{4} N$  la fuerza externa por perno y,  $k_c$  y  $k_b$  son las constantes elásticas de las partes unidas y del perno respectivamente, siendo:

$$k_i = \frac{E_i A_i}{L_i} \quad (\text{Ec. 6.29})$$

Siendo  $E_i$  el módulo de elasticidad (en este caso, será del acero),  $A_i$  el área de trabajo y,  $L_i$  la longitud total de la unión.

$$k_c = \frac{E_c A_c}{L_c} = \frac{210000 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (20 - 10)^2}{83} \quad (\text{Ec. 6.30})$$

$$k_b = \frac{E_b A_b}{L_b} = \frac{210000 \cdot 57,99}{83} \quad (\text{Ec. 6.31})$$

Con todos los datos, se calcula que la fuerza mínima necesaria para la no separación de los componentes unidos de  $F_{imin} = 5060,44 N$

Entonces, se entiende que la tensión a total a soportar por el perno con la carga máxima y teniendo en cuenta la precarga:

$$\sigma_T = \frac{F_i + F_e}{A_t} \quad (\text{Ec. 6.32})$$

Se escoge una calidad de perno de 12.9 con  $\sigma_p = 970 MPa$ ,  $\sigma_y = 1100 MPa$  y  $\sigma_u = 1220 MPa$  y, se calcula si se cumplen las condiciones anteriormente descritas:

$$\sigma_i = 0,75 \sigma_p = 0,75 \cdot 970 = 727,5 MPa \quad (\text{Ec. 6.33})$$

$$F_i = 727,5 \cdot 57,99 = 42 \quad (\text{Ec. 6.34})$$

$$\sigma_T = 727,5 + \frac{\frac{20107}{4}}{57,99} = 814,18 MPa < \sigma_p \quad (\text{Ec. 6.35})$$

$$FS = \frac{F_{ep}}{F_e} = \frac{(970 - 727,5) \cdot 57,99}{\frac{20107}{4}} = 2,797 \quad (\text{Ec. 6.36})$$

Una vez estudiado el comportamiento del alma del perno, se debe tener en cuenta la resistencia de la parte del filo. Como en el apartado 7.5.1, el estudio de los puntales, el criterio más restrictivo es la resistencia a la sollicitación a flexión del filo, si la comprobación resulta satisfactoria, se considera que el tornillo cumple a todos los efectos:

$$\frac{\sigma_y}{F_s} \geq \sigma_{flex} = \frac{3Fh}{\pi d_r n_f (W_i p)^2} \quad (\text{Ec. 6.37})$$

En la comprobación anterior no se cumple con la sollicitación y no se puede dar por válido. Entonces, se procede a calcular la  $F$  máxima según este criterio y se verificará si la  $F_i \geq F_{imin}$ .

La fuerza máxima que soportarán los filos según el criterio de flexión es  $F = 11055,38N$ , si se tiene en cuenta que la  $F_e = \frac{20107}{4}N$ , entonces se tiene:

$$F_i = F - F_e = 6028,64N \quad (\text{Ec. 6.38})$$

Con este dato se afirma que  $F_i > F_{imin}$  y, entonces, el factor de seguridad es de  $F_s = 9,99$ .

Tras las comprobaciones anteriores se puede afirmar que se realizará la unión con cuatro pernos DIN912  $M10 \times 100 - 12.9$ , complementado con arandelas planas DIN 125 A10,5 y tuercas ISO 4034 de la misma calidad que el perno.

## 6.5.2 Uniones articuladas

Como se observa en la Fig. 6-42, en el conjunto de carga, hay dos uniones articuladas necesarias para el accionamiento y movimiento del mismo. Para ello se diseñan dos horquillas realizadas con cuatro piezas de chapa de acero S275JR cortadas y plegadas.

Para ambos casos se realizarán 2 taladros para tornillo  $M8$  para fijar la horquilla en una de las alas y otro taladro para  $\emptyset 16$ .

Debido a que la carga en estas uniones es crítica, se decide realizar un estudio estático para asegurar la integridad de dicho componente.

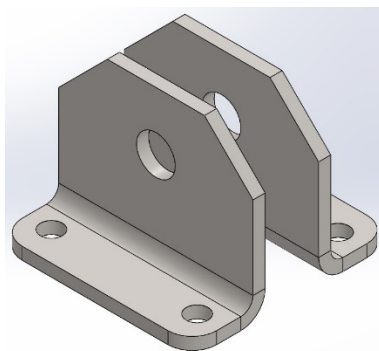


Fig. 6-51 Detalle de horquilla, unión

### 6.5.2.1 Comprobaciones de horquilla de unión articulada

Primero se calculan las distancias mínimas desde el taladro principal de la horquilla de unión a los extremos de la pieza, según el Eurocódigo 3 1-8 [8], para garantizar que no sufre ninguna rotura ni desgarramiento durante la vida útil.

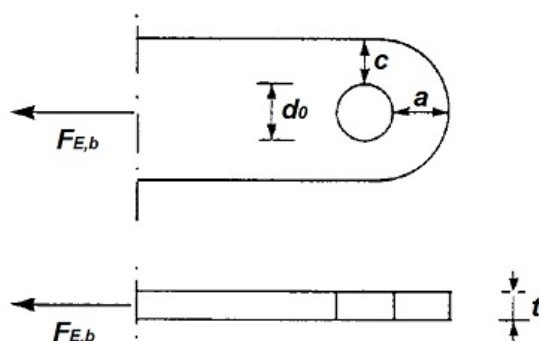


Fig. 6-52 Esquema de la placa de unión

Para ello, se siguen los siguientes criterios de cálculo:

$$a \geq \frac{F_{E,b} \gamma_{M0}}{2t\sigma_y} + \frac{2d_0}{3} = 11,02mm \tag{Ec. 6.39}$$

$$c \geq \frac{F_{E,b} \gamma_{M0}}{2t\sigma_y} + \frac{d_0}{3} = 5,67mm \tag{Ec. 6.40}$$

Con  $\gamma_{M0} = 1,05$ , coeficiente parcial para la resistencia del acero del que está fabricado la pieza o placa que enlaza el bulón para la sección transversal. La fuerza del estudio es  $F = F_{E,b} = \frac{1810N}{2}$ , ya que se trata del peso máximo del aparato de carga (repartido entre las dos placas de horquilla) y el que debe



soportar la parte con menos material desde el taladro hasta el extremo de la horquilla. Otro dato es el límite elástico del acero con el que está fabricado la horquilla, acero estructural S275JR y  $\sigma_y = 275\text{Mpa}$ . En la concepción de la pieza, las cotas anteriores son definidas  $a = 16\text{mm}$  y  $c = 32\text{mm}$ .

También se verifica el aplastamiento que puede sufrir la placa debido a la carga aplicada. Se comprueba con el siguiente cálculo:

$$F_{A,p} = \frac{1,5td\sigma_y}{\gamma_{M0}} = 31428,58\text{N} \quad (\text{Ec. 6.41})$$

Que es mucho mayor a la carga por el peso del aparato de carga,  $F = F_{E,b} = \frac{1810\text{N}}{2}$  y, igualmente pasa con la  $F = F_{E,b} = \frac{20.107\text{N}}{2}$ , que es la fuerza máxima de aplicación de la carga.

En el apartado 7.5.2.3, se realiza un análisis mediante elementos finitos para asegurar la integridad de la horquilla.

### 6.5.2.2 Comprobación del pasador

En el caso del pasador, se utilizan dos unidades de la casa MBO, un primero DIN EN 22340  $16 \times 50 \times 42$  y otro de medidas  $16 \times 40 \times 32$ . Se realizan los cálculos para el primer pasador nombrado, debido a que su longitud es mayor y la distancia entre apoyos es más grande. El material del pasador es F212, un acero de fácil mecanización y límite elástico de  $370\text{MPa}$  y resistencia última de  $510\text{MPa}$

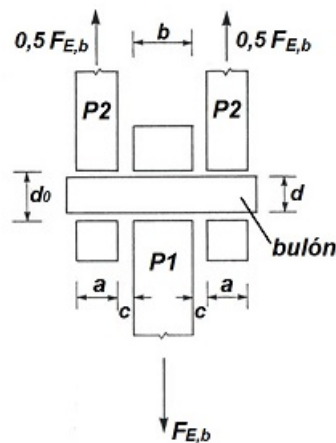


Fig. 6-53 Esquema de una unión con bulón pasador

Se realiza la comprobación a cortante mediante el criterio del Eurocódigo 3, un bulón con sollicitación a cortante y a flector. La fuerza a aplicar es de  $F = F_{E,b} = 20.107\text{N}$ .

$$F_{R,b} = \frac{0,6A\sigma_u}{\gamma_{M2}} = 49220\text{N} \quad (\text{Ec. 6.42})$$

Con este resultado se comprueba que  $F_{R,b} \gg F_{E,b}$  con los parámetros que siguen:

- Área de la sección circular del pasador,  $A = 201\text{mm}^2$
- Coeficiente parcial del acero,  $\gamma_{M2} = 1,25$

Por otra parte, se comprueba la resistencia al momento flector:

$$M_{E,b} = \frac{F_{E,b}(b + 4c + 2a)}{8} = \frac{F_{E,b}(16 + 4 \cdot 5 + 2 \cdot 5)}{8} = 115,7\text{Nm} \quad (\text{Ec. 6.43})$$

Y hay que tener en cuenta que el momento resistente a flexión del pasador:

$$M_{R,b} = \frac{1,5W\sigma_y}{\gamma_{M2}} = 178,54\text{Nm} \quad (\text{Ec. 6.44})$$

Con los conceptos:

- Módulo resistente del pasador,  $W = \frac{\pi d^3}{32} = 402,13\text{mm}^3$
- Coeficiente parcial del acero,  $\gamma_{M2} = 1,25$

En estado de servicio se recomienda que  $0,8M_{R,b} \geq M_{E,b}$  y con los cálculos realizados se verifica que cumple este factor.

Por otra parte, cuando hay una sollicitación combinada de cortante y momento flector:

$$\left(\frac{M_{E,b}}{M_{R,b}}\right)^2 + \left(\frac{F_{E,b}}{F_{R,b}}\right)^2 = 0,587 \leq 1 \quad (\text{Ec. 6.45})$$

Se puede comprobar que cumple esta condición. Calculado el pasador largo, se considera que el otro pasador también cumple todos los criterios.

### 6.5.2.3 ELU de la horquilla de unión articulada

Para el estudio FEM (Anexo C.9), se considera una carga de  $F = 20.107\text{N}$  y, teniendo en cuenta que el límite elástico del acero S275JR es  $\sigma_y = 275\text{MPa}$ . Se comprueba que este componente es estable bajo la carga y resiste correctamente.

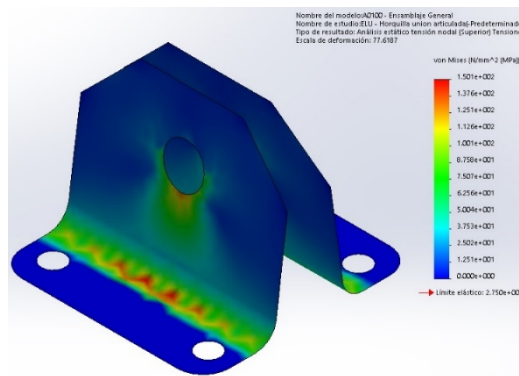


Fig. 6-54 Estudio ELU en el componente de horquilla

Aunque el estudio de deformación no resulta necesario para la función de este componente, se remarca que la deformación total es del orden de  $0,1\text{mm}$  aproximadamente (Anexo C.10).

### 6.5.3 Uniones soldadas

En esta máquina, gran parte de las uniones son soldadas y, por ello, se debe dimensionar la garganta mínima necesaria del cordón de soldadura. Para simplificar y agilizar el proceso de soldadura, se calculará la garganta necesaria en el punto crítico de la estructura soldada y se tomará como parámetro de soldadura para todas las uniones de este tipo. Inicialmente se estima que la garganta de la soldadura  $a = 5\text{mm}$  de forma genérica.

Se comprobarán dos uniones que se creen críticas. En el primer caso se trata la unión entre la viga central y la chapa plegada que hace de guía del aparato de carga. Se puede ver la unión soldada en cuestión destacada en azul en la Fig. 6-55

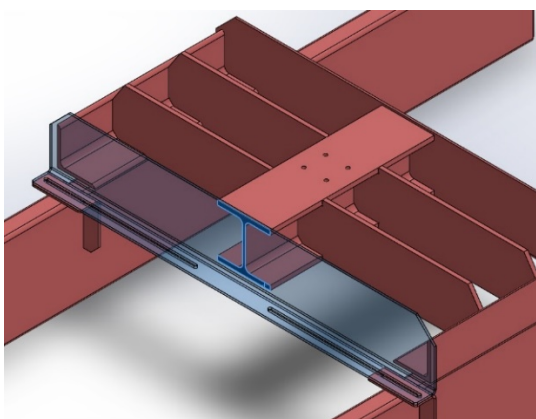


Fig. 6-55 Detalle de las partes de la unión soldada crítica del aparato de carga

Este tipo de soldadura se puede definir como soldadura frontal, longitudinal y transversal, tal como se muestra en la Fig. 7-56.

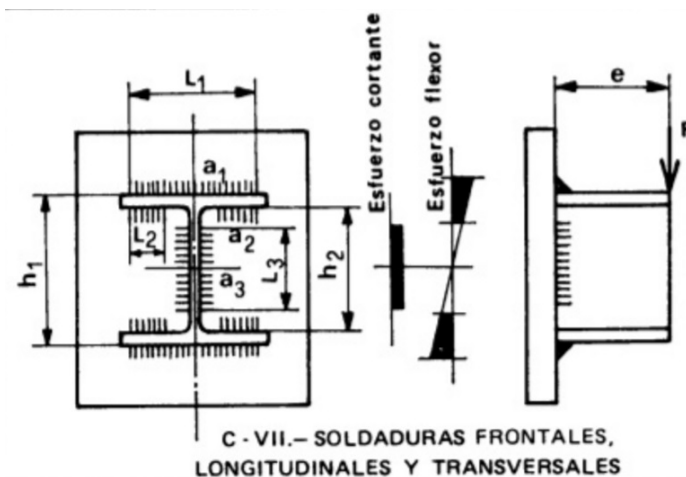


Fig. 6-56 Esquema de la soldadura frontal

Con  $\sigma_u = 430MPa$ , la distancia  $e = 220mm$  y, el perfil estructural de medidas características de un HEB140,  $\sigma_{c1} = 26,63MPa$ , que es menor que la resistencia última. La fuerza en cuestión es,  $F = \frac{20.107}{2}N$  y, entonces, una fuerza ponderada  $F^* = 1,33 \frac{20107}{2} = 13371,2N$ , con un coeficiente de ponderación de  $\nu = 1,33$ .

Según el Eurocódigo 3 1-8[9], primeramente, se debe determinar las características mecánicas de la sección (momento de inercia, módulo resistente a flexión y área resistente a cortante):

$$I_G = 2 \left[ \frac{L_1 a_1^3}{12} + L_1 a_1 \left( \frac{h_1}{2} + \frac{a_1}{2} \right)^2 \right] + 4 \left[ \frac{L_2 a_2^3}{12} + L_2 a_2 \left( \frac{h_2}{2} - \frac{a_2}{2} \right)^2 \right] + 2 \frac{a_3 L_3^3}{12} \tag{Ec. 6.46}$$

$$W = \frac{I_G}{\frac{h_1}{2} + \frac{a_1}{2}} \tag{Ec. 6.47}$$

$$A_{cortante} = 2L_3 a_3 \tag{Ec. 6.48}$$

Siendo  $I_G = 1137,03 \cdot 10^4 mm^4$ ,  $W = 156,83 \cdot 10^3 mm^3$  y,  $A_{cortante} = 920 mm^2$ .

Una vez se tienen estos datos, se procede al cálculo de las tensiones resultantes en los distintos tramos de soldadura según EC3 [9].

Para completar la información, el coeficiente de seguridad de soldadura es  $\gamma_{M2} = 1,25$  y, el coeficiente de correlación  $\beta_w = 0,85$  dependiente del tipo de acero, en este caso S275JR.

Soldadura  $a_1$ :

$$\sigma_{c1} = \sqrt{2} \frac{F^* \cdot e}{W} = 26,53 \text{MPa} \leq \frac{\sigma_u}{\beta_w \gamma_{M2}} (= 404,70 \text{MPa}) \quad (\text{Ec. 6.49})$$

Soldadura  $a_2$ :

$$\sigma_{c2} = \sqrt{2} \frac{h_2 - a_2}{h_1 + a_1} \frac{F^* \cdot e}{W} = 20,31 \text{MPa} \leq \frac{\sigma_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad (\text{Ec. 6.50})$$

Soldadura  $a_3$ :

$$\sigma_{c3} = \sqrt{2 \left( \frac{L_3}{h_1 + a_1} \frac{F^* \cdot e}{W} \right)^2 + 3 \left( \frac{F^*}{2L_3 a_3} \right)^2} = 30,29 \text{MPa} \leq \frac{\sigma_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad (\text{Ec. 6.51})$$

La otra unión considerada crítica es la unión entre la viga donde se ancla el actuador hidráulico y los pórticos de soporte. Véase la Fig. 6-57.

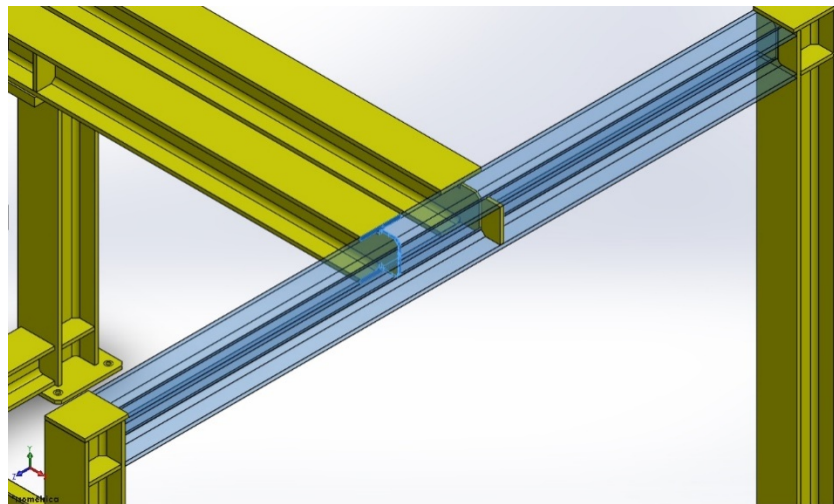


Fig. 6-57 Detalle de las partes de la unión soldada crítica del aparato de carga

Que, como en el caso anterior se considerará que se trata de una unión soldada frontal, por tanto, se realizan los mismos cálculos, cambiando las dimensiones de la viga a las propias de un perfil de sección HEB120 y la distancia  $e = 1100 \text{mm}$  y el acero idéntico al del caso anterior. La fuerza que soporta la unión en este caso es  $F = \frac{20 \cdot 10^7}{4} \text{N}$  y, entonces  $F^* = 1,33 \frac{20 \cdot 10^7}{4} = 13371,2 \text{N}$ . En este caso  $I_G = 696,47 \cdot 10^4 \text{mm}^4$ , el módulo resistente es  $W = 111,43 \cdot 10^3 \text{mm}^3$  y, el área resistente a cortante es  $A_c = 740 \text{mm}^2$ .

Soldadura  $a_1$ :

$$\sigma_{c1} = \sqrt{2} \frac{F^* \cdot e}{W} = 93,33 \text{MPa} \leq \frac{\sigma_u}{\beta_w \gamma_{M2}} (= 404,70 \text{MPa}) \quad (\text{Ec. 6.52})$$

Soldadura  $a_2$ :

$$\sigma_{c2} = \sqrt{2} \frac{h_2 - a_2}{h_1 + a_1} \frac{F^* \cdot e}{W} = 69,44 \text{MPa} \leq \frac{\sigma_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad (\text{Ec. 6.53})$$

Soldadura  $a_3$ :

$$\sigma_{c3} = \sqrt{2 \left( \frac{L_3}{h_1 + a_1} \frac{F^* \cdot e}{W} \right)^2 + 3 \left( \frac{F^*}{2L_3 a_3} \right)^2} = 57,43 \text{MPa} \leq \frac{\sigma_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad (\text{Ec. 6.54})$$

Como se puede apreciar, en ningún caso, se compromete la integridad de ninguna de las uniones estudiadas; es más, se asegura un coeficiente de seguridad mínimo de  $F_s = 4,33$ . Se decide, pues, soldar toda la estructura con una garganta de  $5 \text{mm}$ .

## 7 Sistema auxiliares del equipo de ensayo

Una vez diseñada la máquina, para su funcionamiento, son necesarios sistemas auxiliares o complementarios para proporcionar la potencia necesaria al cilindro hidráulico, el control del mismo, o, la toma de datos, su análisis y el control de los dispositivos de medición.

Se darán las indicaciones necesarias para definir estos sistemas de forma más general, pues se considera que los detalles de estos sistemas deberían ser definidos en otro proyecto especializado.

### 7.1 Instalación hidráulica

Para el funcionamiento del cilindro hidráulico de la máquina, de forma controlada, es necesario complementar este dispositivo con una instalación hidráulica.

Esta instalación debe tener todos los componentes necesarios para que su funcionamiento sea controlado y con las especificaciones que se deseen.

Recordar que, en el apartado 5.2.1 y Anexo D.1, se encuentran los datos necesarios del cilindro hidráulico.

#### 7.1.1 Descripción de la instalación hidráulica.

En este proyecto no se pretende diseñar y/o dimensionar el conjunto hidráulico ya que se considera que se debe llevar a cabo en otro proyecto especializado pero, ciertamente, se deben dar unas directrices de funcionamiento para poder definir el circuito.

El cilindro tiene tres secuencias de funcionamiento, con sus características:

- **Secuencia 1:** Posicionamiento. Se posiciona el elemento de carga sobre el panel. Velocidad moderada ( $0,05m/s$ ) y recorrido máximo  $250mm$ . Movimiento de extensión del cilindro.
- **Secuencia 2:** Carga. Se aplica la carga al panel a ensayar. Velocidad baja ( $0,005m/s$ ) y recorrido máximo  $50mm$ . Movimiento de extensión del cilindro.
- **Secuencia 3:** Retorno. El cilindro vuelve a la posición inicial, retracción. Velocidad y carrera igual que en la primera secuencia. Movimiento de retracción del cilindro.

En todas las secuencias se debe tener un total conocimiento y control de la velocidad del vástago (caudal) para poder trabajar como se desea. Aparte, es de vital importancia tener el control de la fuerza del cilindro en la *Secuencia 2*, ya que es un parámetro clave del ensayo.

Se debe diseñar una instalación hidráulica que cumpla con las exigencias aquí dadas y, además, los sistemas de seguridad necesarios para un correcto funcionamiento y evitar cualquier accidente derivado.

### 7.1.2 Dimensionado de la central hidráulica

En el pre-dimensionamiento de la central hidráulica, ésta debe ser capaz de accionar el pistón a las presiones y velocidades deseadas. Se realizará un cálculo básico de las especificaciones principales.

Lo primero que se calcula es el volumen de fluido necesario si se sabe que el cilindro escogido tiene una carrera total efectiva de 350mm.

$$V = \pi \frac{d^2}{4} L = \pi \frac{40^2}{4} 350 = 0,44 \text{ l} \quad (\text{Ec. 7.1})$$

Es decir, para este cilindro es necesario un volumen total de 0,44l para su total extensión.

Para medir el caudal necesario se cogen como datos las características de la *Secuencia 1* ya que se trata de la secuencia crítica.

$$Q_{nec1} = \pi \frac{d^2}{4} v = \pi \frac{40^2}{4} 50 = 7,8 \text{ l/min} \quad (\text{Ec. 7.2})$$

Si se cuenta que el rendimiento del cilindro es de 0,95, se tiene que el caudal real necesario es:

$$Q_{real1} = \frac{Q_{nec}}{0,95} = 8,21 \text{ l/min} \quad (\text{Ec. 7.3})$$

Hay que contar que, para el posicionamiento, la presión necesaria será muy baja ya que no hay ninguna oposición, entonces, se considera que este caudal se ha de considerar en vacío, con la presión mínima que entregue la bomba.

En el momento del ensayo, *Secuencia 2*, con los requerimientos enunciados, se calculan los caudales necesarios:

$$Q_{nec2} = \pi \frac{d^2}{4} v = \pi \frac{40^2}{4} 5 = 0,377 \text{ l/min} \quad (\text{Ec. 7.4})$$

$$Q_{real2} = \frac{Q_{nec}}{0,95} \approx 0,4 \text{ l/min} \quad (\text{Ec. 7.5})$$

A continuación, se calcula la presión de trabajo de la central sin tener en cuenta las pérdidas del circuito:



$$P_{nec2} = \frac{F}{A} = \frac{15000}{\pi \frac{40^2}{4}} = 11,93MPa \approx 120 \text{ bar} \quad (\text{Ec. 7.6})$$

En el otro desplazamiento con velocidad moderada, la *Secuencia 3*, la carga será de  $181,8kg \approx 1818N$ , que corresponde al peso del aparato de carga al completo, donde el caudal necesario será:

$$Q_{nec3} = \pi \frac{(D-d)^2}{4} v = \pi \frac{(40-18)^2}{4} 50 = 1,14 \text{ l/min} \quad (\text{Ec. 7.7})$$

$$Q_{real3} = \frac{Q_{nec}}{0,95} = 1,2 \text{ l/min} \quad (\text{Ec. 7.8})$$

Se calcula la presión de trabajo de la central sin tener en cuenta las pérdidas del circuito:

$$P_{nec3} = \frac{F}{A} = \frac{1818}{\pi \frac{(40-18)^2}{4}} = 4,78MPa \approx 48 \text{ bar} \quad (\text{Ec. 7.9})$$

Para dimensionar las líneas hidráulicas se debe tener en cuenta el conseguir un flujo laminar para no sufrir grandes pérdidas en el circuito. Con un aceite estándar y común para estas aplicaciones, aceite hidráulico AW 46 ( $\rho = 873 \text{ kg/m}^3$ ,  $\gamma$ ,  $v_s = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$ ), se calcula el diámetro mínimo para un flujo laminar según Reynolds:

$$Re = \frac{vD}{v_s} = \frac{\frac{Q_{real1} D}{A_{tubo}}}{46 \cdot 10^{-6}} \leq 2300 \quad (\text{Ec. 7.10})$$

Con lo que el diámetro mínimo es de  $1,65 \text{ mm}$ . Se considera, para el cálculo, un tubo de diámetro interior de  $7,9 \text{ mm}$  que es el mínimo comercial, EN 853 1SN / SAE 100R1 AT / ISO 1436 Tipo 1, con presión máxima de trabajo de  $225 \text{ bar}$ .

$$Re = \frac{v_s D}{v} = \frac{\frac{Q_{real1} D}{A_{tubo}}}{v} = 601,18 \quad (\text{Ec. 7.11})$$

Entonces el rozamiento característico de la tubería es:

$$f = \frac{64}{Re} = 0,106457 \quad (\text{Ec. 7.12})$$

Considerando que la longitud de las líneas del circuito es de  $8 \text{ m}$ . y que la velocidad del fluido es igual en todo el circuito, la pérdida de carga que se obtiene es:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{v^2}{2} = 3,67 \text{ bar} \approx 4 \text{ bar} \quad (\text{Ec. 7.13})$$

Aunque las pérdidas de carga del circuito se producen en el momento en que no se requiere una presión de trabajo elevada, se toman como referencia de dimensionado. Entonces se tiene que la presión de trabajo total que tiene que entregar la bomba es:

$$P_{nec} = 120 + 4 + 2 = 126 \text{ bar} \quad (\text{Ec. 7.14})$$

Tener en cuenta que se incluye una pérdida de carga debido a todos los componentes del circuito, se aproxima a 2 bar.

Entonces, se especifica que la bomba debe cumplir con caudal de 8,21 l/min con una presión de 6bar y 1,2 l/min a 126bar.

Se trata de un cálculo orientativo como guía para para un futuro proyecto de la instalación hidráulica. No se selecciona, pues, ninguno de los componentes del circuito.

## 7.2 Sistema auxiliar de medición

Como se sabe, para el ensayo es elemental la toma de datos y poder analizar después los resultados. Para ello se ha dotado a la máquina de diferentes dispositivos de medida. Ahora bien, es necesario complementar adecuadamente estos dispositivos para poder interpretar las señales.

### 7.2.1 Sistema auxiliar de medición de fuerza

En la Fig. 7-1, se puede ver el circuito eléctrico integrado en la célula de carga. Se trata de un circuito de puente o circuito puente Wheatstone. En el Anexo D.2 se encuentran todas las especificaciones de este producto. La salida de la señal es analógica y es preciso excitar el sensor con un voltaje nominal de 10V – DC.

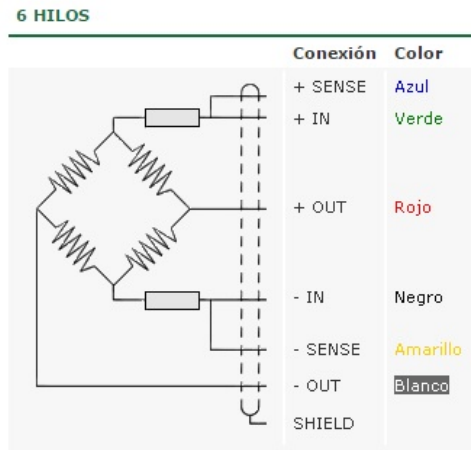


Fig. 7-1 Esquema eléctrico del sensor de carga

Para poder tratar las señales de este sensor, se precisa en un módulo de conexión por USB a un PC basado en mediciones de circuito en puente.

### 7.2.2 Sistema auxiliar de medición de desplazamiento

En el caso de la medición de flecha, el sensor escogido es un dispositivo de medición del desplazamiento de cable. El modelo seleccionado está dotado de un potenciómetro solidario a un carrete donde está enrollado el cable, de forma que el circuito eléctrico es tal como se muestra en la Fig. 7-2.

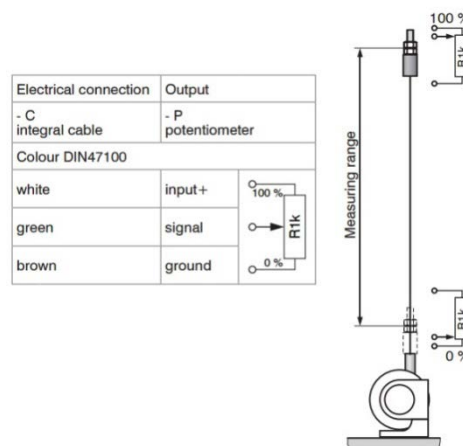


Fig. 7-2 Esquema eléctrico del sensor de desplazamiento

Es de salida analógica del tipo potenciométrica, es decir, divisor de tensión, con una entrada de tensión fija que puede ser de 10V DC. Es requerido dotar al circuito de un limitador de intensidad para no dañar el potenciómetro del sensor. Más datos en el Anexo D.3.

### 7.2.3 Módulo de adquisición de datos

Por las características de los distintos sensores, se selecciona un módulo de adquisición de datos adecuado para la aplicación. Se trata de un dispositivo de medición universal con conexión USB, capaz de realizar distintas mediciones: la medición de tensión y, medición específica basada en circuitos puente, ideal para los sensores utilizados en el proyecto. Además, cuenta con 4 canales de entrada analógicos, con lo cual, si se dispone de dos sensores de desplazamiento y uno de carga, queda un cuarto puerto libre, es decir, cumple con las necesidades de la máquina.

Se trata de un módulo de adquisición de datos del fabricante National Instruments, modelo NI 9237 con Chasis NI CompactDAQ de 1 ranura para la medición de puente/tensión. Para más detalles ver el Anexo D.14.



Fig. 7-3 Módulo de adquisición de datos con conexión USB, National Instruments

### 7.2.4 Control del cilindro hidráulico

El actuador debe comandarse mediante un PLC programado para comandar las válvulas y otros componentes del circuito hidráulico. Se entiende que los parámetros de ensayo se introducirán desde el mismo PC de adquisición de datos. Aparte, la electrónica debe estar configurada para que los datos de los diferentes sensores sean información para el control de la máquina, es decir, realizar sistema de control de lazo cerrado.

### 7.2.5 Hardware y software de control

Para todas las funciones anteriores se equipará la máquina con un PC y con el software apropiado. Para el análisis y procesado de los datos se puede confiar en un software tipo LABView o MATLAB.

Para la programación del PLC se confiará en el software del fabricante del autómeta.

Según las necesidades de la norma de ensayo, se deben tomar muestras discretas en un momento dado, pero resulta más recomendable diseñar un programa que tome muestras durante todo el ensayo capaz, al mismo tiempo, de mostrar un gráfico FUERZA-DESPLAZAMIENTO.

También hay que tener en cuenta que, para el control de la máquina, es necesario tener botoneras para el encendido de la máquina, puesta en marcha y paro, así como los otros dispositivos de seguridad como la seta de parada de emergencia y el seccionador de energía.

### 7.2.6 Pupitre de mando

Para albergar todo el hardware de adquisición de datos y de control y, las botoneras necesarias para la puesta en marcha, parada normal, operativa y de emergencia, selección de modos y otros, se confía en un pupitre comercial capaz de albergar los paneles eléctrico y electrónico.



Fig. 7-4 Pupitre de mando



## 8 Protocolo de ensayo

Para llevar a cabo un ensayo de forma correcta y prevista se establece un protocolo donde se detallan algunos aspectos de la puesta en marcha, del proceso y la finalización del mismo:

### 8.1 Preparación del equipo para el ensayo

Antes de la puesta en marcha del equipo es necesario:

1. Asegurar que el cilindro esté en posición de inicio, es decir, en retracción total y que el equipo hidráulico esté desconectado y el cilindro bloqueado.
2. Abrir puerta de seguridad.
3. Regular la distancia necesaria entre apoyos.
4. Regular la distancia entre las vigas de carga y bloquear su posición mediante los tornillos.
5. Fijar, con ayuda de las reglas, las posiciones de los sensores para la medición de la flecha; ajustar y bloquear mediante las palancas.
6. Ubicar el panel de malla electrosoldada en su posición y centrada y, ajustar la distancia entre apoyos si fuera necesario.
7. Bloquear los patines de las vigas de apoyo mediante las palancas de bloqueo.
8. Posicionar los imanes de los sensores de medición de distancia en los refuerzos del panel y asegurarse que la posición de los sensores sea correcta y que el cable permanezca perpendicular al plano del panel.
9. Salir de la zona de peligro y cerrar la puerta.
10. Conectar equipo de fuerza hidráulico.
11. Inicializar todos los parámetros del autómata.

### 8.2 Puesta en marcha para el ensayo

Para proceder al ensayo de flexión del panel:

1. Programar todos los parámetros de velocidad de aproximación y fuerza de precarga del panel.
2. Introducir parámetros de velocidad y fuerza de carga durante el ensayo, fuerza y deformación máximas en el ensayo. Estos serán los límites que se deseen para el ensayo.
3. Reiniciar el sensor de carga y poner a cero.
4. Aproximar el aparato de carga y precargar el panel como proceda. Se puede aproximar el aparato de carga de forma automática o manual.
5. Reiniciar sensores de distancia y poner a cero.
6. Iniciar el software de registro de datos.

7. Iniciar el ensayo de flexión con aplicación de carga cuasi estática.

El ensayo se detendrá al llegar al límite establecido o bien cuando el panel llegue al colapso tal como marca la norma.

### **8.3 Finalización del ensayo**

Una vez detenido el ensayo:

1. Guardar los registros del ensayo.
2. Retraer el aparato de carga a su posición inicial y bloquear.
3. Desconectar equipo hidráulico.
4. Abrir puerta de ensayo y retirar panel.
5. Desconexión del equipo si procede.



## 9 Sistemas de seguridad y marcado CE

Para un correcto funcionamiento de la máquina sin que suponga riesgo alguno, ésta debe cumplir las normas aplicables de acuerdo con el ICS 13.110 / Seguridad de las máquinas.

Para poder obtener el Marcado CE de la máquina, y que está íntimamente relacionado con lo expresado anteriormente, se deben cumplir unos requisitos estipulados en la Directiva 2006/42/CE y/o Real Decreto 1644/2008 y cumplir con todas las normas armonizadas relativas a la máquina y que afecten al cumplimiento de la Directiva Europea. También se deben tener en cuenta la Directiva de Baja Tensión (2006/95/CE) y la Directiva de Compatibilidad Electromagnética (2004/108/CE).

### 9.1 Evaluación de riesgos y medidas preventivas aplicadas

Una de las exigencias para el Mercado CE, es realizar una lista con los requisitos esenciales de salud y seguridad que se apliquen a la máquina conjuntamente con la descripción de las medidas preventivas destinadas a eliminar los peligros identificados o reducir los riesgos.

Aparte de los requisitos aplicables a todas las máquinas y que son normales en todo equipo que se enumeran en el Anexo II de la Directiva 2006/42/CE, se tienen en cuenta las medidas de protección contra riesgos mecánicos y riesgos debidos a otros peligros, en particular, el ruido.

#### 9.1.1 Riesgos por caída y proyección de objetos

En esta máquina, existe un peligro debido a la acumulación de energía en el momento que la máquina aplica la carga al panel de malla electrosoldada que puede hacer que haya proyecciones sobre todo de las soldaduras.

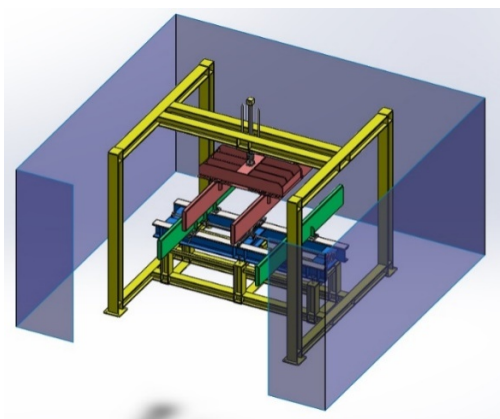


Fig. 9-1 Resguardo fijo de la máquina

Por ello, se complementa la máquina con un bastidor de perfil  $30 \times 30$  con resguardos fijos de material transparente de alta tenacidad de  $4\text{mm}$  de espesor y chapa de  $1,2\text{mm}$  de espesor. Un recinto que albergue, aislando la máquina en su interior. La distancia entre el resguardo y los extremos de la máquina será de  $700\text{mm}$  para permitir el paso y la manipulación de la máquina de forma cómoda. La altura de los paneles de resguardo será de  $2000\text{mm}$ .



Fig. 9-2 Panel de protección

Para el acceso y la carga del panel a la máquina se dispone una puerta de dos hojas de abertura total de  $2400\text{mm}$ . Los paneles de la puerta serán de la misma configuración que los paneles fijos.



Fig. 10-3 Panel de protección

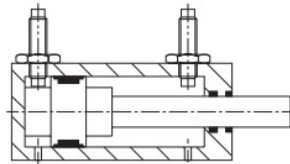
Se complementará el cierre de la puerta con un dispositivo de cierre por solenoide que detiene la máquina de forma inmediata.



Fig. 9-4 Dispositivo de cierre por solenoide SAFE LOCK

### 9.1.2 Limitación de movimiento.

Para impedir que los movimientos del cilindro presenten algún riesgo para la máquina y provoque alguna rotura, se dispone de sensores de posición con los límites establecidos.



Detector / Proximity switch

Fig. 9-5 Sensores de posición

### 9.1.3 Limitación de fuerza.

También se debe limitar la fuerza aplicada por el cilindro hidráulico, para ello, se harán lecturas de la célula de carga y de la presión de trabajo estableciendo los límites de funcionamiento normal y evitando una sobrecarga.

### 9.1.4 Ruido

En este caso, se propone incluir una bomba hidráulica compacta, donde el máximo nivel sonoro es de 80dBA y se encuentra dentro de los parámetros admisibles para un trabajo normal. También se ha de entender que el funcionamiento será puntual y no continuo. Si se supera el límite, se puede realizar una

modificación en el equipo hidráulico y ubicar la central en el exterior y acondicionarla para que el nivel de sonoro sea el adecuado.

## 9.2 Mercado CE

Para poder realizar el Mercado CE, es preciso realizar el expediente técnico siguiendo el Anexo VII de la directiva (parte A). Como la máquina no está considerada en el Anexo IV (Categorías de máquinas a las que deberá aplicarse uno de los procedimientos contemplados en el artículo 12, apartados 3 y 4), se realiza la declaración CE de conformidad, indicado en el Anexo II (parte 1, sección A), con la evaluación de la conformidad con control interno de fabricación, Anexo VIII de la directiva.

## 9.3 Normativa armonizada aplicable

- EN 574:1996+A1:2008. Seguridad de las máquinas. Dispositivos de mando a dos manos. Aspectos funcionales. Principios para el diseño.
- UNE-EN 60204-1:2007 CORR:2010. Seguridad de las máquinas. Equipo eléctrico de las máquinas. Parte 1: Requisitos generales.
- UNE-EN 1037:1996+A1:2008. Seguridad de las máquinas. Prevención de una puesta en marcha intempestiva.
- UNE-EN ISO 12100:2012. Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo. (ISO 12100:2010)
- UNE-EN ISO 13850:2016. Seguridad de las máquinas. Función de parada de emergencia. Principios para el diseño. (ISO 13850:2015).
- UNE-EN ISO 14120:2016. Seguridad de las máquinas. Resguardos. Requisitos generales para el diseño y construcción de resguardos fijos y móviles. (ISO 14120:2015).
- UNE-EN ISO 4413:2011. Transmisiones hidráulicas. Reglas generales y requisitos de seguridad para los sistemas y sus componentes. (ISO 4413:2010)
- UNE-EN ISO 14123-1:2016. Seguridad de las máquinas. Reducción de riesgos para la salud debido a sustancias peligrosas emitidas por las máquinas. Parte 1: Principios y especificaciones para los fabricantes de maquinaria. (ISO 14123-1:2015).
- UNE-EN ISO 14123-2:2016. Seguridad de las máquinas. Reducción de riesgos para la salud debido a sustancias peligrosas emitidas por las máquinas. Parte 2: Metodología para especificar los procedimientos de verificación. (ISO 14123-2:2015).
- UNE-EN ISO 13857:2008. Seguridad de las máquinas. Distancias de seguridad para impedir que se alcancen zonas peligrosas con los miembros superiores e inferiores (ISO 13857:2008).

- UNE-EN ISO 13849-1:2008/AC:2009. Seguridad de las máquinas. Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño. (ISO 13849-1:2006/Corr 1:2009)
- UNE-EN ISO 14119:2014. Seguridad de las máquinas. Dispositivos de enclavamiento asociados a resguardos. Principios para el diseño y la selección. (ISO 14119:2013).
- UNE-EN 349:1994+A1:2008. Seguridad de las máquinas. Distancias mínimas para evitar el aplastamiento de partes del cuerpo humano.
- UNE-EN 981:1997+A1:2008. Seguridad de las máquinas. Sistemas de señales de peligro y de información auditivas y visuales.
- UNE-EN 61310-1:2008. Seguridad de las máquinas. Indicación, marcado y maniobra. Parte 1: Especificaciones para las señales visuales, audibles y táctiles.
- UNE-EN 842:1997+A1:2008. Seguridad de las máquinas. Señales visuales de peligro. Requisitos generales, diseño y ensayos.
- UNE-EN 1005-1:2002+A1:2009. Seguridad de las máquinas. Comportamiento físico del ser humano. Parte 1: Términos y definiciones.
- UNE-EN 1005-2:2004+A1:2009. Seguridad de las máquinas. Comportamiento físico del ser humano. Parte 2: Manejo de máquinas y de sus partes componentes.
- UNE-EN 1005-3:2002+A1:2009. Seguridad de las máquinas. Comportamiento físico del ser humano. Parte 3: Límites de fuerza recomendados para la utilización de máquinas.
- UNE-EN 1005-4:2005+A1:2009. Seguridad de las máquinas. Comportamiento físico del ser humano. Parte 4: Evaluación de las posturas y movimientos de trabajo en relación con las máquinas.
- IEC 61496-1:2012 + CORR:2015. Seguridad de las máquinas. Equipos de protección electrosensibles. Parte 1: Requisitos generales y ensayos.
- UNE-EN ISO 13850:2016. Seguridad de las máquinas. Función de parada de emergencia. Principios para el diseño. (ISO 13850:2015).
- UNE-EN 547-1:1997+A1:2009. Seguridad de las máquinas. Medidas del cuerpo humano. Parte 1: Principios para la determinación de las dimensiones requeridas para el paso de todo el cuerpo en las máquinas.
- UNE-EN 547-2:1997+A1:2009. Seguridad de las máquinas. Medidas del cuerpo humano. Parte 2: Principios para la determinación de las dimensiones requeridas para las aberturas de acceso.
- UNE-EN 547-3:1997+A1:2008. Seguridad de las máquinas. Medidas del cuerpo humano. Parte 3: Datos antropométricos.
- UNE-EN ISO 19353:2016. Seguridad de las máquinas. Prevención y protección contra incendios. (ISO 19353:2015).
- UNE-EN 614-1:2006+A1:2009. Seguridad de las máquinas. Principios de diseño ergonómico. Parte 1: Terminología y principios generales.
- UNE-EN 614-2:2001+A1:2008. Seguridad de las máquinas. Principios de diseño ergonómico. Parte 2: Interacciones entre el diseño de las máquinas y las tareas de trabajo.

- UNE-EN ISO 14738:2010. Seguridad de las máquinas. Requisitos antropométricos para el diseño de puestos de trabajo asociados a máquinas. (ISO 14738:2002 incluyendo Cor 1:2003 y Cor 2:2005).
- UNE-EN 894-1:1997+A1:2009. Seguridad de las máquinas. Requisitos ergonómicos para el diseño de dispositivos de información y mandos. Parte 1: Principios generales de la interacción entre el hombre y los dispositivos de información y mandos.
- UNE-EN 894-2:1997+A1:2009. Seguridad de las máquinas. Requisitos ergonómicos para el diseño de dispositivos de información y órganos de accionamiento. Parte 2: Dispositivos de información.
- UNE-EN 894-3:2001+A1:2009. Seguridad de las máquinas. Requisitos ergonómicos para el diseño de dispositivos de información y mandos. Parte 3: Mandos.
- UNE-EN 61508-1:2011. Seguridad funcional de los sistemas eléctricos / electrónicos / electrónicos programables relacionados con la seguridad. Parte 1: Requisitos generales.

## 9.4 Legislación relacionada

- RD 842/2002 Reglamento electrotécnico para baja tensión.
- Real Decreto 186/2016, Reglamento de compatibilidad electromagnética de los equipos eléctricos y electrónicos.
- RD 1644/2008 Normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas.
- Ley 31/1995 De prevención de riesgos laborales.

## 10 Estudio del impacto ambiental

El equipo de ensayo es una máquina exclusiva y no existe previsión de realizar producción en masa. Por las características del proyecto y de la máquina, el impacto ambiental resultará mínimo. No obstante, se deben tomar en cuenta algunas consideraciones generales y algunas específicas en las diferentes fases del ciclo de vida de la máquina.

### 10.1 Generalidades

Este equipo de ensayo está concebido para mejorar los controles de calidad y aumentar la frecuencia y disminuir recursos.

Estos controles de calidad permiten a la empresa tomar, de forma estándar, muestras de cada lote fabricado con más facilidad y de forma más exacta, lo que permite una detección temprana de los defectos en los paneles como, por ejemplo, un mal diseño y/o dimensionamiento del panel, o defectos en la fabricación (defectos de soldadura). Con este control se pueden evitar series de piezas “no ok” y con ello evitar acumulación de desperdicios y tareas de repaso o remanufactura, las cuales suponen un aumento del gasto tanto material como humano, así como energético y de emisiones. También se debe tener en cuenta la mejora de ratios de logística inversa que puede haber debido la mejora de calidad que proporcionan estos controles periódicos.

Hay que remarcar que, por suerte, en el caso de que un panel no cumpla con la calidad deseada, todo el material utilizado es reciclable y en algunos casos incluso, reutilizable.

### 10.2 Fase de diseño del equipo

Los anteriores conceptos de reciclaje y reutilización, son también aplicables a los componentes de la máquina, en cuanto llegue el final de su vida útil.

Aparte, se ha procurado utilizar piezas estándar o comerciales en la medida de lo posible ya que se considera que su producción responde a procesos optimizados y reglados a nivel medioambiental en los que el fabricante toma en consideración su ciclo de vida y el impacto ambiental.

El material de uso más común en la maquina es acero de diferentes tipos y aleaciones para los componentes estructurales y/o hechos específicamente para el proyecto. Se escoge este material por sus buenas características técnicas, dado que se trata de un material muy común, con una aplicación tecnológica muy avanzada y por ser un material totalmente reciclable.

### 10.3 Fase de fabricación y montaje del equipo

En la práctica, para la fabricación de este equipo, se utilizan procesos típicos de un taller de calderería y trabajos del metal.

En su construcción, se dan tres procesos básicos con los cuales se puede realizarse el ensamblaje del conjunto o gran parte de éste. Estos procesos son el corte de piezas y componentes, su mecanizado y, por último, la unión mediante soldadura y tornillería.

En el caso del corte y soldadura, se tendrán presentes los siguientes aspectos: Por una parte, los desperdicios y retales que se puedan producir; por otra, los métodos de fabricación y las tecnologías usadas, así como residuos y emisiones, en el proceso de oxicorte o soldadura MIG, por ejemplo.

En el mecanizado, se generan residuos procedentes del arranque de viruta que pueden ser reciclados, aparte de los líquidos lubricantes utilizados en este proceso.

En la fase de diseño se pondrá especial cuidado en las geometrías de las piezas fabricadas por mecanizado para que no se descarte material en exceso.

Otro aspecto va a ser el uso de un horno para el estabilizado de la bancada, donde el consumo energético puede ser considerable y, por tanto, el mayor de todos los procesos.

Resumiendo todo lo anterior, hay que decir que todos los procesos de fabricación serán llevados a cabo en un taller especializado que deberá responsabilizarse del cumplimiento en lo relativo a las normas de seguridad y salud, así como todas las consideraciones para que el impacto esté controlado y sea mínimo.

### 10.4 Fase de servicio del equipo

Habrá que considerar los requerimientos energéticos del equipo hidráulico de potencia (la bomba hidráulica), así como de los sistemas auxiliares de medición y control de la máquina. Una central hidráulica de, aproximadamente, 550W dará las prestaciones suficientes para el funcionamiento de la máquina. Los demás sistemas sumarán unos 500W más de potencia, incluido el PC, los sensores y el módulo de adquisición de datos y el PLC.

Por otra parte, al incorporar un cilindro hidráulico, se utilizará fluido hidráulico, aceite mineral, aproximadamente de 8 a 11 litros. En el proceso de renovación de este aceite se debe proceder de forma adecuada. También existe el riesgo de fugas en el circuito. Por tanto, la revisión y mantenimiento



correctos de la instalación se hacen del todo indispensables a fin de evitar cualquier fuga o derrame de fluido.

En cuanto a la contaminación acústica, las bombas compactas que se propone utilizar en el proyecto emiten niveles sonoros inferiores a  $80dBA$ , que es considerado apto en un entorno industrial durante una jornada de trabajo de 8 horas. En un entorno industrial, este aparato no supone una mayor presión sonora que la habitual de un entorno de manufactura.

En referencia a todo lo relacionado con el circuito hidráulico, se observa que, en la planta del cliente, muchas de las máquinas disponen de semejantes y mayores sistemas hidráulicos, por lo que ya se da por sentado que se están tomando todas las medidas necesarias, únicamente se debería incluir este equipo en las acciones a llevar a cabo para el correcto funcionamiento y cumplir toda la normativa derivada en cuestión de seguridad y salud y temas medioambientales.

## **10.5 Final de ciclo de vida del equipo**

Una vez finalizado su ciclo de vida operativo, se pueden desballestar todos sus componentes, pudiendo ser destinados para su reutilización o, en su defecto, el reciclaje.

Tal como se ha mencionado anteriormente, a nivel estructural y de la mayoría de componentes son metales totalmente reciclables o fácilmente reutilizables. Todo componente que no pueda ser reciclado y/o reutilizado, debe trasladarse a un depósito específico y proceder al tratamiento según la normativa vigente.

Hay que prestar, por otra parte, especial atención al tratamiento del fluido hidráulico y todos los componentes contaminados mediante la entrega a alguna empresa especializada para su tratamiento, dado que se puede reciclar hasta un 70% para nuevos lubricantes y el resto como combustible industrial.



## 11 Estudio económico

En este apartado se contemplan las fases de diseño, fabricación y montaje.

Se trata de una máquina única, hecha bajo pedido para uso interno de la empresa SAEXPA y no se considera la posibilidad de comercializarlo a terceros, así que, no se prevé realizar una producción en serie.

El presupuesto se divide en tres partidas principales, en el Anexo E se detallan las diferentes partidas que se resumen en la siguiente tabla:

CONCEPTO	Coste	
Productos SEMIELABORADOS	1.175,49	EUR
Productos COMERCIALES	3.776,25	EUR
Mano de obra	45.680,00	EUR
<b>Coste TOTAL:</b>	<b>50.631,74</b>	<b>EUR</b>

Tabla 11.1 Tabla resumen coste total de la máquina

El estudio no contempla los costos de software necesario, PC, pupitre y elementos de mando, la aparamenta eléctrica necesaria, automatismos y equipo hidráulico debido a que estos elementos forman parte de otros proyectos derivados del presente. Tampoco se contabiliza los elementos de seguridad como las barreras y el dispositivo de cierre.

Tampoco viene contemplado el Impuesto sobre el Valor Añadido.



## 12 Planificación

Aquí se muestra el diagrama de la planificación temporal del presente proyecto. Dicha planificación se centra en los recursos de la fase de concepción, diseño y oficina técnica. El proyecto se ha realizado entre los meses de Abril y Septiembre, Fig. 13-1.

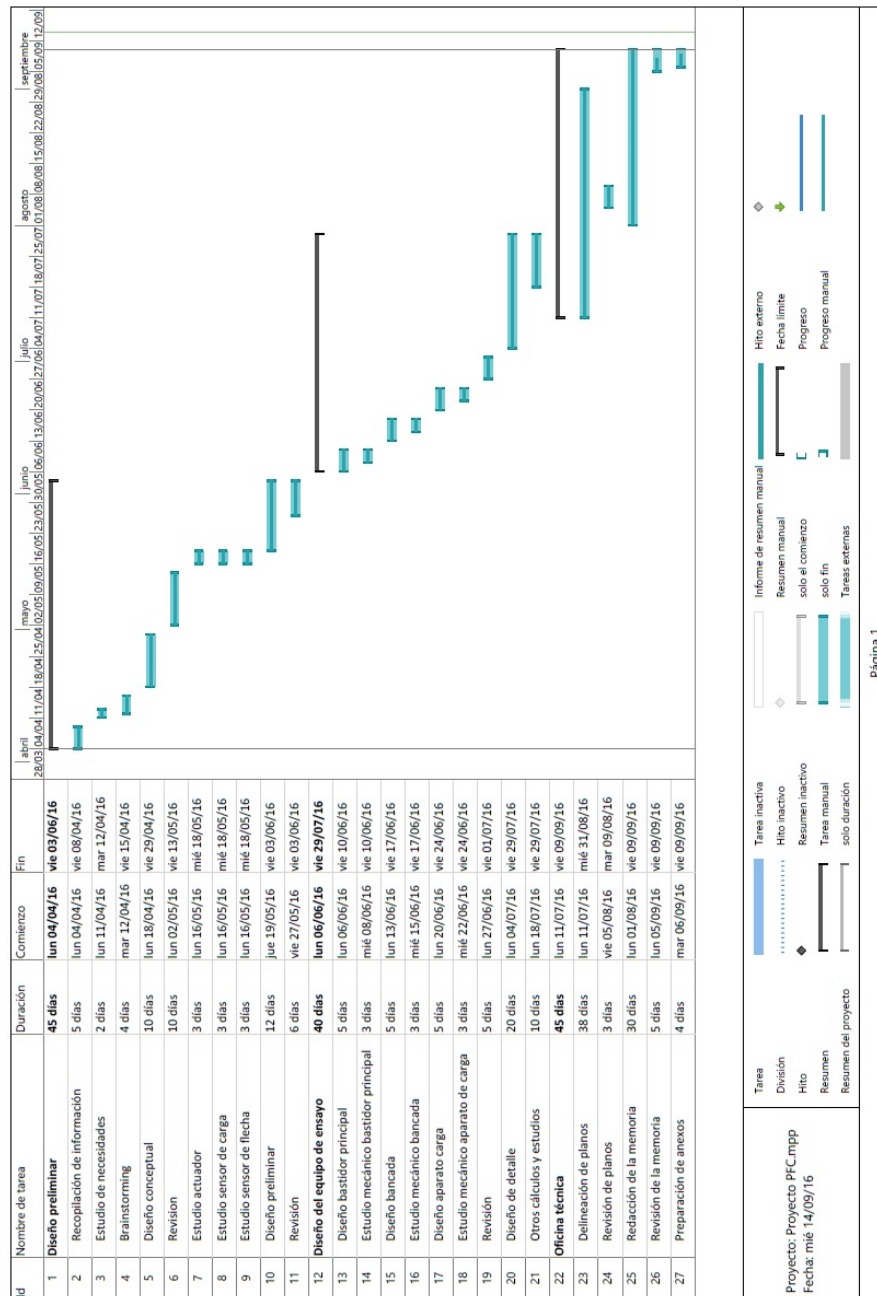


Fig. 12-1 Diagrama de GANTT



## Conclusiones

Con el diseño de este equipo se ha pretendido cumplir con las especificaciones del cliente y las directrices de la norma relacionada. El resultado es un banco con el que se pueden realizar ensayos a flexión según dicha norma con la fiabilidad adecuada y sobre todo con una utilización de recursos mucho menor y mejora ergonómica sustancial que permite una reducción de costes y un mayor control de la fabricación, aportando, con ello, una mayor calidad de los paneles fabricados y un buen posicionamiento en el mercado.

Con un actuador hidráulico que ejerza la carga suficiente y controle, de forma sencilla y fiable, los parámetros de carga y deflexión del panel mediante célula de carga sensores de hilo, se pueden obtener datos fiables y realizar test que aseguren la calidad de los ensayos.

Esta máquina está preparada para realizar los ensayos de acuerdo con la norma, aunque, si fuera necesario, se pueden realizar modificaciones o, si es necesario, complementarla para poder hacer ensayos específicos. Aparte, el diseño ha sido concebido para que, aparte de un fácil funcionamiento, se pueda realizar un buen mantenimiento ya que la mayoría de componentes utilizados son comerciales, estándar o, se pueden fabricar sin que repercuta en un gran coste.

Por otra parte, en el momento del diseño, se ha considerado todo el ciclo vital de la máquina, prestando especial cuidado al momento final de la misma o de alguno de sus componentes ya que, en su mayoría, éstos son reutilizables o, en su defecto, reciclables.

Económicamente, se ha intentado que en el diseño se optimicen los materiales y que estos sean lo más estándar posibles, pues ello va a repercutir en una considerable reducción de los costes de fabricación, cuyo proceso es posible realizar con tecnología normalizada en la actualidad por ser procesos comunes. Todo ello contribuye a una contención de costes en la fase de ejecución de la máquina.





## Agradecimientos

Este proyecto no habría sido posible sin la idea inicial que el Sr. Pablo Dobarro, respondiendo a las necesidades de la empresa SAEXPA, planteó y me confió para su desarrollo. Gracias por el reto.

Tampoco sin la inestimable ayuda de mi tutor, D. Mateo Martín, quien ha puesto, en él, empeño, tiempo y dedicación. Ha constituido, para mí, todo un referente y sus observaciones, auténticas clases magistrales en la materia.

A mi familia y, en especial, a mis padres, agradecer su confianza y apoyo incondicional.

Por supuesto, a mis amigos, que siempre han estado ahí; especialmente a “Pívor”, con el que he compartido muchas horas sobre máquinas, eso sí, entre alguna que otra cerveza.

Por último y, sobre todo, a Silvia, por su paciencia, su comprensión y por todo lo demás, que no es poco.

A todos ellos, decirles que siento no haber podido dedicarles, durante este tiempo, todas las horas que hubiera deseado.

Gracias.



## Bibliografía

### 12.1 Referencias bibliográficas

- [1] RIBA ROMEVA, Carles. Disseny de màquines IV, selecció de materials. Edicions UPC. Pag. 86 y 87.
- [2] MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. Pearson Educación. Pag. 777
- [3] SERWAY R. A. Física. Editorial McGraw-Hill. (1992).
- [4] RIBA ROMEVA, Carles. Disseny de màquines IV, selecció de materials. Edicions UPC. Pag. - 104
- [5] CHEVALIER, A. Dibujo Industrial. Limusa. Pag. 55
- [6] CHEVALIER, A. Dibujo Industrial. Limusa. Pag. 241
- [7] BUDYNAS R.G. & NISBETT J.K. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Mc Graw Hill. Pag. 173
- [8] UNIÓN EUROPEA PARA LA REGULACION. EN 1993-1-8 (2005) (English): Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-8: Design of joints. Pag.35
- [9] UNIÓN EUROPEA PARA LA REGULACION. EN 1993-1-8 (2005) (English): Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-8: Design of joints. Pag. 43
- [10] PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 17 de mayo de 2006 relativa a las máquinas. DIRECTIVA 2006/42/CE

### 12.2 Bibliografía complementaria

RIBA ROMEVA, Carles. Diseño concurrente. Edicions UPC

SANTOS, Fernando. Ingeniería de Proyectos. Eunsa

LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás. Máquinas prontuario. Parainfo

SOHIPREN S.A. Manual básico de Oleohidráulica:

[http://www.sohipren.com/imagenes/pdf1/Manual\\_Basico\\_de\\_Oleohidraulica.pdf](http://www.sohipren.com/imagenes/pdf1/Manual_Basico_de_Oleohidraulica.pdf)

NIEMANN, G. Tratado teórico-práctico de elementos de máquinas, Vol. 1 y 2. Editorial Labor.

FAIRES, V.M. Diseño de elementos de máquinas. Montaner y Simon, S.A. Barcelona