

Proyecto de Final de Carrera
Ingeniero Industrial

**Caracterización de un banco de ensayos para apoyos
elastoméricos según UNE-EN1337-3:2005**

MEMORIA

Autor: Oscar Hernández Sendra
Director: Daniel Clos Costa
Convocatoria: Septiembre 2016



Escola Tècnica Superior
d'Enginyeria Industrial de Barcelona



Resumen

El objeto del presente proyecto es el de analizar y estudiar la norma *UNE-EN 1337-3:2005 Apoyos estructurales. Parte 3: Apoyos elastoméricos*[1], desde el punto de vista de los fabricantes de apoyos elastoméricos, a modo de poder definir un banco de ensayos que les permita realizar los controles de calidad que se les exigen en sus propias instalaciones. Esta norma obliga a los fabricantes que quieran obtener el marcado CE de sus productos a realizar ensayos de seguimiento a fin de poder asegurar la calidad del producto.

El proyecto se enfocará en definir las propiedades que tendrá el equipo de ensayo, así como caracterizar y dimensionar sus principales parámetros, pero sin entrar a definir cuadros eléctricos, electrónicos o desarrollo del software de control. Se incluirá asimismo un estudio de las tipologías de muestras a ensayar, a modo de definir el rango de trabajo de la máquina, así como el desarrollo de una herramienta en Excel que permita obtener los resultados de los ensayos.





Sumario

RESUMEN	1
SUMARIO	3
1. TÉRMINOS, DEFINICIONES, SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS	7
1.1. Términos y definiciones.....	7
1.2. Símbolos	7
1.2.1. Letras latinas en mayúsculas.....	7
1.2.2. Letras latinas en minúsculas.....	8
1.2.3. Letras griegas	9
1.3. Abreviaturas	9
2. PREFACIO	11
2.1. Origen del proyecto	11
2.2. Motivación	12
2.3. Requisitos previos	12
2.4. Antecedentes	12
3. INTRODUCCIÓN	13
3.1. Objetivos del proyecto.....	13
3.2. Alcance del proyecto	13
4. BASE NORMATIVA	15
5. INTRODUCCIÓN A LOS APOYOS ELASTOMÉRICOS	16
5.1. ¿Qué es un apoyo elastomérico?	16
5.2. Como está fabricado y tipos.....	17
6. CONCEPTO Y TIPOS DE ENSAYO	20
6.1. Ensayo de módulo/unión a cizalla.....	21
6.1.1. Procedimiento de ensayo para rigidez a la cizalla.....	22
6.1.2. Procedimiento de ensayo para unión a la cizalla	25
6.2. Rigidez a la compresión.	27
6.2.1. Procedimiento de rigidez a la compresión.....	27
7. DEFINICIÓN DE LAS CARGAS DE TRABAJO	30
7.1. Rigidez a la cizalla.....	30
7.2. Unión en cizalla	32
7.3. Rigidez a compresión.....	33



8. TIPOS DE MÁQUINAS DE ENSAYOS	35
8.1. Electromecánica	36
8.1.1. Ventajas e inconvenientes	37
8.2. Hidráulicas	37
8.2.1. Ventajas e inconvenientes	38
8.3. Servohidráulicas	39
8.3.1. Ventajas e inconvenientes	40
9. DISEÑO Y DIMENSIONADO DEL BASTIDOR	41
9.1. Definición rango de cargas	41
9.1.1. Determinación de la capacidad vertical	42
9.2. Estructura vertical	47
9.2.1. Elección cruceta	47
9.2.2. Altura del bastidor	53
9.2.3. Sistema de introducción de muestras	54
9.2.4. Rotula superior	54
9.3. Sistema de carga lateral	56
10. ELEMENTO DE CONTROL	59
11. SISTEMA HIDRÁULICO	60
11.1. Dimensionado actuador vertical	60
11.2. Dimensionado actuador horizontal	61
11.3. Dimensionado grupo hidráulico	63
12. EQUIPOS DE MEDIDA (SENSORES)	65
12.1. Sensores para ensayo de compresión	65
12.1.1. Medida de carga vertical	65
12.1.2. Medida deformación vertical	66
12.2. Sensores para ensayo de cizalla	67
12.2.1. Medida de carga vertical	67
12.2.2. Medida de carga horizontal	67
12.2.3. Medida deformación horizontal	68
13. CONFIGURACIÓN DEFINITIVA EQUIPO	70
14. PRESUPUESTO	74
15. PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO	75
16. EVALUACIÓN DE IMPACTO AMBIENTAL	76
16.1. Impacto constructivo	76



16.2. Impacto durante su vida de uso	76
CONCLUSIONES	77
BIBLIOGRAFÍA	79
Referencias bibliográficas	79



1. Términos, definiciones, símbolos y abreviaturas

1.1. Términos y definiciones

Apoyo elastomérico: Apoyo que comprende un bloque de elastómero vulcanizado que puede reforzarse con una o más placas de acero.

1.2. Símbolos

1.2.1. Letras latinas en mayúsculas

A	Área plana total del apoyo elastomérico [mm ²]
A'	Área plana efectiva del apoyo laminado (área de las placas de refuerzo de acero)..... [mm ²]
A_f	Área bajo carga [mm ²]
A_m	Área mojada/efectiva de un actuador hidráulico [mm ²]
C_c	Rigidez a la compresión de un apoyo [N/mm]
E	Módulo de elasticidad [MPa]
E_b	Módulo de compresibilidad [MPa]
E_{CS}	Módulo de compresión de intersección [MPa]
F	Fuerza [kN]
F_z	Fuerza de compresión sobre el apoyo [kN]
F_x	Fuerza de cizalla sobre la pareja de apoyos [kN]
F'_x	Fuerza de cizalla sobre un apoyo [kN]
F_f	Fuerza de fricción [kN]
G	Valor nominal del módulo de cizalla convencional del apoyo elastomérico [MPa]
G_g	Módulo de cizalla convencional del apoyo elastomérico determinado mediante ensayo [MPa]



P	Presión [MPa]
Q	Caudal [lpm]
$R_{\rho,2}$	Límite elástico convencional [MPa]
S	Factor de forma
T_o	Espesor inicial total medio del apoyo ignorando las cubiertas superior e inferior [mm]
T_b	Espesor nominal del apoyo [mm]
T_{bo}	Espesor inicial total medio del apoyo [mm]
T_e	Espesor nominal total del elastómero [mm]
T_q	Espesor inicial total medio del elastómero en cizalla, incluyendo las cubiertas inferior y superior cuando éstas no están restringidas por el cizallamiento [mm]
V	Volumen

1.2.2. Letras latinas en minúsculas

a	Anchura total del apoyo (dimensión más pequeña del apoyo rectangular) [mm]
a'	Anchura efectiva del apoyo laminado (anchura de las placas de refuerzo de acero) [mm]
b	Longitud total del apoyo (dimensión mayor del apoyo rectangular) [mm]
b'	Longitud efectiva del apoyo laminado (longitud de las placas de refuerzo de acero) [mm]
c	Rigidez a la compresión [N/mm]
d	Desplazamiento [mm]
h	Altura [mm]
l_p	Perímetro libre de fuerza del apoyo elastomérico [mm]
lpm	Litros por minuto



n	Número de capas del elastómero
n_{mot}	Velocidad de giro de motor asíncrono
t_e	Espesor efectivo del elastómero en compresión [mm]
t_i	Espesor de una capa de elastómero individual de un apoyo laminado [mm]
t_s	Espesor de la placa de refuerzo de acero [mm]
v_{cd}	Flecha vertical total [mm]
v_x	Desplazamiento horizontal relativo máximo en la dirección de la dimensión a [mm]
v_z	Movimiento/flecha vertical [mm]

1.2.3. Letras griegas

ε_c	Deformación en compresión
ε_q	Deformación en cizalla
μ	Coefficiente de fricción
σ	Esfuerzo de compresión [MPa]
σ_t	Esfuerzo de compresión [MPa]
ζ	Esfuerzo de cizalla

1.3. Abreviaturas

AENOR	Asociación Española de Normalización y Certificación
DOCE	Diario Oficial de las Comunidades Europeas
ENAC	Entidad Nacional de Acreditación y Certificación
ILAC	International Laboratory Accreditation Cooperation
LVDT	Linear Variable Displacement Transformer (Transformador lineal variable de desplazamiento)



2. Prefacio

2.1. Origen del proyecto

No es ningún misterio el hecho de que cada día vean la luz nuevas normativas que afectan a la más amplia variedad de productos que uno se pueda imaginar. Una norma, según AENOR [2] “*es un documento de aplicación voluntaria que contiene especificaciones técnicas basadas en los resultados de la experiencia y del desarrollo tecnológico*” y luego añade “*Las normas son el fruto del consenso entre todas las partes interesadas e involucradas en la actividad objeto de la misma. Además, deben aprobarse por un Organismo de Normalización reconocido.*”

En otras palabras, las normas pueden tener como objetivo unificar criterios para la elaboración de un cierto producto, clasificar un producto según sus propiedades o características, marcar unas pautas cualitativas, establecer métodos de ensayos, definir sistemas de gestión de calidad o medioambiental, etc.

Las normas por su naturaleza de aplicación voluntaria parecen no tener mucho sentido, pero lo cierto es que el hecho de cumplir con las normas puede proporcionar a las empresas o sus productos un valor añadido que lo puede posicionar favorablemente en el mercado. Una norma toma un papel relevante en el momento que es armonizada por un Real Decreto, es decir, que la norma es acorde con una Directiva Comunitaria, y por lo tanto al producto se le puede realizar el marcado CE. Las consecuencias de esto son bien claras, puesto que dentro de la Comunidad Europea, no se pueden comercializar productos que no estén incluidos dentro de alguna Directiva Comunitaria sin su correspondiente marcado CE.

Este proyecto en concreto, se va a articular en torno a una norma armonizada, en concreto la *UNE-EN 1337-3:2005 Apoyos estructurales. Parte 3: Apoyos elastoméricos*[1]. Las exigencias en cuanto a ensayos de seguimiento son complicadas de conseguir, puesto que existen muy pocas instalaciones que permitan la realización de dichos ensayos, con unos costes muy elevados, y todo ello se ve agravado el elevado número de ensayos que se deben realizar.

Así pues, este proyecto nace con la voluntad de proporcionar una solución óptima a los fabricantes, para poder facilitarle la ejecución de dichos ensayos en sus propias instalaciones y cumplir íntegramente con la norma para que puedan tener una posición privilegiada en el mercado.



2.2. Motivación

Este proyecto nace con la voluntad de dar la oportunidad de conseguir una reducción importante de costes en el control de calidad de las empresas fabricantes de apoyos elastoméricos, permitiéndoles mantener su marcado CE, facilitándoles la ejecución de dichos ensayos en sus propias instalaciones, cumpliendo íntegramente con la normativa vigente y brindarles una posición privilegiada en el mercado.

No solo se buscará el tipo de banco de ensayos más idóneo, sino que también se le proporcionarán las herramientas para que el fabricante pueda analizar los resultados y tomar medidas en pro de la mejora continua y de su aseguramiento de la calidad.

2.3. Requisitos previos

A nivel de desarrollo del banco de ensayos no es necesario ningún requisito previo, pero para el posible usuario sí que es necesario que disponga del correspondiente marcado CE de su producto, o al menos la intención de obtener dicho distintivo, dado que el banco de ensayos está enfocado para la realización interna los ensayos de control de calidad, exigido cuando se posee el marcado CE.

2.4. Antecedentes

En el mundo existen varios laboratorios e instalaciones capacitadas para la realización de ensayos de apoyos elastoméricos. Muchas de estas instalaciones no están enfocadas explícitamente a estos ensayos, pero disponen de montajes específicos para ellos.

El principal problema de estas instituciones son los precios y plazos de ensayo que ofrecen.

En España, podemos encontrarnos entre otras con las siguientes empresas/laboratorios que realizan (o tienen capacidad) para realizar dichos ensayos:

- Laboratorio de Tecnología de Estructuras de l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria de Camins, Canals i Ports (UPC). Barcelona
- LGAI Technological Center. Barcelona
- Centro de Innovación Tecnológica en Edificación e Enxeñería Civil de la Universidad de A Coruña.

A parte de esto, se ha localizado un fabricante que ha realizado un banco específico (Servosis), del cual se puede ver un video en YouTube [5] . Dicho equipo se comentará en el apartado de conclusiones y se comparará con el desarrollado en el presente proyecto.



3. Introducción

3.1. Objetivos del proyecto

La finalidad del proyecto es la de proporcionar a los fabricantes de apoyos elastoméricos un estudio sobre las características que debería poseer el equipo de ensayos ideal para la realización de los ensayos de seguimiento, basándose en el estudio de la norma de referencia [1] y definiendo las características de las muestras de ensayo a usar, para reducir al máximo los costes derivados de dicho control de calidad.

3.2. Alcance del proyecto

Con el presente proyecto se pretende buscar un equipo que permita realizar de forma interna el máximo número posible de ensayos, sin que el coste del banco de ensayos suponga una inversión demasiado elevada. Se buscará el compromiso entre el coste de la inversión en el equipo y la producción, para poder ser lo más competitivos posibles. También se proporcionará las características de las muestras de ensayo y sus procesos de ensayo.



4. Base normativa

Como se ha indicado anteriormente, la necesidad de este tipo de bancos, se debe a la obligatoriedad de los fabricantes de apoyos elastoméricos a realizar ensayos de seguimiento (control de calidad) a sus productos con tal de mantener el mercado CE.

Esta obligatoriedad parte de la norma de producto UNE-EN 1337-3:2005[1], la cual es una norma armonizada.

Según la definición que figura en las Directivas de Nuevo Enfoque [3], una norma armonizada es *una especificación técnica adoptada por un organismo europeo de normalización en el ámbito de sus competencias sobre las bases de las directrices acordadas por estos organismos y la Comisión el 13 de noviembre de 1984, y derivadas de un mandato de la Comisión basado en la Directiva 83/189/CE.*

Mantienen su carácter de voluntariedad, aunque constituyen la prueba de presunción de la conformidad preferente de los productos con respecto a los requisitos esenciales de estas directivas. Por tanto, constituyen el mejor medio de prueba del cumplimiento de estos requisitos.

Las referencias de las normas europeas armonizadas se publican en el Diario Oficial de las Comunidades Europeas (DOCE) a través de Comunicaciones de la Comisión de las Comunidades Europeas.

Dicho carácter voluntario en el seguimiento de la norma, queda anulado por el Reglamento Europeo de Productos de Construcción (UE) N° 305/2011[4], en el que se indican que productos de materiales de construcción deben obtener el mercado CE para su comercialización dentro de la Unión Europea.



5. Introducción a los apoyos elastoméricos

5.1. ¿Qué es un apoyo elastomérico?

Un apoyo elastomérico es un bloque laminado de elastómero vulcanizado (normalmente neopreno o cloropreno) con refuerzos de placas de acero.

Cualquier estructura cuando entra en servicio está sujeta a múltiples movimientos y deformaciones originados por cambios de temperatura, la acción del peso propio de la estructura y de las sobre cargas a las que está expuesta. Para adaptarse y resistir a todos estos cambios requiere de elementos de apoyo que posibiliten todos estos movimientos sin que se dañen.

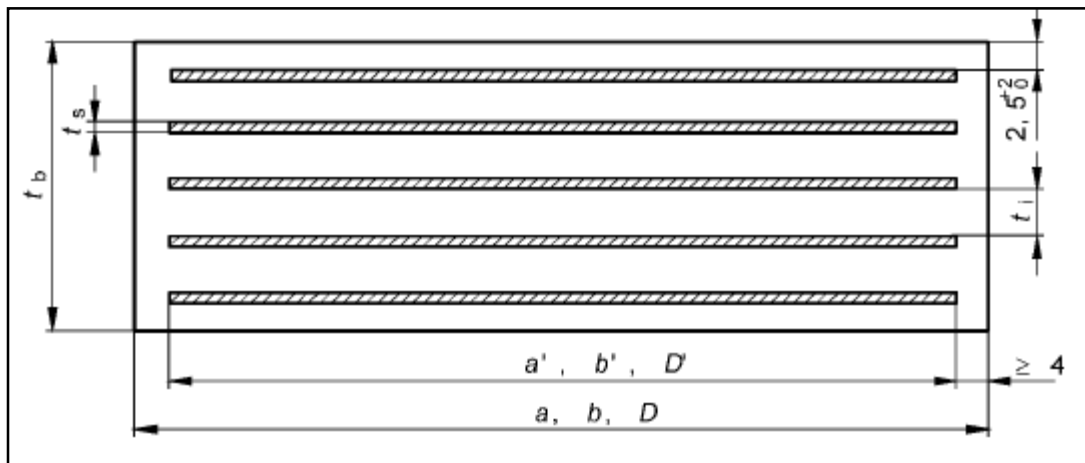


Figura 1. Sección transversal típica de un apoyo elastomérico tipo B. (Fig.2, p. 24 [1])

Los apoyos elastoméricos permiten:

- Movimientos simultáneos en dos direcciones distintas.
- Giros simultáneos en tres ejes diferentes.
- Absorción de cargas verticales.
- Absorción de cargas horizontales de corta duración.

Por tanto, podemos hacer descansar una estructura (generalmente puentes) sobre apoyos elastoméricos, que absorberán todas las fuerzas sin restringir sus movimientos.

El origen de dichas fuerzas puede ser entre otras:



- Peso propio de la estructura
- Peso de la carga situada sobre la estructura
- Efectos de frenado y arranque de vehículos
- Deformaciones por dilataciones térmicas
- Efectos sísmicos
- Etcétera.

La geometría de dichos apoyos suele ser generalmente rectangular o circular, aunque en algunos casos se pueden tener una geometría elíptica u octogonal.

En la Figura 2 se encuentra la tabla de tamaños normalizados, la cual se usará posteriormente como base para el dimensionado de nuestro banco de ensayos.

5.2. Como está fabricado y tipos

El proceso de fabricación de los apoyos se realiza mediante la vulcanización del elastómero. Para dotar al conjunto de mayor rigidez, entre las capas de elastómero, se posicionan placas de acero. Al vulcanizar el conjunto, se consigue un único bloque con una alta adherencia entre los diferentes materiales, al mismo tiempo que se obtiene una alta resistencia a las condiciones climáticas adversas.

El procedimiento de vulcanizado es un proceso delicado y que depende de las condiciones en las que se realice, se obtendrá un resultado u otro, y es lo que definirá las características finales al apoyo, de ahí que sea tan importante el tenerlo controlado para obtener una homogeneidad en el producto final.

Es decir, un proceso de vulcanizado no controlado y homogéneo, da como resultado apoyos con diferentes durezas y propiedades mecánicas, de ahí la importancia de un control de calidad sobre el producto completo acabado.

Según algunas de sus características constructivas, los apoyos se clasifican en diferentes tipos, pero todos derivan del tipo B, que es el que además se usa mayoritariamente como control de calidad. En la Figura 3 se identifican los diferentes tipos principales de apoyos, aunque también se pueden realizar combinaciones de ellos.



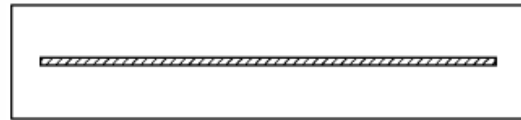
Dimensiones a x b (mm) o D	Espesor en mm						Número de capas n	
	Apoyo sin carga		Elastómero (total ^a)		Capas de elastómero	Placas de refuerzo	Min.	Máx.
	Min.	Máx.	Min.	Máx.				
100 x 150	30	41	16	24	8	3	2	3
100 x 200	30	41	16	24	8	3	2	3
150 x 200	30	52	16	32	8	3	2	4
φ 200	30	52	16	32	8	3	2	4
150 x 250	30	52	16	32	8	3	2	4
150 x 300	30	52	16	32	8	3	2	4
φ 250	30	52	16	32	8	3	2	4
200 x 250	41	74	24	48	8	3	3	6
200 x 300	41	74	24	48	8	3	3	6
200 x 350	41	74	24	48	8	3	3	6
φ 300	41	74	24	48	8	3	3	6
200 x 400	41	74	24	48	8	3	3	6
250 x 300	41	85	24	56	8	3	3	7
φ 350	41	85	24	56	8	3	3	7
250 x 400	41	85	24	56	8	3	3	7
300 x 400	57	105	36	72	12	4	3	6
φ 400	57	105	36	72	12	4	3	6
300 x 500	57	105	36	72	12	4	3	6
φ 450	57	105	36	72	12	4	3	6
300 x 600	57	105	36	72	12	4	3	6
350 x 450	57	121	36	84	12	4	3	7
φ 500	57	121	36	84	12	4	3	7
400 x 500	73	137	48	96	12	4	4	8
φ 550	73	137	48	96	12	4	4	8
400 x 600	73	137	48	96	12	4	4	8
450 x 600	73	153	48	108	12	4	4	9
φ 600	73	153	48	108	12	4	4	9
500 x 600	73	169	48	120	12	4	4	10
φ 650	73	169	48	120	12	4	4	10
600 x 600	94	199	64	144	16	5	4	9
φ 700	94	199	64	144	16	5	4	9
600 x 700	94	199	64	144	16	5	4	9
φ 750	94	199	64	144	16	5	4	9
700 x 700	94	220	64	160	16	5	4	10
φ 800	94	220	64	160	16	5	4	10
700 x 800	94	220	64	160	16	5	4	10
φ 850	94	220	64	160	16	5	4	10
800 x 800	110	285	80	220	20	5	4	10
φ 900	110	285	80	220	20	5	4	10
900 x 900	110	285	80	220	20	5	4	11

^a Espesor total sin cubierta superior e inferior de 2,5 mm.

Figura 2. Tamaños normalizados para apoyos tipo B. (Tabla 3, p.26 [1])



- Tipo A: apoyo laminado completamente recubierto con elastómero que comprende sólo una placa de refuerzo de acero.

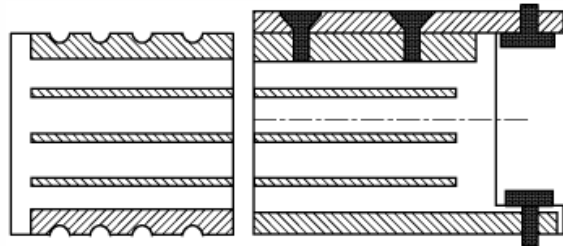


- Tipo B: apoyo laminado completamente recubierto con elastómero que comprende al menos dos placas de refuerzo de acero.

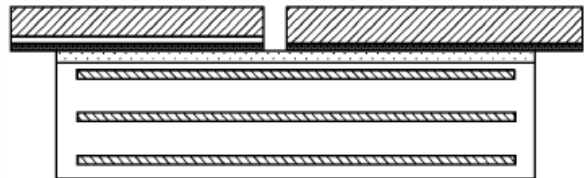


- Tipo C: apoyo laminado con placas de acero externas (encastrado o que permite su fijación).

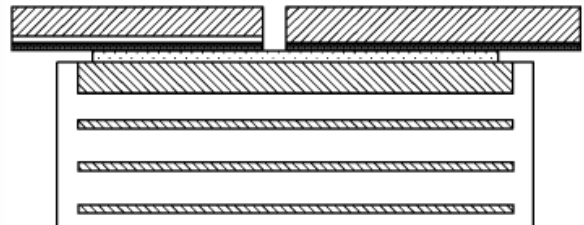
NOTA - El esquema muestra ejemplos de unos pocos métodos de fijación; pueden utilizarse otros métodos mediante acuerdo.



- Tipo D: Tipo B con lámina de PTFE unida al elastómero.



- Tipo E: Tipo C con una placa externa unida al elastómero y la lámina de PTFE empotrada en el acero.



- Tipo F: Apoyos planos sin burbujas y apoyos de tira.



Figura 3. Clasificación de los apoyos por su sección transversal. (Tabla 2, p.25 [1])



6. Concepto y tipos de ensayo

Cuando nos leemos la norma UNE-EN 1337-3:2005 [1], nos encontramos con una amplia variedad de ensayos, divididos en dos familias: “iniciales” y de “rutina”.

Los “iniciales” son necesarios realizar para obtener el marcado CE inicial del producto. Todos estos ensayos deben realizarse por un laboratorio acreditado a tal efecto por ENAC o acreditación equivalente europea dentro de la red de entidades firmantes ILAC. Por estas premisas, el equipo que aquí diseñamos no tendrá en cuenta los ensayos necesarios para los ensayos iniciales.

Los de “rutina” o seguimiento, son los necesarios para mantener la acreditación ya que son los considerados necesarios como control de calidad del producto. Dichos ensayos pueden realizarse internamente, siempre y cuando el equipo de ensayo este calibrado y se demuestre la competencia técnica necesaria para realizar el ensayo. En este segundo grupo de ensayos es en el que se focaliza la máquina de ensayos en desarrollo.

En la Tabla 2 se muestra como extracto la *Tabla 7 de la página 41 de la norma UNE-EN 13373-3:2005[1]*, en la que se indican los ensayos, así como si son de tipo inicial o de rutina.

Así pues, debemos centrar la atención en los 3 ensayos indicados en la Tabla 1.

Ensayo	Apartado aplicable UNE-EN 1337-3:2005
Rigidez a la cizalla a temperatura ambiente	4.3.1.1
Unión a la cizalla a temperatura ambiente	4.3.2.1
Rigidez a la compresión	4.3.3

Tabla 1. Ensayos de rutina UNE-EN 1337-3:2005[1]

Conceptualmente, los ensayos de rigidez a la cizalla y unión a la cizalla son lo mismo, siendo la única diferencia los parámetros de control y cargas a aplicar. Así pues, no encontramos que el banco ha de ser capaz de realizar dos tipos de ensayos.



Ref.	Designación	Tipo de ensayo	Tipo de muestra (véase la tabla 6)	Frecuencia
4.3.1	<u>Rigidez a cizalla</u>			
4.3.1.1	A temperatura ambiente	Ensayo tipo inicial Ensayo de rutina	I-II-III Véase el apartado 8.2.3	1 Véase el apartado 8.2.3
4.3.1.2	A baja temperatura	Ensayo tipo inicial	I	1
4.3.1.4	Después de envejecimiento	Ensayo tipo inicial	I-II-III	1
4.3.2	<u>Unión en cizalla</u>			
4.3.2.1	A temperatura ambiente	Ensayo tipo inicial Ensayo de rutina	I-II-III Véase el apartado 8.2.3	1 Véase el apartado 8.2.3
4.3.2.2	Después de envejecimiento	Ensayo tipo inicial	I-II-III	1
4.3.3	<u>Rigidez a compresión</u>	Ensayo tipo inicial Ensayo de rutina	I-II-III Véase el apartado 8.2.3	1 Véase el apartado 8.2.3
4.3.4	<u>Compresión bajo carga repetida</u>	Ensayo tipo inicial	I	1
4.3.5	<u>Rotación estática</u>			
4.3.5.2	Método de excentricidad	Ensayo tipo inicial	I-II-III	1ª y/o
4.3.5.3	Momento de recuperación	Ensayo tipo inicial ^a	I	1ª
4.3.6	<u>Resistencia al ozono</u>	Ensayo tipo inicial	I	1ª
4.3.7	<u>Unión a la cizalla de PTFE/elastómero (sólo para tipo D)</u>	Ensayo tipo inicial	Véase el anexo M	1ª
^a Si se especifica por el diseñador de la estructura.				

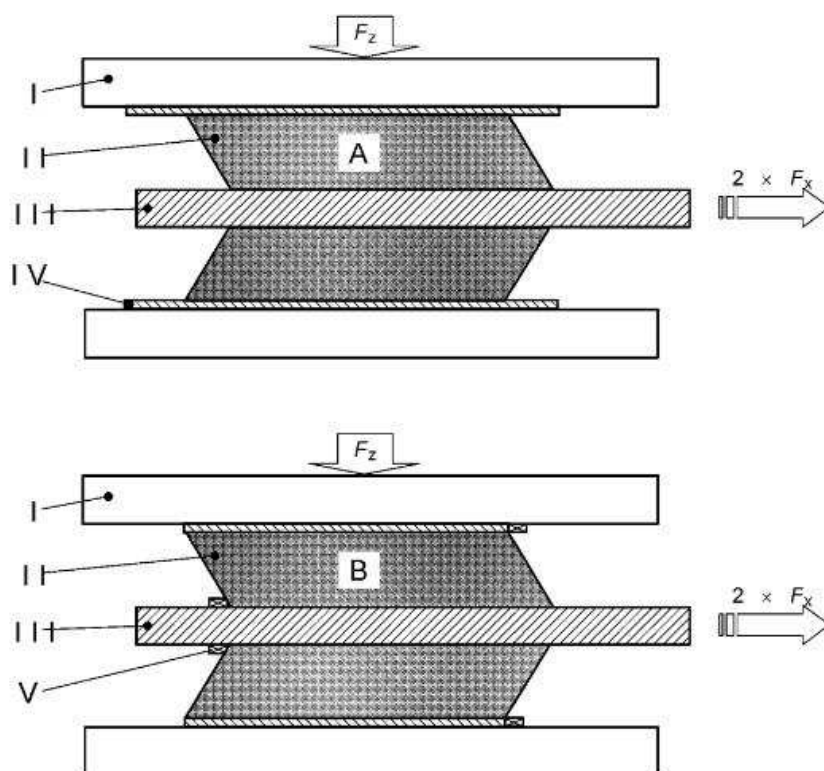
Tabla 2. Frecuencia de ensayo y tipo de muestra del apoyo para los ensayos en apoyos completos (Tabla 7, p.41[1])

En el capítulo 9, se desarrollarán las soluciones constructivas para llevar a cabo los conceptos de ensayo.

6.1. Ensayo de módulo/unión a cizalla

El esquema de aplicación de cargas (el mismo para ambos tipos de ensayo) viene definido en los Anexos F y G de la citada norma [1] y es el que aparece a continuación:





Leyenda

- A = Tipo E
- B = Tipo C
- I Placas de la prensa
- II Probeta
- III Placa móvil
- IV Placas recubiertas con muescas para prevenir el deslizamiento (Tipo E)
- V Tira de metal para prevenir el deslizamiento (Tipo C)

Figura 4. Diagrama esquemático del equipo de ensayo del módulo/unión a cizalla. (Fig. G.1, p58 [1])

Como podemos ver, se trata de una máquina biaxial, capaz de aplicar simultáneamente cargas verticales y horizontales. Este es el primer requisito importante a tener en cuenta para el diseño del equipo.

El ensayo pues, consistirá en poner dos apoyos exactamente idénticos, centrados y en simetría con respecto a una placa móvil (III), aplicándole una carga a compresión (F_z), para posteriormente aplicar una fuerza horizontal (F_x) que genere un desplazamiento de la placa móvil, introduciendo esfuerzos de cizalla sobre ambos apoyos.

6.1.1. Procedimiento de ensayo para rigidez a la cizalla

El propósito del siguiente apartado es establecer los requisitos y método de ensayo para el módulo de cizalla a temperatura nominal, según UNE-EN 1337-3:2005[1] apartado 4.3.1.



El procedimiento de trabajo recoge la sistemática empleada en la realización de los ensayos y la manera de actuar.

La ejecución del ensayo y la introducción de las cargas se realizan según lo dispuesto en el ANEXO F de la norma UNE-EN 1337-3:2005[1].

El ensayo de rutina se debe ejecutar a 23 ± 5 °C.

Antes de empezar el ensayo se debe disponer de los planos de fabricación del apoyo, para obtener los parámetros de ensayo, los cálculos de los esfuerzos a aplicar así como los resultados, se pueden realizar usando la hoja de cálculo que se muestra en el Anexo 1.

Los datos obtenidos en los ensayos son debidamente registrados.

La muestra se coloca en la placa de alta fricción ubicada en la bancada inferior de la máquina de ensayos, centrada y alineada con la misma de modo que la dirección de la cizalla sea transversal a la anchura del apoyo. Se coloca encima una placa de alta fricción donde se unirá el pistón transversal con el que se aplica el esfuerzo de cizalla. Encima de ésta se coloca el segundo apoyo con otra placa de compresión en su parte superior que está adosada a la bancada superior de la máquina de ensayos.

Se asegura que todo el conjunto está alineado y centrado.

Se asegura que la rótula de la bancada superior está bloqueada.

Para asegurar el centrado del apoyo el operario debe tomar dos medidas por cara del apoyo, midiendo de la arista del apoyo a la arista de la placa de fricción. Entre las medidas de opuestas no puede haber una diferencia mayor a 2 mm.

Se aplica una carga vertical de 6 MPa (calculada sobre el área plana efectiva A'), en dos minutos.

Una vez bajo carga de ensayo se acopla el pistón transversal a la placa intermedia, y posteriormente se instala el sensor de medida de deformación transversal.

Se inicia un movimiento longitudinal, con el actuador transversal, hasta alcanzar una flecha máxima v_{xm} (correspondiente a una deformación en cizalla $=0,9 T_q$) a una velocidad constante, y se retorna a flecha cero a la misma velocidad. La velocidad de ensayo no está definida en la norma, por lo que se establece como criterio el de determinar la velocidad a partir de la altura del apoyo (medida en mm), dividiendo dicha cota entre dos y redondeando el valor a la decena más próxima con un valor mínimo de 10 mm/min y un valor máximo de 100 mm/min. Se retira la carga vertical y se deja reposar el apoyo durante cinco minutos. Se



aplica de nuevo la carga vertical en dos minutos hasta el valor antes descrito y se repite el procedimiento.

Una vez terminado el ensayo se inspecciona la muestra con la finalidad de detectar fallos.

La flecha y la fuerza transversal, así como la carga y desplazamiento vertical se registran mediante el controlador de la máquina.

6.1.1.1. Datos a obtener

6.1.1.1.1 Esfuerzo en cizalla

El esfuerzo en cizalla en MPa se da por:

$$\tau = \frac{F'_x}{A} \quad (\text{Ec. 6.1})$$

Donde F'_x es la fuerza de cizalla en Newton y A es el área en mm² en la que actúa la carga de compresión (es decir, el área en planta de un apoyo). Cuando se ensayan dos apoyos enfrentados por su parte posterior en la forma normal, la fuerza aplicada es $F_x = 2F'_x$ y el área es A.

6.1.1.1.2 Deformación en cizalla

La deformación en cizalla ε_q se da por la expresión:

$$\varepsilon_q = \frac{V_x}{T_q} \quad (\text{Ec. 6.2})$$

Donde v_x es el desplazamiento horizontal y T_q es el espesor inicial total medio del elastómero.



6.1.1.1.3 Módulo de cizalla

El módulo de cizalla convencional G , en MPa, se obtiene a partir de las mediciones, utilizando:

$$G_g = \frac{\tau_{s2} - \tau_{s1}}{\varepsilon_{qx2} - \varepsilon_{qx1}} \quad (\text{Ec. 6.3})$$

Donde

ζ_{s1} es el esfuerzo en cizalla y ε_{qx1} la deformación en cizalla a una deformación de $\nu_{x1} = 0,27 T_q$.

ζ_{s2} es el esfuerzo en cizalla y ε_{qx2} la deformación en cizalla a una deformación de $\nu_{x2} = 0,58 T_q$;

6.1.1.2. Valores finales de aceptación

El valor del módulo de cizalla G_g obtenido mediante ensayo debe cumplir con las siguientes tolerancias:

$$G_g = 0,9 \pm 0,15 \text{ MPa}$$

$$G_g^* = 0,7 \pm 0,10 \text{ MPa}$$

$$G_g^* = 1,15 \pm 0,20 \text{ MPa}$$

* Sólo si se especifica por el diseñador de la estructura.

Las superficies de las muestras deben estar libres de huecos, grietas o fallos, por ejemplo que aparezcan a partir de defectos de moldeo o de unión.

6.1.2. Procedimiento de ensayo para unión a la cizalla

El propósito del siguiente apartado es establecer los requisitos y método de ensayo para la resistencia de unión a la cizalla a temperatura ambiente, según UNE-EN 1337-3:2005 [1] apartado 4.3.2 para apoyos estructurales.

El procedimiento de trabajo recoge la sistemática empleada en la realización de los ensayos y la manera de actuar.



La ejecución del ensayo y la introducción de las cargas se realizan según lo dispuesto en el ANEXO G de la norma EN 1337-3:2005[1].

El ensayo de rutina se debe ejecutar a 23 ± 5 °C.

Antes de empezar el ensayo se debe disponer de los planos de fabricación del apoyo, para obtener los parámetros de ensayo, los cálculos de los esfuerzos a aplicar así como los resultados, se pueden realizar usando la hoja de cálculo que se muestra en el Anexo 1.

Los datos obtenidos en los ensayos son debidamente registrados.

La muestra se coloca en la placa de alta fricción ubicada en la bancada inferior de la máquina de ensayos, centrada y alineada con la misma de modo que la dirección de la cizalla sea transversal a la anchura del apoyo. Se coloca encima una placa de alta fricción donde se unirá el pistón transversal con el que se aplica el esfuerzo de cizalla. Encima de ésta se coloca el segundo apoyo con otra placa de compresión en su parte superior que está adosada a la bancada superior de la máquina de ensayos.

Se asegura que todo el conjunto está alineado y centrado.

Se asegura que la rótula de la bancada superior está bloqueada.

Para asegurar el centrado del apoyo el operario debe tomar dos medidas por cara del apoyo, midiendo de la arista del apoyo a la arista de la placa de fricción. Entre las medidas de opuestas no puede haber una diferencia mayor a 2 mm.

Se aplica una carga vertical de 12 MPa (calculada sobre el área plana efectiva A'), en dos minutos.

Una vez bajo carga de ensayo se acopla el pistón transversal a la placa intermedia, y posteriormente se instala el sensor de medida de deformación transversal.

Se inicia un movimiento longitudinal, con el actuador transversal, hasta alcanzar una flecha máxima v_{xm} (correspondiente a una deformación en cizalla $=2T_q$) a una velocidad constante. La velocidad de ensayo no está definida en la norma, por lo que se establece como criterio el de determinar la velocidad a partir de la altura del apoyo (medida en mm), dividiendo dicha cota entre dos y redondeando el valor a la decena más próxima con un valor mínimo de 10 mm/min y un valor máximo de 100 mm/min. Cuando se alcance la flecha máxima debe mantenerse la flecha durante 5 min para permitir que se desarrollen imperfecciones. Deben realizarse exámenes visuales bajo deformación máxima, una vez retirada la carga de cizalla, bajo carga de compresión y una última una vez retiradas todas las cargas.



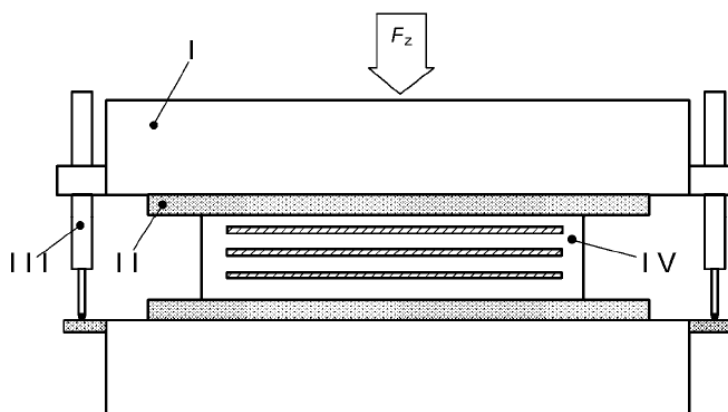
La flecha y la fuerza transversal, así como la carga y desplazamiento vertical se registran mediante el controlador de la máquina.

6.1.2.1. Valores finales de aceptación

No debe detectarse ningún defecto durante las inspecciones visuales realizadas durante el ensayo.

6.2. Rigidez a la compresión.

El esquema de aplicación de cargas viene definido en el anexo H de la citada norma[1] y es el que aparece a continuación:



Leyenda

- I Placas de la prensa
- II Placas recubiertas con ranuras para prevenir el deslizamiento
- III Galgas de flecha
- IV Probeta

Figura 5. Diagrama esquemático del equipo de ensayo de compresión(Fig I.1, p.65 [1])

Al ser un ensayo uniaxial, se puede usar el mismo equipo que para el ensayo de cizalla, siempre y cuando se pueda desacoplar aplicación de la carga horizontal y sus útiles asociados y viceversa.

6.2.1. Procedimiento de rigidez a la compresión

El propósito del siguiente apartado es establecer los requisitos y método de ensayo de rigidez a la compresión, según UNE-EN 1337-3:2005[1] apartado 4.3.3 para apoyos estructurales.



El procedimiento de trabajo recoge la sistemática empleada en la realización de los ensayos y la manera de actuar.

La ejecución del ensayo y la introducción de las cargas se realizan según lo dispuesto en el ANEXO H punto H.6.2.2 de la norma EN 1337-3:2005[1].

El ensayo de rutina se debe ejecutar a 23 ± 5 °C.

Antes de empezar el ensayo se debe disponer de los planos de fabricación del apoyo, para obtener los parámetros de ensayo, los cálculos de los esfuerzos a aplicar así como los resultados, se pueden realizar usando la hoja de cálculo que se muestra en el Anexo 1.

Se le aplica al apoyo la carga máxima de servicio en compresión (si se dispone de ella, en caso contrario, se usará la carga obtenida de la Ec. 7.13) en dos minutos, se mantiene un minuto y posteriormente se retira en dos minutos.

Se le aplica una presión media correspondiente a 1/3 de la carga máxima de servicio, a una velocidad de $5 \pm 0,5$ MPa/min. Posteriormente se aplicarán cuatro escalones de igual valor, a una velocidad de $5 \pm 0,5$ MPa/min y manteniendo la carga 2 minutos, hasta llegar a la carga máxima de servicio. Al finalizar el proceso de carga se mantiene constante el esfuerzo para realizar una inspección visual.

Se registra la carga y la flecha de manera constante durante todo el ensayo mediante el controlador de la máquina.

6.2.1.1. Datos a obtener:

6.2.1.1.1 Deformación en compresión

La deformación en compresión se da por:

$$\varepsilon_c = \frac{v_z}{T_0} \quad (\text{Ec. 6.4})$$

Dónde v_z , es la flecha media registrada T_0 es el espesor inicial total medio del caucho ignorando los recubrimientos superior e inferior.



6.2.1.1.2 Módulo de compresión de intersección

El módulo de compresión de intersección se da por:

$$E_{cs} = \frac{\sigma_{c2} - \sigma_{c1}}{\varepsilon_{c2} - \varepsilon_{c1}} \quad (\text{Ec. 6.5})$$

Donde σ_{c2} es el esfuerzo a la carga máxima, σ_{c1} es el esfuerzo a 1/3 de la carga máxima, ε_{c2} es la deformación a la carga máxima y ε_{c1} es la deformación a 1/3 de la carga máxima.

6.2.1.1.3 Rigidez a la compresión

La rigidez a la compresión de un apoyo se da por:

$$c_c = \frac{F_{z2} - F_{z1}}{V_{z2} - V_{z1}} \quad (\text{Ec. 6.6})$$

Donde:

F_{z2} y F_{z1} son respectivamente la carga máxima y 1/3 de la carga máxima.

V_{z2} y V_{z1} son las correspondientes flechas verticales del apoyo a esas dos mismas cargas.

6.2.1.2. Valores finales de aceptación

- La pendiente de la curva fuerza-flecha no debe mostrar un valor máximo o mínimo hasta la carga máxima.
- En carga máxima, el extremo del apoyo debe estar libre de divisiones dentro del caucho debidas a defectos de moldeo o de unión.
- Las corrugaciones debidas a efectos de restricción deben ser uniformes.
- Correcta colocación de las placas de refuerzo.
- Debe anotarse el módulo de intersección convencional.



7. Definición de las cargas de trabajo

En la Figura 1 se puede ver una sección típica de un apoyo elastomérico. En base a los parámetros de diseño y a la distribución interna de los elementos, se calculan los esfuerzos a los que se debe someter el apoyo para su ensayo.

A continuación encontramos unas medidas detalladas de un apoyo de la zona media de la Figura 2, para realizar los cálculos. A este apoyo le llamaremos “apoyo de referencia” y será la base sobre la cual realizaremos un primer dimensionado de nuestro banco de ensayos.

Características apoyo	
Dimensiones en planta del apoyo (A)	400 x 500 mm ²
Espesor total del apoyo (T _b)	89 mm
Dimensiones en planta de la placa (A')	385 x 485 mm ²
Nº de capas de acero	6
Nº de capas de elastómero (n)	5
Espesor de la placa de refuerzo (t _s)	4 mm
Espesor del elastómero, capas centrales (t _i)	12 mm
Espesor del elastómero, capas exteriores	2,5 mm
Espesor inicial medio del elastómero (T _q)	65 mm

Tabla 3. Dimensiones apoyo de referencia

7.1. Rigidez a la cizalla

Con las dimensiones del apoyo, el primer parámetro de cálculo que calcularemos es la carga vertical a aplicar.

Como se indica en el capítulo 6.1.1, se debe aplicar una carga vertical de 6MPa, sobre el área efectiva del apoyo:

$$F_z = A \cdot 6MPa = 385 \times 485 \times 6 = 1.120.350N \quad (\text{Ec. 7.1})$$

Imponemos ahora que debemos llegar a una tangente de $0,9T_q$ (requisito de ensayo). Para hacer una primera aproximación de la carga horizontal necesaria, sobre la ecuación 6.3, imponemos los 0,9Mpa de módulo de cizalla, y cogemos los dos puntos de cálculo a 0 y



0,9 de tangente. Los valores iniciales de esfuerzo y deformación son cero, así que la formula simplificada queda de la siguiente manera (y aislada):

$$G_g = \frac{\tau_s}{\varepsilon_{qx}} \rightarrow \tau_s = G_g \cdot \varepsilon_{qx} \rightarrow 0,9 \cdot 0,9 = 0,81 \quad (\text{Ec. 7.2})$$

Así pues si resolvemos (Ec 6.1) aislando F'_x obtenemos:

$$\tau = \frac{F'_x}{A} \rightarrow F'_x = \tau A = 0,81 \cdot 400 \cdot 500 = 162.000 \text{ N} \quad (\text{Ec. 7.3})$$

Este es el esfuerzo a cizalla por apoyo, con lo que si se ensayan dos apoyos enfrentados, el equipo debería tener una capacidad de 324 kN aproximadamente.

El valor calculado anteriormente es para un valor nominal de 0,9MPa, pero este valor tiene una tolerancia de +/-0,15MPa, que se debería tener en cuenta para el dimensionado del equipo.

En el caso que los fabricantes quisieran fabricar apoyos con un valor nominal módulo de cizalla de $1,15 \pm 0,20$ MPa (el más alto permitido por la normativa), los resultados serían:

$$G_g = \frac{\tau_s}{\varepsilon_{qx}} \rightarrow \tau_s = G_g \cdot \varepsilon_{qx} \rightarrow (1,15+0,2) \cdot 0,9 = 1,215 \quad (\text{Ec. 7.5})$$

$$\tau = \frac{F'_x}{A} \rightarrow F'_x = \tau A = 1,215 \cdot 400 \cdot 500 = 243.000 \text{ N} \quad (\text{Ec. 7.4})$$

Comparados los valores de la Ec. 7.5 y la Ec. 7.3, nos encontramos que este segundo valor es un 50% superior al primero.

Analizando más en profundidad la norma de referencia, en su apartado F.7.2 nos indica que el apoyo se puede ensayar con un valor mínimo de deformación en cizalla de $0,7T_q$.



Repitiendo los cálculos para estos nuevos parámetros:

$$G_g = \frac{\tau_s}{\varepsilon_{qx}} \rightarrow \tau_s = G_g \cdot \varepsilon_{qx} \rightarrow (1,15+0,2) \cdot 0,7 = 0,94 \quad (\text{Ec. 7.6})$$

$$\tau = \frac{F'_x}{A} \rightarrow F'_x = \tau A = 0,94 \cdot 400 \cdot 500 = 189.000 \text{ N} \quad (\text{Ec. 7.7})$$

Los valores de la Ec. 7.7 ahora es tan solo un 17% (aproximadamente) mayor a los de la Ec. 7.3. Esto nos indica que cuando dimensionemos el equipo, debemos tener en cuenta estos parámetros para intentar acotar al máximo la capacidad del equipo y algunos parámetros que podemos usar para reducir las cargas para que queden dentro de la capacidad del equipo.

7.2. Unión en cizalla

Si repetimos los cálculos del apartado 7.1, aplicando una carga vertical de 12MPa e imponiendo un valor de deformación en cizalla de $2T_q$ obtenemos:

$$F_{vertical} = A \cdot 12 \text{ MPa} = 385 \cdot 485 \cdot 6 = 2.240.700 \text{ N} \quad (\text{Ec. 7.8})$$

$$G_g = \frac{\tau_s}{\varepsilon_{qx}} \rightarrow \tau_s = G_g \cdot \varepsilon_{qx} \rightarrow 0,9 \cdot 2 = 1,8 \quad (\text{Ec. 7.8})$$

$$\tau = \frac{F'_x}{A} \rightarrow F'_x = \tau A = 1,8 \cdot 400 \cdot 500 = 360.000 \text{ N} \quad (\text{Ec. 7.10})$$

Que para el caso de apoyos con un módulo de cizalla nominal de $1,15 \pm 0,20$ MPa, quedaría:



$$G_g = \frac{\tau_s}{\varepsilon_{qx}} \rightarrow \tau_s = G_g \cdot \varepsilon_{qx} \rightarrow (1,15+0,2) \cdot 2 = 2,7 \quad (\text{Ec. 7.9})$$

$$\tau = \frac{F'_x}{A} \rightarrow F'_x = \tau A = 2,7 \cdot 400 \cdot 500 = 540.000 \text{ N} \quad (\text{Ec. 7.10})$$

7.3. Rigidez a compresión

La norma especifica dos niveles de ensayo: el de nivel 1, o de marcado inicial, o el de nivel 2, o de seguimiento. Los ensayos de seguimiento, se pueden realizar siguiendo ambos procedimientos, pero el de nivel 2 es algo más simplificado y las cargas son menores, con lo que los fabricantes se decantarán por esta opción para su ensayo.

Sin embargo, a modo de dimensionar el banco, usaremos los requisitos de nivel 1, ya que en este procedimientos se dan una operativa para calcular un valor de carga vertical y además este valor siempre será superior al valor que aplicaría un fabricante en un ensayo de nivel 2, siendo el dimensionado conservativo.

Así pues, según la norma, el valor máximo viene definido por la ecuación 7.13.

$$F_z = 5 \cdot GA'S / 1,5 \quad (\text{Ec. 7.11})$$

Donde S es el factor de forma y viene determinado por la siguiente ecuación (para apoyos laminados):

$$S = \frac{A'}{l_p \cdot t_e} \quad (\text{Ec. 7.12})$$



Y para el apoyo de la Tabla 3 obtenemos:

$$F_z = 5 \cdot GA' S / 1,5 = \frac{5 \cdot 0,9 \cdot 385 \cdot 485 \cdot \frac{385 \cdot 485}{2(385 + 485) \cdot 12}}{1,5} = 5.009.515\text{N} \quad (\text{Ec. 7.13})$$

Esto nos indica que nos enfrentamos a un equipo de ensayos de muy alta carga, ya que los equipos comerciales de catálogo habitualmente llegan a los 3 MN.



8. Tipos de máquinas de ensayos

Una máquina de ensayos consta de los siguientes elementos:

- un bastidor que soporta y reacciona las cargas,
- un elemento de aplicación de carga
- un equipo de control,
- una fuente de energía (eléctrica o hidráulica).

En este capítulo vamos a centrarnos en el elemento de aplicación de la carga, que al mismo tiempo definirá el equipo de control (o electrónica) así como su fuente de energía principal (hidráulica o eléctrica).

Las principales tecnologías de aplicación de carga son:

- electromecánica,
- hidráulica,
- servohidráulica.

Existen otras tecnologías, pero su aplicación dentro del campo de los ensayos mecánicos es muy reducido.

Asimismo, existen variantes de estas tecnologías con prestaciones especiales, pero que las encarecen y penalizarían el objetivo de fabricar un banco lo más económico posible.

Cada una de estas tecnologías (y por extensión también se llaman así a las máquinas basadas en dicha tecnología), poseen versiones comerciales, llamadas comúnmente Máquinas Universales de Ensayo, las cuales se pueden comprar a empresas especializadas.

Estas máquinas comerciales, están enfocadas para ser lo más polivalentes posibles y en su inmensa mayoría en unos rangos de trabajo muy inferiores a los que necesitamos para la realización de los ensayos aquí requeridos.

Para hacernos una idea, los rangos más comunes de máquinas de ensayo se encuentran por debajo de los 500kN, mientras que para los ensayos que nos ocupan vamos a necesitar varios Meganewtons.

A parte de las capacidades listadas en los catálogos, las máquinas comerciales son uniaxiales, siendo necesario adaptarlas para realizar los ensayos de cizalla.



Hay algunos fabricantes de equipos de ensayo, que bajo pedido pueden diseñar y fabricar un equipo exprofeso para un tipo específico de ensayo, basándose en un estudio como el realizado en este proyecto.

A continuación vamos a analizar las ventajas e inconvenientes de cada una de las tecnologías, para poder tomar a posteriori una decisión sobre la solución de que tecnología o combinación de ellas es la idónea para el banco de ensayos.

8.1. Electromecánica

Una máquina electromecánica, utiliza un motor eléctrico para aplicar la carga, que mediante un sistema de transmisión hace girar un par de usillos, que a su vez desplazan la cruceta móvil (que es el elemento que aplica la carga y sobre el cual se instalan los utillajes).

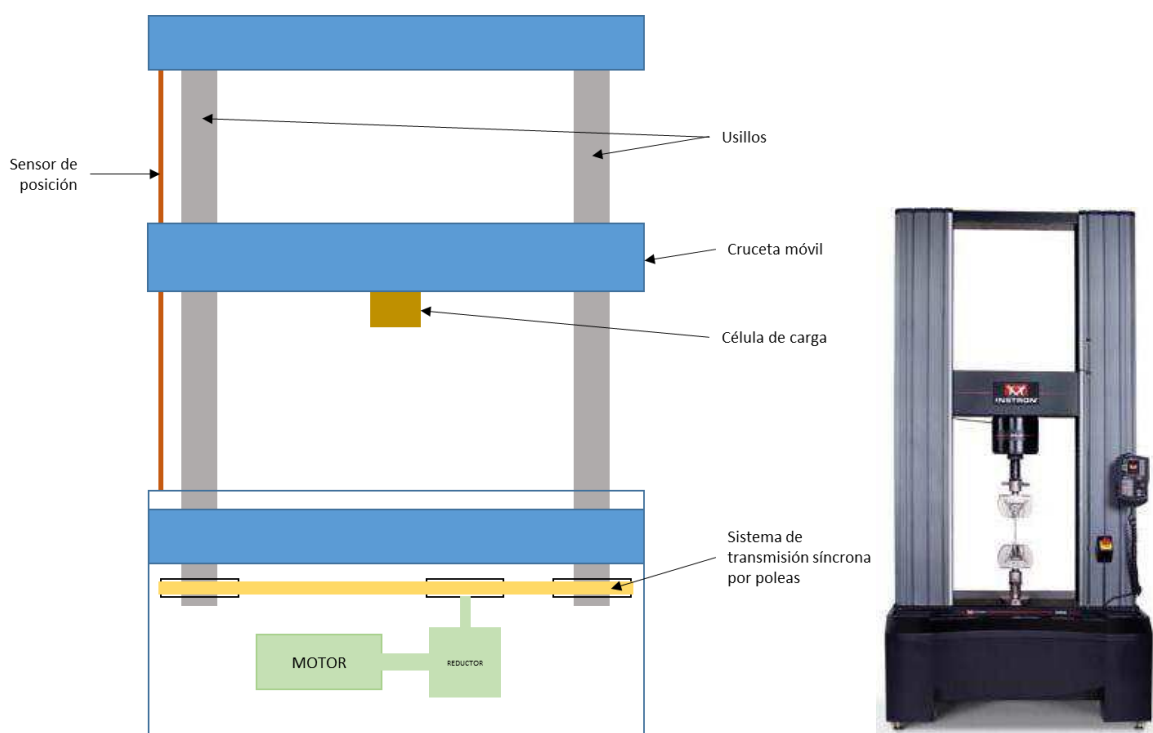


Figura 6. Esquema y foto [6] de una máquina electromecánica

Dentro de las máquinas electromecánicas hay varias soluciones técnicas en base al motor elegido, que pueden ir desde motores paso a paso, motores DC o motores AC con variadores de frecuencia.



La aplicación de cargas mediante un sistema eléctrico, permite un gran control y una estabilidad del control muy altas. Esto junto con un reducido consumo y una alta precisión, la convierte en una de las máquinas de ensayos más extendidas para los controles de calidad.

8.1.1. Ventajas e inconvenientes

Ventajas

- Excelente precisión en el control,
- Excelente estabilidad de aplicación de cargas y desplazamientos, debido a su excelente control,
- Permite aplicaciones de carga muy lentas,
- Permite ensayos de fluencia (>500h),
- Permite aplicar cargas extremadamente bajas (>0,01N) bajo control
- Instalación sencilla (son eléctricas)
- Coste operativo bajo (bajo consumo y mantenimiento)
- Muy silenciosas

Inconvenientes

- Solo permiten cargas estáticas (o como mucho una secuencia de algunas rampas, pero nunca fatigas)
- No permiten cargas altas (<600kN)
- Por norma general solo aplican carga en un sentido (siendo los ensayos de tracción en un lado del puente móvil y los de compresión en el opuesto)

8.2. Hidráulicas

Las máquinas hidráulicas hacen uso de la potencia hidráulica para generar las cargas, por medio de un pistón o actuador hidráulico. Este actuador hidráulico, puede ser de simple efecto o doble efecto.

Por lo general, estas máquinas suelen disponer de actuadores de simple efecto, con lo que o bien son solo capaces de aplicar un solo tipo de carga (tracción o compresión), o bien deben disponer de un bastidor complejo con dos zonas de ensayo, donde una se usa para los ensayos a tracción y la otra los de compresión.



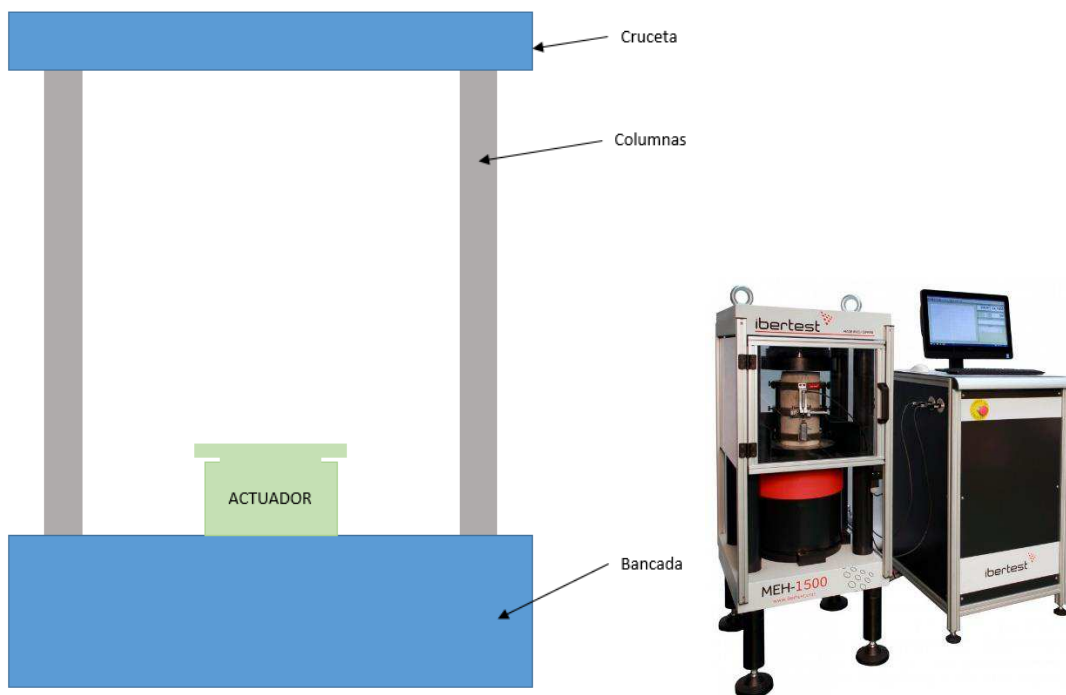


Figura 7. Esquema y foto [7][6] de una máquina hidráulica

El control de estas máquinas viene por una válvula proporcional de presión, siendo la presión (carga) de salida proporcional a la consigna. Es decir, que a medida que se requiere más carga, la presión del sistema se va aumentando.

Estas válvulas son muy económicas, pero presentan varias características que condicionan su uso. Lo primero es la presencia de un caudal de fuga, que impide empezar los ensayos sin una precarga (dicha precarga es proporcional a esa corriente de fuga). Esa corriente de fuga es necesaria para mantener la corredera en equilibrio hidrostático y tener un control más suave.

La característica de que su salida de presión sea proporcional a la consigna, sumado a su caudal de fuga, hace que estas válvulas no puedan tener control de posición por si mismas (es necesario instalar válvulas adicionales que contrarresten las corrientes de fuga y estabilicen el sistema, complicando bastante el sistema).

8.2.1. Ventajas e inconvenientes

Ventajas

- Permite muy altas cargas
- Económicas



Inconvenientes

- Precisión modesta
- Estáticas
- El control por posición es malo o no disponen de él
- Necesitan aplicar siempre una precarga (no se puede empezar un ensayo desde carga 0)

8.3. Servohidráulicas

A efectos del actuador hidráulico, el principio de funcionamiento es muy similar al de las máquinas hidráulicas del anterior apartado, incluso pudiéndose usar los mismos métodos constructivos. La gran diferencia radica en su elemento de control, la servoválvula. Este elemento, permite tener un excelente control tanto en posición como en fuerza, permitiendo además realizar ensayos cíclicos o de fatiga sin complicación.

Otro punto importante a tener en cuenta, es que los actuadores servohidráulicos, suelen ser de doble efecto, es decir, que indistintamente trabajar a tracción y a compresión.

En un actuador de doble efecto, una servoválvula mantiene presurizadas ambas cámaras del actuador, obteniendo un sistema altamente estable. Las servoválvulas funcionan generando caídas de presión entre ambas cámaras, y por lo tanto, generando el desplazamiento del actuador. Así pues, cuanto mayor sea la diferencia de presión causada entre las cámaras, mayor será la velocidad de respuesta.

Estas características, hacen que a pesar de que el actuador pueda tener una construcción similar o idéntico al de algunas máquinas hidráulicas, a la práctica no suele ser así para poder aprovechar y soportar las prestaciones adicionales de esta tecnología.

A parte del control de posición preciso que proporciona esta tecnología, la otra gran diferencia respecto las máquinas hidráulicas, es que con servoválvulas es posible realizar fatigas, siendo necesario que los sistemas de sellado y guiados sean más complejos y con unas prestaciones superiores.

Su esquema puede ser el mismo que el de una máquina hidráulica del de la Figura 7, pero su aspecto puede ser bastante diferente, pudiendo estar el actuador ubicado en la parte superior como es el caso de la Figura 8.





Figura 8. Ejemplo de máquina servohidráulica [6]

8.3.1. Ventajas e inconvenientes

Ventajas

- Permiten cargas dinámicas
- Existen modelos desde bajas a altas cargas
- Muy buena precisión de control

Inconvenientes

- Coste elevado
- Coste operativo elevado (consumo y mantenimiento elevado)
- Requieren de instalación hidráulica y de refrigeración



9. Diseño y dimensionado del bastidor

9.1. Definición rango de cargas

En la norma de referencia [1], se indica que los ensayos de seguimiento se deben realizar en función del volumen de elastómero usado para la fabricación de los apoyos. La producción de apoyos se categoriza en cuatro categorías en función del espesor total del apoyo acabado.

Estos volúmenes se encuentran resumidos en la Tabla 4.

Categoría	Espesor (T_b)
1	$T_b \leq 50\text{mm}$
2	$50\text{mm} < T_b \leq 100\text{mm}$
3	$100\text{mm} < T_b \leq 150\text{mm}$
4	$150\text{mm} < T_b$

Tabla 4. Categoría de los apoyos en función de su espesor

Para las categorías indicadas, se definen unos consumos de elastómero (en volumen), los cuales indican que una vez alcanzado dicho valor, se deben realizar los ensayos de seguimiento. Estos volúmenes se encuentran en la Tabla 5 de la norma [1], en su página 40. Dicha tabla podemos encontrarla en la Figura 9.

Tipo de ensayo	Espesor total			
	$T_b \leq 50$	$50 < T_b \leq 100$	$100 < T_b \leq 150$	$T_b > 150$
Rigidez a compresión ^a	150 dm ³	250 dm ³	300 dm ³	350 dm ³
Rigidez a cizalla	1 500 dm ³	2 500 dm ³	3 000 dm ³	3 500 dm ³
Unión en cizalla	3 000 dm ³ en muestra tipo I (véase el apartado 8.2.3)			
NOTA 1 – Los volúmenes indicados arriba se refieren al volumen de caucho en los apoyos.				
NOTA 2 – Para la rigidez a compresión y la rigidez a cizalla, el ensayo debería realizarse en el primer apoyo fabricado de la producción de cada categoría.				
^a Ensayo de compresión rápido como se describe en el apartado 4.3.3.2.				

Figura 9. Frecuencia de ensayos en función del volumen del elastómero (Tabla 5, p.40, [1])



La norma [1], indica que se deben realizar los ensayos sobre los primeros apoyos fabricados una vez alcanzada la producción de la Figura 9.

Así pues, es importante remarcar que la empresa debe ser cautelosa y tener una buena planificación de producción a fin de tener controlado el momento en que debe producir los apoyos adecuados para los ensayos de rutina, ya que debe estar dentro de las capacidades del equipo.

9.1.1. Determinación de la capacidad vertical

En las máquinas universales de ensayo, suelen hacerse trabajar entre el 10% y el 100% de su carga nominal, dado que por debajo del 10% los errores de medida empiezan a ser demasiado importantes como para ser fiables. Esto se ve afectado también por el control y la calidad de los sensores de medida, así que podemos encontrarnos equipos que puedan trabajar hasta el 1% u otros que por debajo del 20% su calidad de medida no sea adecuada.

Vamos a centrarnos en un equipo general, donde su rango de trabajo se sitúe entre el 10 y el 100%, para no tener que exigir sensores de mejor calidad o sistemas de control más complejos.

La situación ideal sería que todas las muestras se ensayasen a una misma carga, pero es una utopía. Así que vamos a tener que intentar que la horquilla de cargas verticales para los ensayos sea lo menor posible.

Para hacer esto, si tenemos en cuenta las categorías de la Tabla 4, y miramos las medidas normalizadas de la Figura 2, vamos a usar el mayor apoyo posible de la categoría 1 ($T_b \leq 50\text{mm}$) y el menor apoyo de la categoría 4 ($T_b > 150\text{mm}$), a modo de encontrar un primer horquillado de cargas.

Escogemos los tamaños identificados en la Tabla 5, siguiendo los criterios descritos anteriormente, así pues para la categoría 1, escogemos un apoyo de 250x400, que son los primeros normalizados con un espesor por debajo de los 50 mm. En el otro extremo, para la categoría 4, escogemos un apoyo de 450x600 que es el primer normalizado con un espesor mayor a 150mm. Para las categorías 2 y 3, dado que están en la zona media de cargas, nos decantamos por el tamaño menor ya que así se ahorrara en materia prima de fabricación.

Cat.	Longitud	Ancho	Espesor de la chapa	Nº capas de acero	Espesor capa de elastómero	Nº capas de elastómero	Recubrimiento lateral (bufanda)	Recubrimiento superficial	Espesor nominal apoyo
	a [mm]	b [mm]	t_s [mm]	n+1	t_i [mm]	n	[mm]	[mm]	T_b [mm]
1	250	400	3	4	8	3	4	2,5	41
2	250	400	3	5	8	4	4	2,5	52
3	300	400	4	7	12	6	4	2,5	105
4	450	600	4	10	12	9	4	2,5	153

Tabla 5. Características de los apoyos seleccionados para primera estimación de cargas



Centrándonos en dichos tamaños, realizaremos los cálculos según lo establecido en el apartado 7.3 obteniendo las cargas verticales para cada una de las muestras. Dado que los apoyos pueden fabricarse con 3 valores diferentes de módulo G convencional, calculamos las cargas para los tres casos.

Cat.	a [mm]	b [mm]	Tb [mm]	F _z [kN]		
				G=0,7	G=0,9	G=1,15
1	250	400	41	2070	2661	3401
2	250	400	52	2070	2661	3401
3	300	400	105	1862	2394	3059
4	450	600	153	6438	8277	10576

Tabla 6. Carga vertical estimada para apoyos de la Tabla 5 para ensayos de compresión

Para el caso del módulo de cizalla, se va a tener en cuenta además del valor nominal del módulo G, su tolerancia, a modo de asegurar de que el equipo podrá ensayar las muestras que cumplan con dicho requisito. Así pues mayoraremos los valores de G sumándole su banda de tolerancia superior. Esto es así, porque para el ensayo de módulo de cizalla, lo que obtenemos como resultado es el valor de G, con lo que tenemos que considerar el mayor valor posible para estimar los esfuerzos a aplicar.

Recordemos que en estos ensayos se aplica una presión media de 6Mpa sobre el área efectiva del apoyo (A').

Para minimizar la carga (y por tanto el coste de los elementos), usaremos una deformación de 0,7, y usaremos los cálculos establecidos en el apartado 7.1, considerando también los tres diferentes valores nominales de módulo. Las cargas teóricas se reflejan en la Tabla 7 y corresponden a fuerza por apoyo, para cada uno de los tres valores nominales mayorados.

Cat.	a [mm]	b [mm]	Tb [mm]	G=0,8 (0,7+0,1)		G=1,05 (0,9+0,15)		G=1,35 (1,15+0,2)	
				F _z [kN]	F' _x [kN]	F _z [kN]	F' _x [kN]	F _z [kN]	F' _x [kN]
1	250	400	41	569	56	569	74	569	95
2	250	400	52	569	56	569	74	569	95
3	300	400	105	687	67	687	88	687	113
4	450	600	153	1570	151	1570	198	1570	255

Tabla 7. Carga vertical y horizontal estimada para apoyos de la Tabla 5 para ensayos de módulo de cizalla

Para el caso de unión a cizalla, se debe aplicar una deformación de cizalla de 2, con una presión media de 12 MPa sobre el área efectiva del apoyo (A'). En este caso, procederemos a evaluar las cargas según el procedimiento indicado en el apartado 0, obteniendo los resultados de la Tabla 8.



Cat.	a [mm]	b [mm]	Tb [mm]	G=0,8 (0,7+0,1)		G=1,05 (0,9+0,15)		G=1,35 (1,15+0,2)	
				F _z [kN]	F' _x [kN]	F _z [kN]	F' _x [kN]	F _z [kN]	F' _x [kN]
1	250	400	41	1138	160	1138	210	1138	270
2	250	400	52	1138	160	1138	210	1138	270
3	300	400	105	1374	192	1374	252	1374	324
4	450	600	153	3140	432	3140	567	3140	729

Tabla 8. Carga vertical y horizontal estimada para apoyos de la Tabla 5 para ensayos de unión de cizalla

Con estos primeros valores, nos encontramos con que requeriríamos un equipo con las siguientes características:

Característica	Valor [kN]	Comentarios
F _{z, max}	10576	Para ensayo de compresión apoyo categoría 4
F _{z, min}	569	Para ensayos de módulo de los ensayos categoría 1 y 2
F _{x, max}	1458	Para ensayos de unión a cizalla de los ensayos categoría 4. Esta es la carga del actuador (no por apoyo)
F _{x, min}	112	Para ensayos de módulo de los ensayos categoría 1 y 2. Esta es la carga del actuador (no por apoyo)

Tabla 9. Tabla resumen características previas equipo de ensayo.

Cuando analizamos detenidamente la Tabla 9, nos damos cuenta de que un único equipo para realizar todos estos ensayos no es viable. Los principales motivos son:

- El valor mínimo es inferior al 10% del valor máximo (rango recomendado de utilización de los equipos), tanto para la carga de compresión como la de cizalla.
- Para la carga de cizalla, esto se ve agravado por el hecho de que los puntos de medida del esfuerzo son para los ensayos de modulo, donde los valores de carga son menores y además los valores se deben tomar al 27% y 58% de la cizalla.

Por lo que se deberá definir una estrategia que permita cumplir con la normativa y permitir los ensayos en un único equipo.

Si nos fijamos en la carga vertical, vemos que se requieren más de 10MN. Uno de los puntos importantes para este equipo es que debe poderse calibrar y dicha calibración debe ser trazable a patrones nacionales.

Si buscamos dentro de los alcances calibrados dentro de ENAC [9], nos encontramos que el máximo alcance de calibración de fuerza es de 5MN[10] de la empresa Ibertest [7]. Esto nos obliga a analizar la posibilidad de trabajar por debajo de dicho valor. Si analizamos con más detenimiento los resultados de la Tabla 6, Tabla 7 y Tabla 8, vemos que el único ensayo que requiere cargas superiores a los 5 MN es el correspondiente al ensayo de compresión de los



apoyos categoría 4. Además, si reducimos la carga máxima a 5MN, los valores inferiores están por encima del 10% de la capacidad máxima tal y cual buscábamos.

En cuanto a la fuerza del actuador de cizalla, nos encontramos con una situación parecida, ya que el valor máximo, aunque se puede calibrar, dista mucho del resto de valores, así que deberíamos analizar la posibilidad de reducir dicho rango de trabajo.

Revisando detenidamente la norma, nos encontramos que a pesar de existir unos tamaños normalizados de apoyos, la geometría está totalmente abierta a unas reglas de diseño generales (apartado 5 de la norma UNE-EN 1337-3 [1]), lo que permite la fabricación de otras geometrías fuera de las indicadas en la Figura 1.

Así pues, siempre que seamos capaces de diseñar un apoyo con un espesor superior a 150mm, y con unos requisitos de carga inferiores a 5MN para un módulo nominal de $G=1,15$, habremos encontrado la solución.

Si revisamos las reglas de diseño, nos encontramos que la geometría del apoyo tiene unos requisitos mínimos, relativos a:

- Espesor de las cubiertas superior e inferior debe ser de 2,5mm
- Los recubrimientos laterales deben ser mayores o iguales a 4mm
- Las capas de caucho interno deben ser todas del mismo espesor y ser de entre 5 y 25mm de espesor

El resto de parámetros, se deben considerar en base a la aplicación específica para la que se vaya a usar el apoyo elastomérico. Dicha aplicación definirá cargas verticales, horizontales y momentos de torsión y rotación. Dado que el apoyo en cuestión no va a ser usado en una aplicación real y solo se verá sometido a cargas verticales, prácticamente tenemos libertad de geometría en la definición de la muestra, ya que el apoyo no se verá sometido ni a cargas de torsión ni de rotación.

Así pues podemos definir una configuración adecuada al rango de trabajo del equipo. El sentido común nos hace decantarnos por una sección en planta idéntica a alguna de las categorías 1, 2 ó 3.

Considerando esta flexibilidad en cuanto a la selección de muestras, nos decantamos por una geometría en planta idéntica a la categoría 3, usando el mismo espesor de elastómeros y placas.

La norma permite reducir el área cargada de un apoyo (y por lo tanto la carga vertical), sin cambiar las dimensiones en planta, mediante la inclusión de agujeros de sección uniforme en el área cargada. Esto podría parecer una buena solución a nuestro problema de



reducción de carga máxima, pero esta alternativa resulta complicada en cuanto a métodos constructivos, ya bien sea por la necesidad de fabricación de moldes complejos, o bien por mecanizado posterior de la muestra.

Usando los criterios anteriores, vemos que para las categorías 1 y 2, la sección en planta y las dimensiones de los elementos constructivos es la misma, del mismo modo que las categorías 4 y 5. Esto ayudará a una reducción de costes en la producción de muestras para control de calidad. Las dimensiones definitivas de las muestras quedan reflejadas en la Tabla 10.

Cat.	Longitud	Ancho	Espesor de la chapa	Nº capas de acero	Espesor capa de elastómero	Nº capas de elastómero	Recubrimiento lateral (bufanda)	Recubrimiento superficial	Espesor nominal apoyo
	a [mm]	b [mm]	t _c [mm]	n+1	t _i [mm]	n	[mm]	[mm]	Tb [mm]
1	250	400	3	4	8	3	4	2,5	41
2	250	400	3	5	8	4	4	2,5	52
3	300	400	4	7	12	6	4	2,5	105
4	300	400	4	10	12	9	4	2,5	153

Tabla 10. Características definitivas de los apoyos para el control de calidad

Los valores de carga por apoyo para los ensayos de compresión y módulo de cizalla, se indican en la Tabla 12 y Tabla 13. En cuanto a los ensayos de unión a cizalla, revisaremos si podemos reducir la carga necesaria.

Si volemos a centrarnos en la Figura 9, nos damos cuenta que los ensayos de modulo se deben realizar solo sobre unas muestras denominadas como “tipo I”, y que se tiene en cuenta el volumen total de elastómero consumido (cada 3000 dm³) sin clasificarlos por espesores de apoyo final. A continuación se muestra las características de dicha muestra “tipo I” así como sus cargas a cizalla por apoyo:

a [mm]	b [mm]	Tb [mm]	G=0,8 (0,7+0,1)		G=1,05 (0,9+0,15)		G=1,35 (1,15+0,2)	
			F _z [kN]	F _x [kN]	F _z [kN]	F _x [kN]	F _z [kN]	F _x [kN]
200	300	41	673	96	673	126	673	162

Tabla 11. Carga vertical y horizontal estimada para apoyos de Tipo I para ensayos de unión de cizalla

Cat.	a [mm]	b [mm]	Tb [mm]	F _z [kN]		
				G=0,7	G=0,9	G=1,15
1	250	400	41	2070	2661	3401
2	250	400	52	2070	2661	3401
3	300	400	105	1862	2394	3059
4	300	400	153	1862	2394	3059

Tabla 12. Carga vertical estimada para apoyos de la Tabla 10 para ensayos de compresión



Cat.	a [mm]	b [mm]	Tb [mm]	G=0,8 (0,7+0,1)		G=1,05 (0,9+0,15)		G=1,35 (1,15+0,2)	
				F _z [kN]	F' _x [kN]	F _z [kN]	F' _x [kN]	F _z [kN]	F' _x [kN]
1	250	400	41	569	56	569	74	569	95
2	250	400	52	569	56	569	74	569	95
3	300	400	105	687	67	687	88	687	113
4	300	400	153	687	67	687	88	687	113

Tabla 13. Carga vertical y horizontal estimada para apoyos de la Tabla 10 para ensayos de módulo de cizalla

Característica	Valor [kN]	Comentarios
F _{com, max}	3059	Para ensayo de compresión apoyo categoría 3 y 4
F _{com, min}	569	Para ensayos de módulo de los ensayos categoría 1 y 2
F _{ciz, max}	324	Para ensayos de unión a cizalla. Esta es la carga del actuador (no por apoyo)
F _{ciz, min}	112	Para ensayos de módulo de los ensayos categoría 1 y 2. Esta es la carga del actuador (no por apoyo)

Tabla 14. Tabla resumen características finales equipo de ensayo.

Teniendo en cuenta los valores de la Tabla 14, y considerando un margen para darle un poco más de flexibilidad, para en caso de ser necesario poder ensayar apoyos algo mayores, el equipo debe tener las siguientes características:

- Carga vertical: 4 MN
- Actuador horizontal: 500kN

Para el recorrido del actuador no tenemos un requisito mínimo, así que estableceremos 150mm.

9.2. Estructura vertical

A nivel estructural, el bastidor se va a tener que dimensionar para soportar cargas de hasta 4 MN. La geometría del dicho bastidor será el de una máquina universal de 4 columnas. Dado que tenemos dos configuraciones de ensayo con alturas diferentes y el espesor de los apoyos es variable y que el peso de los mismos puede ser superior a los 25 kg, debemos tener una altura del bastidor variable que nos permita trabajar con comodidad y realizar los cambios de configuración de cizalla a configuración de compresión.

9.2.1. Elección cruceta

Para ajustar la cruceta en altura, tenemos dos opciones principales:



- Cruceta deslizante sobre columna cilíndrica, fijada la posición por fricción con columna
- Cruceta deslizante sobre husillo

Estas opciones después tienen varias alternativas, pero veamos pros y contras de cada una de ellas a modo de definir la mejor opción.

9.2.1.1. Cruceta deslizante sobre columna

Es una de las construcciones más comunes usadas para las máquinas universales de ensayo, en el cual la cruceta se desplaza verticalmente a lo largo de las columnas de la máquina y la posición se fija mediante la creación de fricción entre las columnas y la cruceta. Esta fricción se hace mediante unos "frenos". Estos frenos son elementos mecánicos que ejercen una presión sobre las columnas. La presión se puede realizar o bien mediante frenos hidráulicos o mecánicos. El movimiento vertical de la cruceta se realiza con un par de elevadores (gatos) hidráulicos.

En la Figura 10 observamos un ejemplo de máquina de 4 columnas con elevadoras hidráulicas y sistema de frenos hidráulicos.

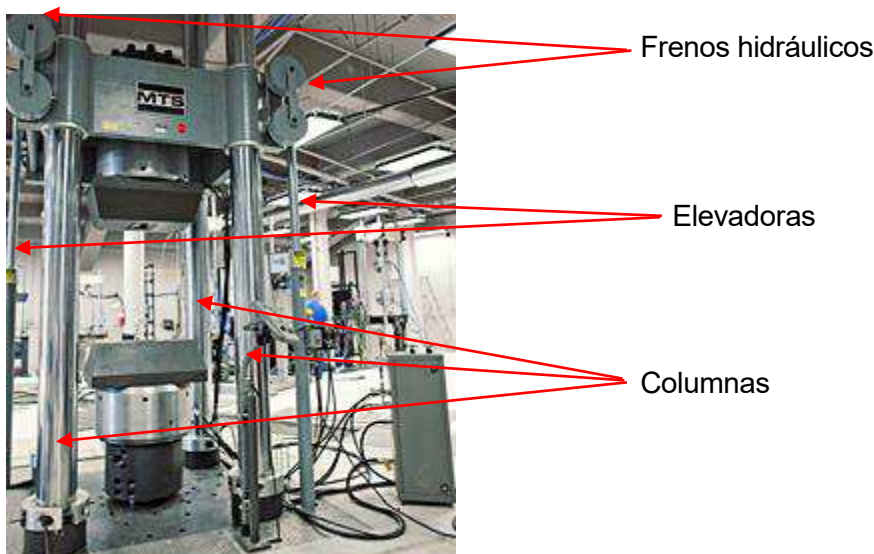


Figura 10. Ejemplo máquina de 4 columnas con freno hidráulico [8]

Evaluemos las ventajas e inconvenientes de esta solución, para un sistema con frenos hidráulicos.

Ventajas:

- Deja los espacios entre las 4 columnas libres para acceso



- Es rápida y fácil de manejar
- Las elevadoras se pueden dimensionar para usar la cruceta como sistema de elevación para las tareas de montaje

Inconvenientes:

- Es una solución más cara y compleja, ya que requiere sistema hidráulico
- El sistema de frenos hidráulicos necesita tener sensores para asegurar que el freno está activo y no sea un riesgo usar la máquina

Para el sistema con frenos mecánicos (por ejemplo, aplicar el esfuerzo mediante apriete de tornillos), la principal diferencia radica en la reducción de inversión inicial, ya que se prescinde del sistema hidráulico de los frenos (pero no del de las elevadoras), pero suma dos grandes inconvenientes:

- No podemos monitorizar el correcto ajuste de los frenos, con lo que si no se ajustan bien puede ser un riesgo
- El tiempo necesario para ajustar la cruceta en altura será mucho más lento y a la larga penalizará la productividad del equipo.

Por la seguridad y la mayor productividad, nos decantaremos por el sistema de frenos hidráulicos.

En cuanto a los materiales por los que estará formado el bastidor, las columnas serán de acero, así que debemos analizar que material será el adecuado para la fabricación de los frenos. Dicho material debe proporcionar un coeficiente de fricción estático elevado, y debe poseer unas propiedades mecánicas relativamente elevadas para soportar las altas presiones. Además es aconsejable que dicho material sea más blando que el acero, dado que cuando se cambie de altura la cruceta friccionara con las columnas y no deben desgastarlas ni marcarlas.

La solución es emplazar un casquillo entre la columna y la cruceta. Los materiales más adecuados son los de la familia de los latones y bronce. Según Serway [11], el coeficiente de fricción entre un latón y el acero en estático es de 0,51, que es similar al de un bronce con acero (0,53). Esta pequeña diferencia en fricción pero un precio sensiblemente inferior de los latones, nos hará decantarnos por casquillos de fricción.

Considerando que nuestro equipo aplicara una fuerza de 4MN, los frenos deberán ser capaces de generar una fuerza de fricción superior con tal que no haya deslizamiento. A esto debemos incluirle un factor de seguridad. El factor de seguridad en este caso será de 1,3.



Así pues los frenos deberán soportar una carga de:

$$F_f = \frac{F_z}{\mu} \cdot 1,3 = \frac{4.000}{0,51} \cdot 1,3 = 10.196 kN \quad (\text{Ec. 9.1})$$

Con esta carga definiremos la superficie necesaria de casquillo y el tipo de latón necesario.

Evaluando las propiedades mecánicas de los latones, nos vamos a decantar por uno de alta resistencia, dado que la adición de Mn, Fe i Al le proporcionan unas mejores características mecánicas y mejor resistencia al desgaste [12].

El latón seleccionado es el CuZn37Mn3Al2Si, por sus altas propiedades mecánicas y por ser suministrado en tubo. El latón se selecciona con una condición de entrega R640 del proveedor OTTO FUCHS [13], del que en la Figura 11 vemos sus características mecánicas.

Strength conditions

Norm/ DIN EN	Condition	Yield strength R _{p0.2} [MPa]	Tensile strength R _m [MPa]	Elongation at break A [%]	Brinell- Hardness HB 2.5/62.5	
{12164}/{12165}/ {12167}/{12168}/ {12420}/{12449}	M	**	**	**	**	DIN EN 12163: Bars, general purpose
{12164}/{12167}/ {12168}	R540	≥280	≥540	≥15	/	DIN EN 12164: Bars for machining
{12449}	R590	≥250	≥540	≥10	/	DIN EN 12165: Pre-material for forging
{12164}		≥370	≥590	≥10	/	DIN EN 12167: Profiles, rectangular bars
{12168}	R640	≥320	≥590	≥8	/	DIN EN 12168: Hollow bars for machining
{12449}		≥320	≥590	≥8	/	
{12420}	H125	(≥180)	(≥470)	(≥16)	≥125	DIN EN 12449: Seamless tubes
{12164}	H130	/	/	/	130-170	
{12165}		/	/	/	130-220	
{12167}/{12168}	H140	/	/	/	130-170	DIN EN 12420: Forgings
{12420}		(≥230)	(≥510)	(≥12)	≥140	
{12449}	H145	/	/	/	140-180	
{12164}	H150	/	/	/	150-220	
{12168}		/	/	/	150-190	
{12449}	H155	/	/	/	150-190	
{12449}	H165	/	/	/	≥160	
Synchro	H150	/	/	/	150-190	

- ** Condition M = without specified mechanical properties - as manufactured
- () The numbers are not requirements of the standard - they are for information only
- / No requirements in standard or not applicable
- { } The alloy is not in this standard - delivery on special terms
- Synchro Synchroniser

Figura 11. Características mecánicas latón CuZn37Mn3Al2Si[13]



Calculemos la superficie de latón necesario para no superar su límite elástico bajo las condiciones de frenado (y aplicando un factor de seguridad de 1,3):

$$A_c = \frac{F_f}{R_{p0,2}} = \frac{10.196 \cdot 10^3}{350} \cdot 1,3 = 37.870 \text{ mm}^2 \quad (\text{Ec. 9.2})$$

Las columnas deben tener el suficiente diámetro como para soportar perfectamente las cargas verticales, así como no ser demasiado finas y tener que hacer unos frenos muy largos para tener la superficie necesaria de frenado.

Con una columna de 100mm de diámetro, calculemos a que tensión se vería sometida:

$$\sigma_t = \frac{F_f}{A_c} = \frac{1.000 \cdot 10^3}{\pi \cdot 50^2} = 127,3 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 9.3})$$

Como podemos ver en Ec. 9.3 todos los aceros soportarían una carga de 1MN por columna, así que el diámetro de 100mm sería adecuado, veamos ahora la altura que debería tener el sistema de frenado. Consideraremos que la superficie efectiva será de 40.000mm² (redondeando Ec. 9.2), y por lo tanto tendremos 10.000mm² de bronce por columna. Para calcular la altura, adoptaremos como el área el perímetro de la columna por su altura del freno.

$$h = \frac{A_c}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{10.000}{2 \cdot \pi \cdot 50} = 31,83 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 9.4})$$

Una altura de poco más de 31mm es incluso pequeña para un montaje de las dimensiones que se están considerando. Desde el punto de vista de la seguridad y durabilidad de la máquina, se decide dejar columnas de 100mm de diámetro y aumentar la altura del bronce, aportando así mayor seguridad al sistema. Por otro lado, dado que la carga se va a aplicar mediante una dirección, el casquillo no se verá sometido a presiones uniformes, así que dicho incremento de longitud favorecerá que no se dañe.



9.2.1.2. Cruceta deslizante sobre husillo

La alternativa a una cruceta desplazable sobre columnas que se fijan a las mismas mediante fricción, es el de una cruceta móvil, que va guiada por 1 ó 2 husillos que la desplazan y bloquean verticalmente. Esta solución tiene múltiples soluciones constructivas, En la Figura 12 podemos ver un ejemplo de una solución de 2 husillos y en la Figura 13 un ejemplo de una máquina de un solo husillo central.

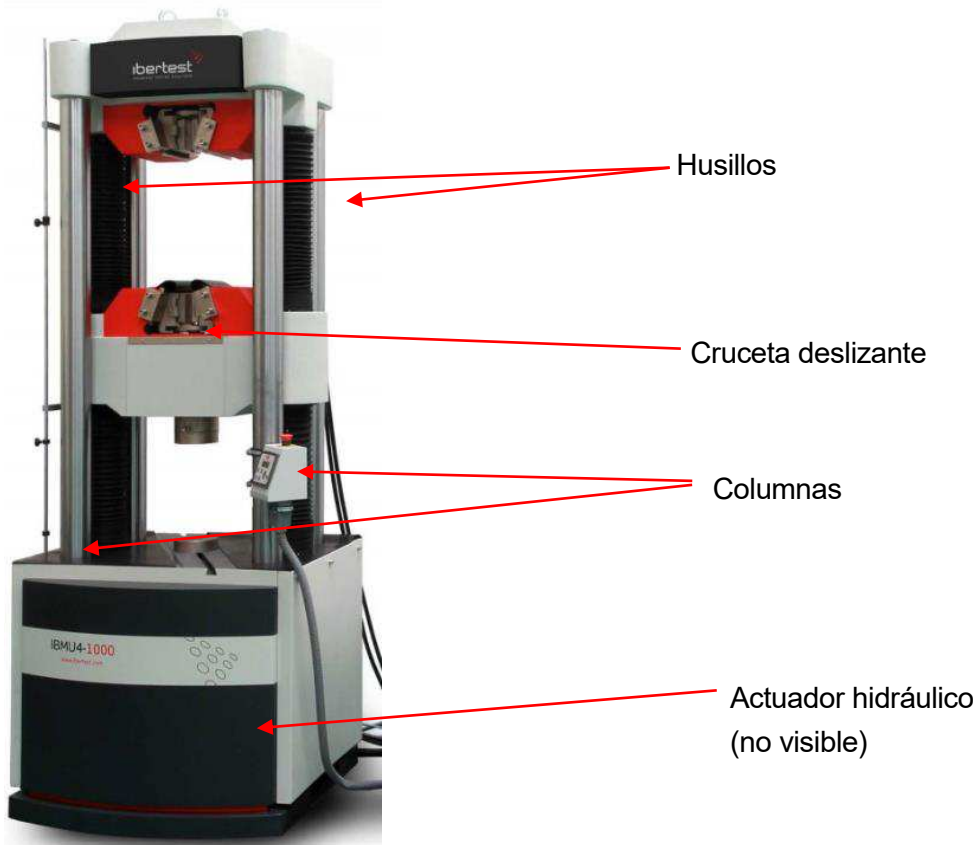


Figura 12. Ejemplo máquina de 2 husillos laterales [7]



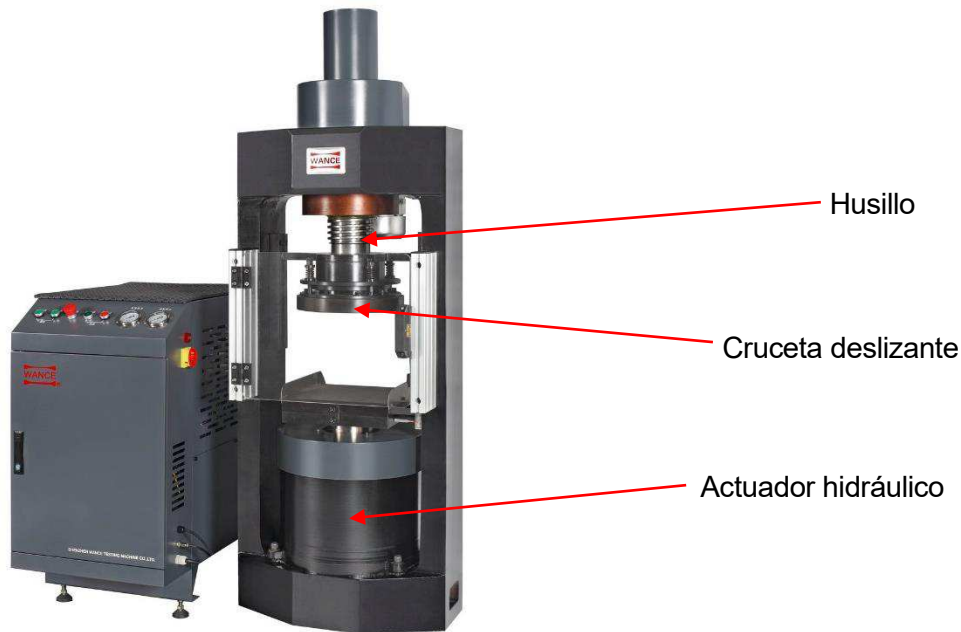


Figura 13. Ejemplo máquina de 1 husillo central [14]

Evaluemos las ventajas e inconvenientes de esta solución.

Ventajas:

- El bloqueo es sencillo y no necesita de elementos de bloqueo adicionales
- Es rápida y fácil de manejar
- No necesita de sistema hidráulico para mover la cruceta

Inconvenientes:

- En una solución de dos husillos no tenemos el espacio lateral libre
- Las alturas libres son menores
- Dimensionar el sistema para poder elevar cargas eleva mucho el coste
- Poca rigidez lateral

9.2.2. Altura del bastidor

La altura de los apoyos de categoría 4, es de como mínimo 150mm, y para un ensayo de modulo dispondremos de dos de estos apoyos. Debemos considerar también la altura de la placa intermedia, más una altura máxima de apoyo que nos podamos encontrar.



Estimando una placa de unos 100mm y dos apoyos de 200mm, necesitaríamos una luz mínima de 400mm, pero con esta altura no podríamos acomodar fácilmente los apoyos en la máquina ni instalar los utillajes, así que deberemos darle más altura.

Por otro lado, y no menos importante, está la altura necesaria para instalar el patrón de calibración. *Interface Force* fabrica uno de los patrones con mayor altura capaz de usarse con cargas de hasta 5MN [15], y tiene una altura de poco más de 700mm.

Como se ha comentado anteriormente, las muestras pueden tener pesos superiores a los 25, además de tener que instalar los útiles, con lo que las alturas deberán ser mayores a modo de facilitar la manipulación e instalación.

Se fija la altura mínima de 1000mm.

9.2.3. Sistema de introducción de muestras

En caso de que el cliente de la máquina no disponga medios para manipular las muestras (tales como carretillas elevadoras) se deberá considerar que el equipo deberá constar con un sistema para introducir las muestras, bien sea un soporte con un carro o similar, que permita introducir fácilmente las muestras. Este carro deberá tener una superficie deslizante (como por ejemplo un tapiz rodante) que permita deslizar fácilmente los apoyos.

9.2.4. Rotula superior

Para los ensayos de compresión es adecuado usar una rótula para evitar la introducción de momentos sobre la muestra, por las imperfecciones y dispersiones propias del proceso de fabricación de las muestras. Por el contrario, para los ensayos de cizalla, no debemos tener rótula. Así pues, es necesario desarrollar una rotula bloqueable.

La solución propuesta, consiste en una rotula, que dispone de un juego de varios milímetros de juego. Cuando no trabaja en compresión, está apoyada en la parte superior de una brida, pero cuando comprimimos, entra en contacto con el asiento esférico. Para bloquear la rótula para los ensayos, se dispondrán de 4 pequeñas columnas (con alojamiento en la bancada superior) que se montaran entre la bancada superior y la cruceta para evitar la rotación. Es importante que la rótula tenga el juego anteriormente mencionado para la instalación de las columnas.



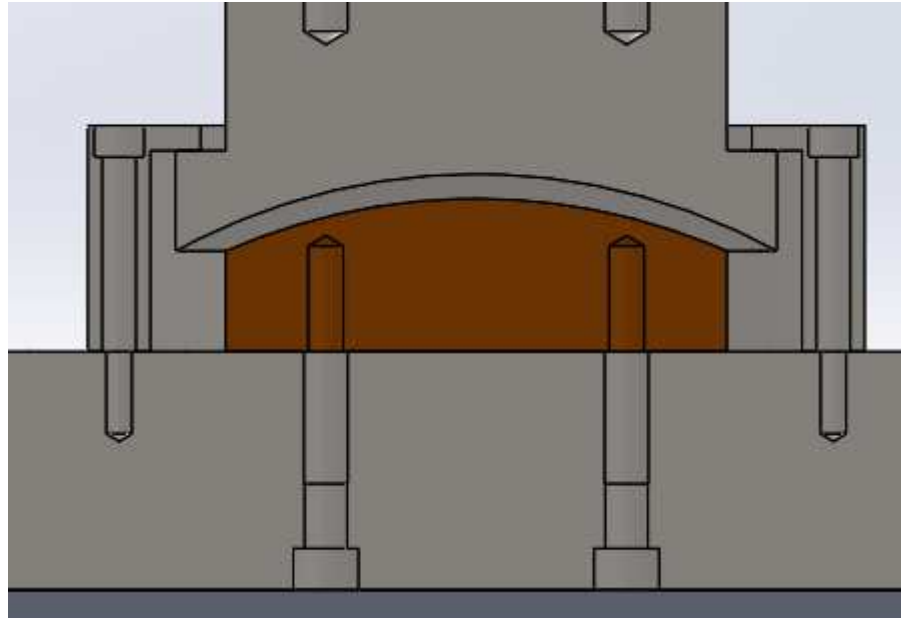


Figura 14. Rótula superior libre. Asiento esférico sin contacto.

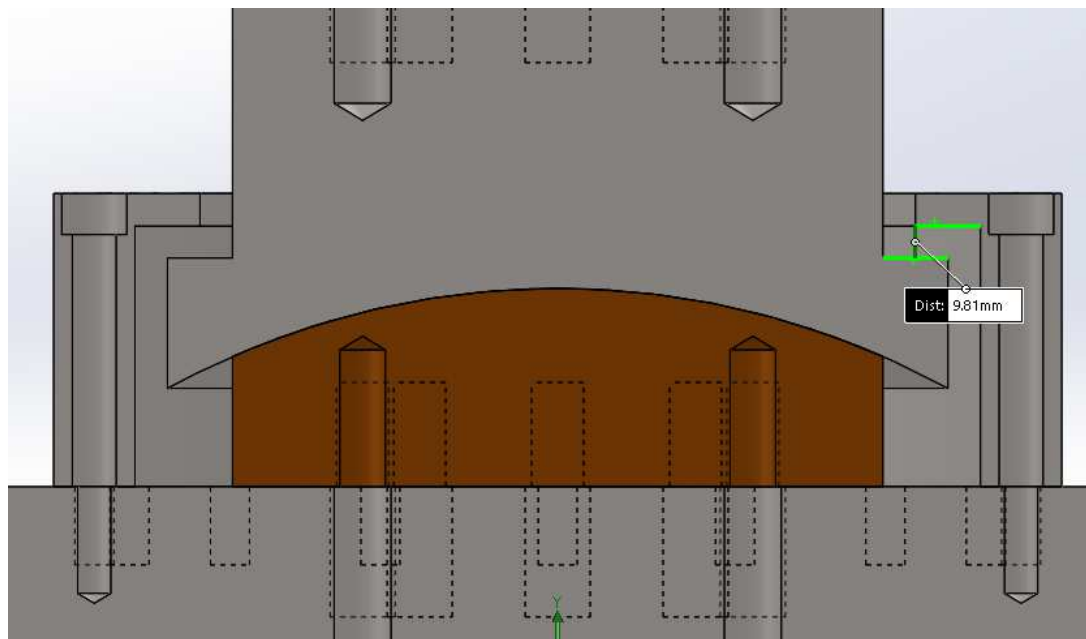


Figura 15. Rótula superior libre. Asiento esférico en contacto e indicación de juego.

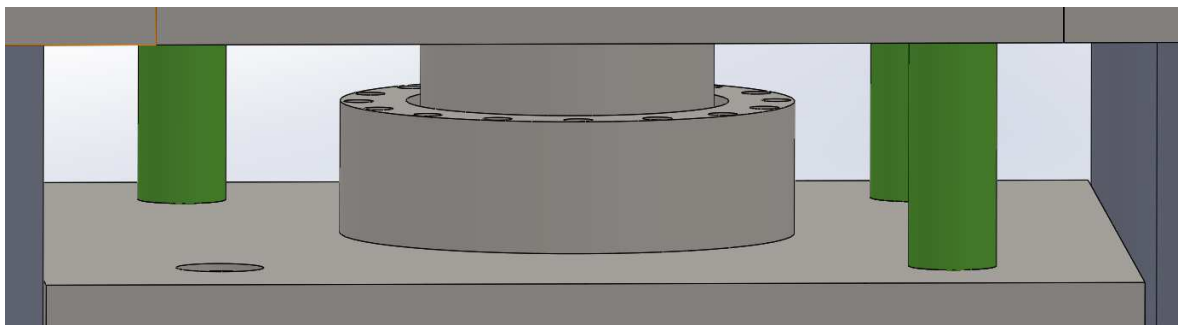


Figura 16. Rótula superior bloqueada. En la imagen falta una columna para mostrar el alojamiento de las mismas.



9.3. Sistema de carga lateral

En la Tabla 14 aparecía la carga lateral máxima que podíamos esperar (en torno a 325kN), y se escogía un actuador de 500kN de carga lateral máxima. Debemos diseñar un sistema que nos permita reaccionar dichas cargas laterales y que además permita regular la altura del bastidor.

Uno de los primeros inconvenientes que nos encontramos es que los actuadores hidráulicos no están preparados para reaccionar cargas laterales. A parte de esto, si tirásemos lateralmente de 500kN de una máquina, lo más probable es que la volquemos o la arrastremos, así que el sistema de carga lateral debe reaccionarse contra el bastidor vertical.

Recordemos el esquema de ensayo de la Figura 4, donde se sitúan dos apoyos simétricamente sobre una placa central y tiramos de esta para introducir la cizalla.

La configuración ideal es derivando el 50% de la carga a la bancada inferior y el 50% a la bancada superior, así no generamos momentos ni cargas laterales a los elementos, ya que el apoyo ensayado transmitirá exactamente ese 50% obteniendo así un sumatorio de fuerzas igual a cero por cada uno de las bancadas.

Nos encontramos nuevamente con un problema de accesibilidad al equipo, ya que si este sistema fuese fijo, sería molesto para acceder para la instalación de las muestras, así como el tener que reaccionar la carga repartida entre la bancada superior e inferior.

Para solventar la accesibilidad, podemos instalar el actuador horizontal sobre un carro que se desplace sobre unas guías perpendiculares a la máquina, con lo que podremos acercar y separar el equipo para cuando no sea necesario.

En cuanto al problema de la reacción, tenemos que idear un sistema de transmisión de cargas desde el actuador a las bancadas. Dado que los ensayos se hacen en una única dirección, lo más fácil es hacer trabajar al actuador en tracción (retraer el actuador), con lo que montaremos un marco que reaccione por contacto (a compresión) contra las bancadas.

Por último, y dado que los apoyos tienen diferentes alturas, el plano medio de ambos apoyos para un montaje determinado será diferente para cada caso. A parte que la posición de la cruceta no será siempre la misma, existiendo más variabilidad en esa posible altura. Para solucionar esto, el carro sobre el que esté situado el actuador será regulable en altura, mediante un mecanismo de tijera.



En la Figura 17 aprecia un esquema de cómo debe ser el sistema de reacción, incluyendo la mesa hidráulica.

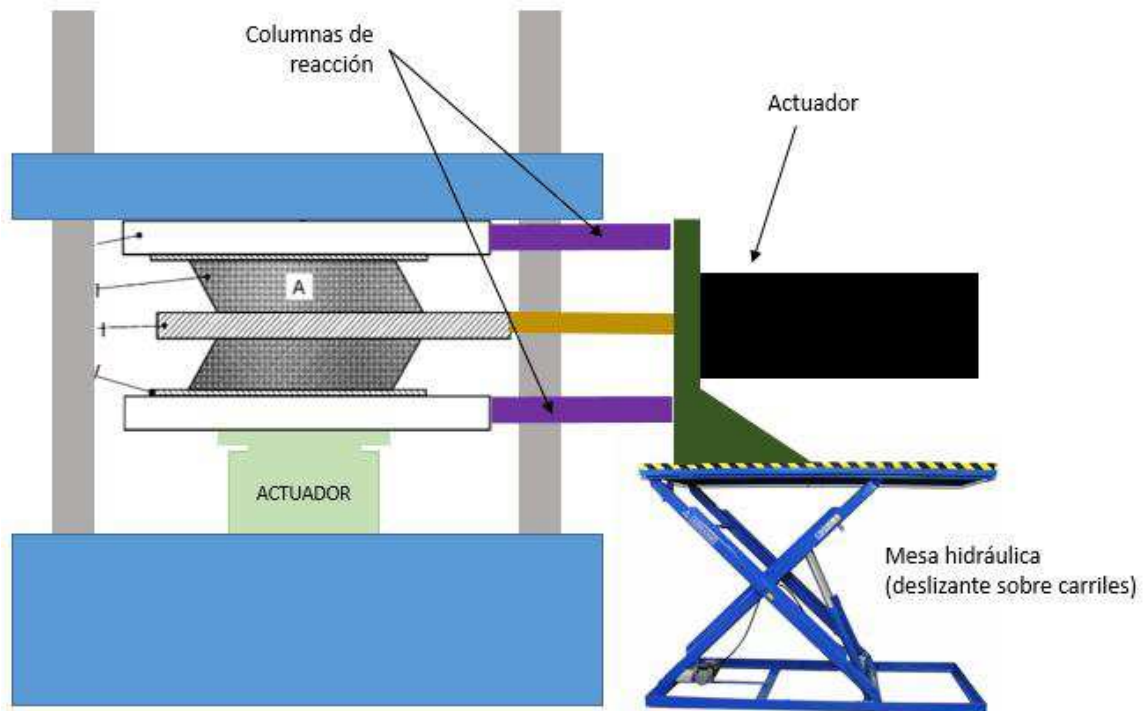


Figura 17. Sistema de reacción lateral

Como podemos ver, de esta manera cumplimos los requisitos necesarios de flexibilidad y de derivar la carga al 50% a cada una de las bancadas (Figura 18)

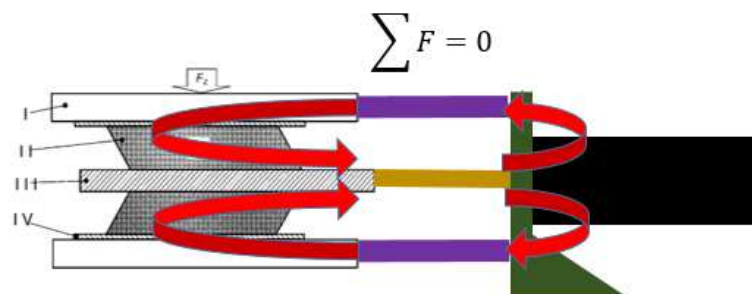


Figura 18. Derivaciones de carga sobre la estructura

En cuanto a su recorrido, y dado que debemos hacer módulos de cizalla (tangente 0,9) y uniones (tangente 2), escogeremos el mayor de ellos y le daremos un cierto margen, para aumentar la flexibilidad del equipo.

En el caso de los módulos, la altura de los apoyos es superior a 150mm, con lo que con un recorrido idéntico a la altura, podríamos introducir la tangente de 0,9. Para las uniones, el



apoyo presenta una altura de 41mm, así que con 150mm se podría realizar también dicho ensayo.

Para flexibilizar un poco, le daremos un rango mínimo de 300mm.



10. Elemento de control

Una vez evaluados los requisitos de control, pasaremos a definir los elementos de control.

El actuador lateral deberá ser controlado por posición, con velocidades de hasta 150mm/mm. Dicho actuador es de doble efecto, siendo la opción más adecuada la servoválvula, por su elevada precisión tanto en control de posición como en control de fuerza. Dentro de las servoválvulas nos encontramos con un amplio catálogo, donde la empresa líder es MOOG [16].

La elección estándar de servoválvula de control para actuadores de ensayos es la familia G761, pero dicha gama está mucho más enfocada a ensayos dinámicos donde las prestaciones requeridas son muy elevadas. Dichas servoválvulas tienen un coste de caso 3.000€ y una presión de trabajo de hasta 315 bar. Esta familia de servoválvulas además no incorpora electrónica de control, con lo que es necesario que nuestra electrónica de control disponga de todos los PID y ajustes necesarios para controlar el ensayo, suponiendo un encarecimiento del sistema.

Si miramos el catálogo de MOOG, nos encontramos con la familia de servoválvulas DDV (Direct Drive Valve), que son un sistema similar a la familia G761, pero que su corredera está excitada por un motor lineal. Es decir, una fusión entre servoválvula tradicional y válvula proporcional. Estas servos son mucho más económicas (precio inferior a 1000€) y además incorporan su propia electrónica de control incorporada. Esto por lo tanto simplificará nuestra electrónica de control. Por otro lado, estas servoválvulas permiten presiones de trabajo hasta los 350bar (que se podría traducir en una reducción de tamaño del actuador). De esta familia de servoválvulas, nos decantaremos por los modelos D633-D634.

Para el actuador vertical, nos vamos a decantar por la misma serie de válvulas que para el actuador horizontal (sería D633-D634 de MOOG [17]), para no tener una electrónica que deba gestionar diferentes tipos de señal. El motivo por decantarnos por esta válvula es su alta presión de trabajo. Podríamos seleccionar válvulas con presiones de trabajo superior (hasta los 1000bar), pero los controles serían más pobres y el grupo hidráulico se encarecería mucho, ya que necesitaríamos un sistema hidráulico para el actuador horizontal y otro para el vertical. Si fijamos que ambos sistemas trabajen a la misma presión, ahorraremos en el grupo hidráulico.



11. Sistema hidráulico

Explicar esquema hidráulico y justificación de los elementos.

Si fijamos la presión de trabajo del grupo hidráulico en 320 bar (para evitar que una sobrepresión pueda dañar algunos elementos), dimensionemos los equipos:

11.1. Dimensionado actuador vertical

Para obtener una carga de 4MN con una presión de 320 bar (32MPa), el actuador debe tener una sección mínima de:

$$A = \frac{F}{P} = \frac{4 \cdot 10^6 \text{ N}}{32 \text{ MPa}} = 125.000 \text{ mm}^2 \quad (\text{Ec. 11.1})$$

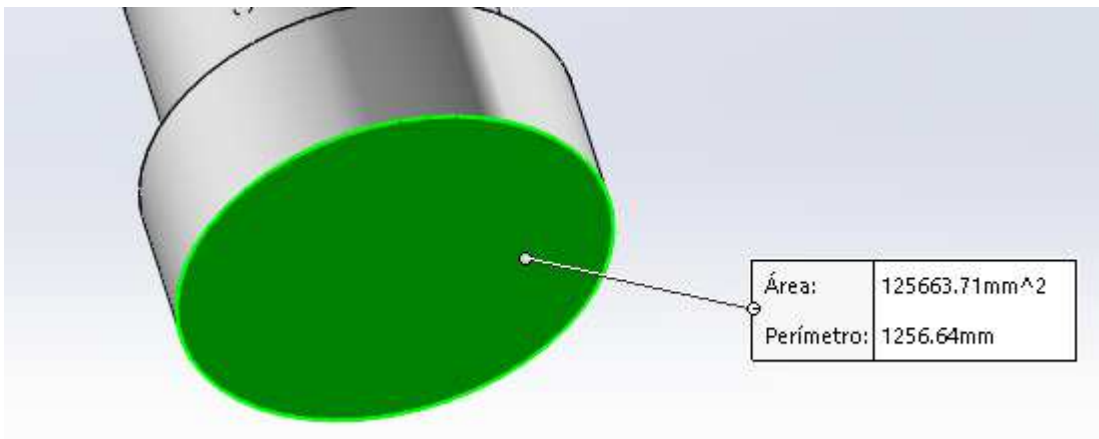


Figura 19. Área actuador vertical

A nivel de caudal, no se requieren velocidades elevadas, así que calcularemos el sistema para una velocidad máxima de 50mm/min, ya que es una velocidad adecuada para mover el actuador en condiciones de seguridad y es lo suficientemente ágil como para aplicar precargas sin necesidad de excesivos tiempos de espera.

Así pues, calculamos el volumen de fluido necesario para desplazar el actuador 50mm (en litros) y por lo tanto obtendremos el caudal en litros por minuto.



$$V = A_m \cdot d = 125.000 \cdot 50 \cdot 10^{-6} = 6,25 dm^3 / \text{min} \quad (\text{Ec. 11.2})$$

Si volvemos al apartado 10, la válvula adecuada es la MOOG D633 de 10 litros por minuto.

Si dispusiéramos el caudal, calculemos cual sería la velocidad máxima a la que se podría desplazar. Para ello miraremos el desplazamiento que tendremos para 10 litros (volumen que controlaría la válvula en un minuto):

$$d = \frac{V}{A_m} = \frac{10 \cdot 10^6}{125.000} = 80 mm \quad (\text{Ec. 11.3})$$

La velocidad vertical máxima sería de 80mm/min.

11.2. Dimensionado actuador horizontal

Para obtener una carga de 500kN con una presión de 320 bar (32MPa), el actuador debe tener una sección mínima de:

$$A_m = \frac{F}{P} = \frac{500 \cdot 10^3 N}{32 MPa} = 15.625 mm^2 \quad (\text{Ec. 11.4})$$

La velocidad máxima que permite la norma es de 150mm/min, pero no es imperativo hacer los ensayos a dicha velocidad. Una velocidad de 50 ó 60 mm/min es suficiente. No olvidemos que velocidad es caudal, y el caudal está relacionado directamente con la potencia, así que cuando más ajustemos el caudal, menor será el coste operativo del banco.



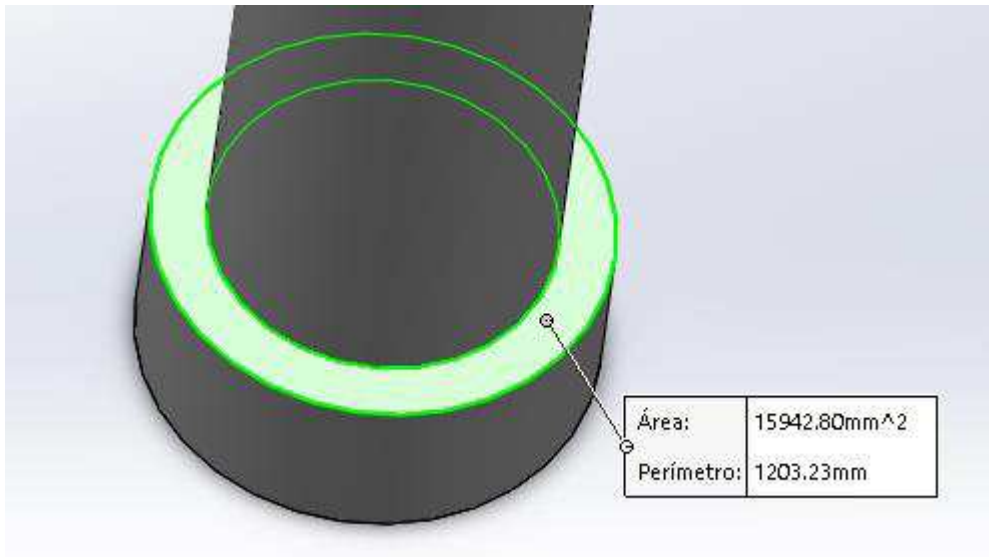


Figura 20. Área del actuador horizontal

Para calcular el caudal necesario para obtener 60mm/min, calcularemos el volumen que necesario para desplazar el vástago 60 mm:

$$V = A_m \cdot d = 15.625 \cdot 60 \cdot 10^{-6} = 0,938 \text{ dm}^3 / \text{min} \quad (\text{Ec. 11.5})$$

Si volvemos al apartado 10, la válvula adecuada es la MOOG D633 de 5 litros por minuto, que es la de menor tamaño.

Si dispusiéramos el caudal, calculemos cual sería la velocidad máxima a la que se podría desplazar. Para ello miraremos el desplazamiento que tendremos para 5 litros (volumen que controlaría la válvula en un minuto):

$$d = \frac{V}{A_m} = \frac{5 \cdot 10^6}{15.625} = 320 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 11.6})$$

La velocidad vertical máxima sería de 320mm/min.



11.3. Dimensionado grupo hidráulico.

Como hemos visto en los dos anteriores apartados, las necesidades de caudal mínimo sería de 6,25 litros por minuto, dado que por el ensayo no hay simultaneidad, es decir, primero siempre se aplica una carga y luego otra. Por otro lado, el caudal máximo no debería ser mayor a 10 litros por minuto, puesto que no tenemos elemento de control que sea capaz de controlar mayor caudal.

Dentro de todas las tipologías de bomba, la primera gran partición es entre bombas de caudal fijo y las de caudal variable. Las primeras son mucho más económicas y por lo general robustas. Las segundas ofrecen un ahorro energético en condiciones de requisito de caudal variable y alta tasa de uso.

En nuestro equipo, la tasa de uso va a ser relativamente baja (no estará 24h al día usándose), con lo que el coste de una bomba de caudal variable no está justificada, y más cuando se tienen en cuenta caudales tan bajos.

Dentro de las familias de bombas de caudal fijo, nos vamos a decantar por una bomba de engranajes internos, ya que es la que ofrece una presión de línea muy estable, en comparación a las bombas de paletas o las de pistones.

Para sistemas servocontrolados la presión de la línea debe ser lo más estable posible para disponer de un control preciso. Esta estabilidad de presión se podría mejorar con acumuladores, pero escogiendo una bomba de engranajes internos, sería suficiente.

Con las presiones definidas anteriormente (320 bar) y engranajes internos, nos encontramos con el fabricante Bucher [18] y su familia QX.

Determinemos cual sería el modelo adecuado. Para ello calcularemos el desplazamiento de la bomba mínimo, parámetro que indica el volumen por revolución de la bomba. Si usamos un motor asíncrono de 1.450 rpm, multiplicando ambos valores obtendremos el caudal de la bomba.

$$\text{desplazamiento} = \frac{Q}{n_{mot}} = \frac{6,25 \cdot 10^3}{1.450} = 4,31 \text{ cm}^3 / \text{rev} \quad (\text{Ec. 11.7})$$

Se selecciona la bomba QX23-005, con un desplazamiento de 5,1 cm³/rev (que se traduce en 7,65 litros por minuto).



Revisando la Ec 11.3, la velocidad máxima del actuador vertical con una bomba de 7,65 lpm se verá reducida a 61,2mm/min. El actuador horizontal no se ve afectado, ya que el caudal de la bomba es superior al de la válvula.

Se seguirá la recomendación del fabricante de un motor de 4kW como mínimo.



12. Equipos de medida (sensores)

En este apartado veremos los sensores con los que estará equipado el banco para llevar a cabo los ensayos.

12.1. Sensores para ensayo de compresión

Para el ensayo de compresión se requieren las siguientes medidas:

- Carga vertical
- Deformación vertical de las muestras

12.1.1. Medida de carga vertical

El sensor por excelencia para medir fuerzas en las máquinas de ensayo es la célula de carga, pero en este caso se requiere de una célula de 4MN, cuyo precio de mercado puede superar los 10.000€ en función de la calidad requerida. Leyendo la norma de referencia [1], se indica como requisito del equipo, que debe tener una exactitud menor o igual al 2% del valor registrado.

Como alternativa a la célula de carga, podemos usar un sensor de presión, que cumpliría sobradamente con los requisitos del 2%. Estos sensores son muchísimo más baratos que las células de carga, y en caso de daño del sensor su sustitución es muy sencilla. Además, no aumenta la altura del bastidor. El gran inconveniente de los sensores de presión viene en el rango bajo de presiones, ya que la fricción del actuador empieza a cobrar importancia, y eso hace que usarlos en medidas de carga por debajo del 10% del fondo de escala de la máquina sea desaconsejable, por su baja fiabilidad. Dado que nosotros hemos dimensionado el equipo para trabajar por encima del 10%, es la mejor opción.

Un aspecto a tener en cuenta para este sensor, es la ubicación del mismo. Puede parecer tentador y sencillo situarlo en la línea hidráulica de alimentación del actuador (después de la servoválvula), pero su ubicación ideal es directamente en el actuador, lo más alejado posible de la entrada/salida de fluido, para disminuir al máximo todas las distorsiones y pérdidas de carga de las conexiones hidráulicas.



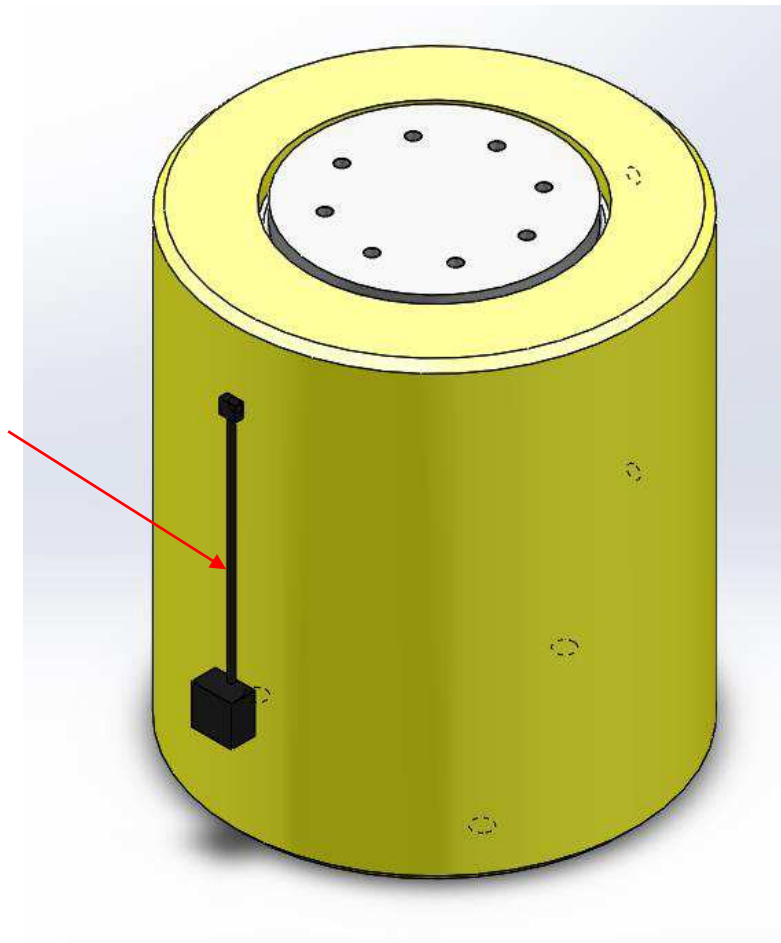


Figura 21. Sensor de presión diferencial en actuador vertical.

12.1.2. Medida deformación vertical

La norma [1] indica que para medir la deflexión vertical bajo carga del apoyo, será necesario el uso de dos sensores de desplazamiento, situados simétricamente y equidistantes desde el centro del apoyo y en una línea que pase a través del centro del apoyo.

Si tenemos en cuenta el rango de espesores ira desde menos de 40mm a más de 150mm, debemos encontrar o bien un sensor que pueda medir esta magnitud en forma absoluta, o bien un sensor que sea fácilmente ajustable y tan solo mida la deformación bajo carga.

Los sensores con más de 150mm de recorrido y con una precisión adecuada (menos de 2% del valor registrado, sobre un desplazamiento del orden de magnitud del milímetro), son caros, así que la opción es la de usar un equipo de menor rango (25mm será suficiente) y que se ajuste para la altura de la muestra. La tecnología de medida puede ser tipo LVDT.

Dado que el cuerpo de los sensores de 25mm suele ser corto, a fin de poder cubrir con todas las alturas de apoyos, será necesario disponer de unos alargadores de varilla para dichos sensores.



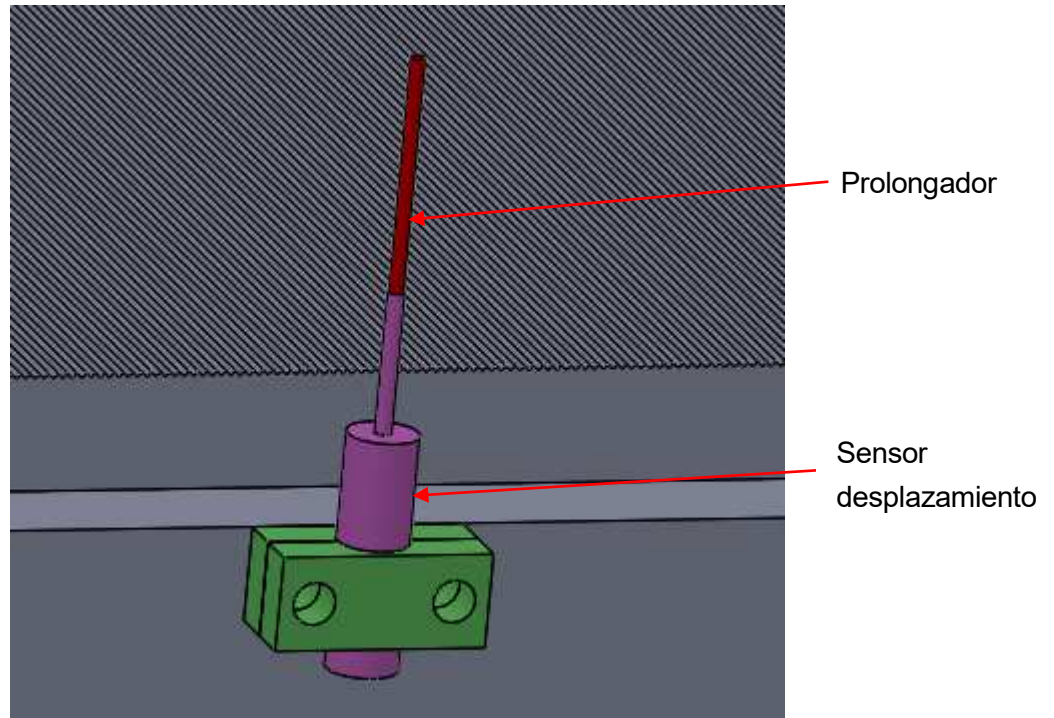


Figura 22 Sensor de desplazamiento vertical

12.2. Sensores para ensayo de cizalla

Para el ensayo de cizalla se requieren las siguientes medidas:

- Carga vertical
- Carga horizontal
- Deformación horizontal de las muestras

12.2.1. Medida de carga vertical

La medida de carga vertical se realizara acorde a 12.1.1.

12.2.2. Medida de carga horizontal

En este caso usaremos célula de carga, dado que para 500kN se pueden encontrar soluciones comerciales bastante económicas y además podemos ampliar el rango de trabajo por debajo del 10% del fondo de escala. En los ensayos de modulo, el rango de carga en cizalla es bastante amplio, así que mejor disponer un sensor que pueda cubrir un rango del 5% al 100%.



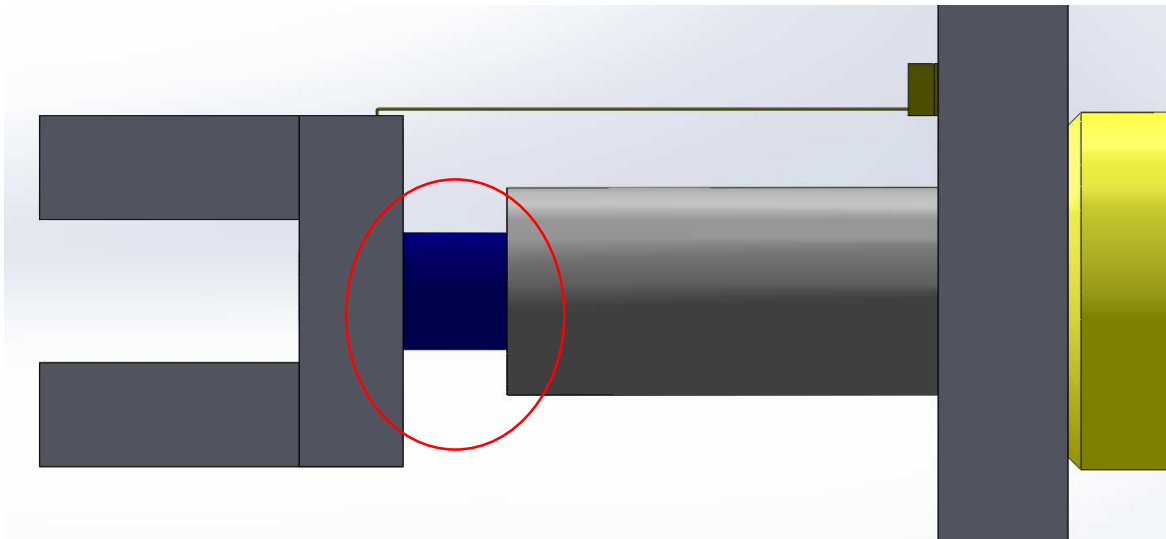


Figura 23 Célula de carga actuador horizontal

12.2.3. Medida deformación horizontal

El actuador horizontal llevará incorporado un sensor de posición (como casi la inmensa mayoría de actuadores), pero es totalmente desaconsejable usar este sensor para el cálculo de resultados de ensayo, ya que al estar situado por detrás de la aplicación de carga, está indicando la deformación del propio actuador, de los utilajes y la célula de carga, pudiendo aportar errores muy altos. Lo adecuado es instalar un sensor exterior. Dicho sensor se puede posicionar por delante de la placa de soporte contra el utilaje, en dicho caso, se aconsejan o bien un sensor de hilo, o un sensor laser, ya que un LVDT o similar imposibilitaría dicha ubicación.

Por coste y robustez, nos decantaremos por el sensor de hilo, que se puede conectar fácilmente a la placa intermedia y medir directamente la deformación. Además, el rango del sensor de hilo puede ser reducido y hacer uso de un prolongador para unirlo adecuadamente al utilaje.



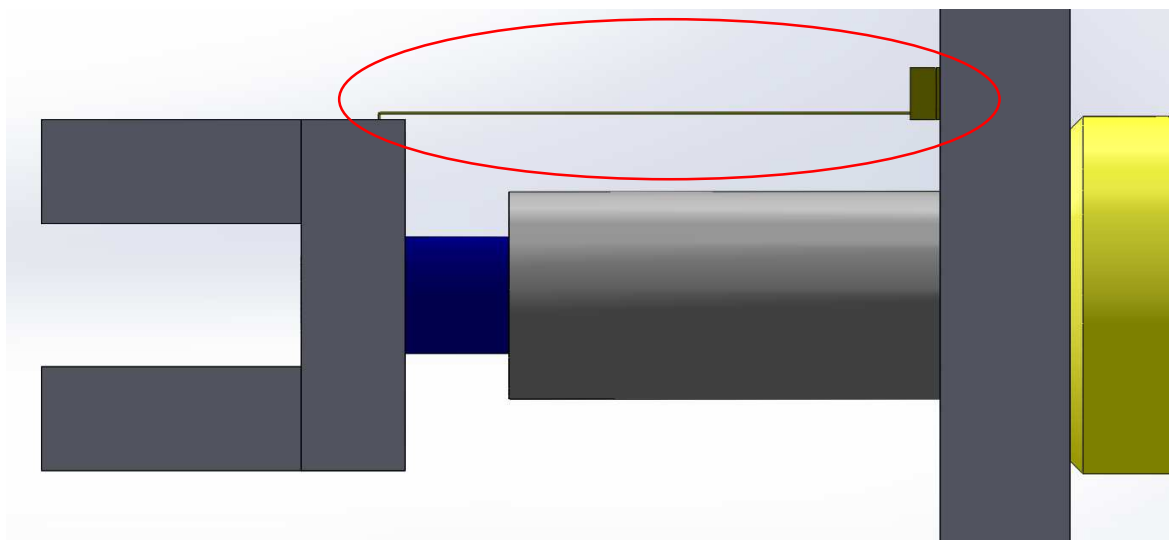


Figura 24 Sensor de medida horizontal



13. Configuración definitiva equipo

Después de analizar las diferentes opciones, y por el sistema de aplicación de carga lateral, vamos a terminar de determinar cómo será el bastidor y la lista de elementos principales que deberá incorporar.

Debido a que para que el sistema de carga lateral trabaje adecuadamente, la rigidez del sistema debe ser lo más simétrica posible, descartamos un bastidor de cruceta deslizante mediante usillos, puesto que la rigidez lateral de esta solución es muy baja en el lado de la parte móvil, generando que no se repartan al 50% las cargas y siendo perjudicial para la propia máquina.

Así pues, la solución será la de un bastidor de 4 columnas con una cruceta móvil, fijada por frenos hidráulicos (se descarta freno mecánico por el riesgo que supone una mala manipulación y por el tiempo extra que supone ajustarlos en comparación con los hidráulicos).

El sistema de aplicación de carga vertical será mediante un actuador hidráulico servocontrolado de doble efecto, de 4MN de capacidad y 150mm de recorrido, controlado por una servoválvula MOOG D633 de 10 lpm. La carga se medirá mediante un sensor de presión.

En el capítulo 9.3, el sistema de carga lateral ha quedado definido con una mesa hidráulica, ajustable en altura, sobre la que se montara un actuador de doble efecto, de 500kN de capacidad y 300mm de recorrido, sobre una placa frontal de reacción. Sobre dicha placa, reaccionaran unas columnas (4) instaladas sobre las bancadas. El control se realizará mediante una servoválvula MOOG D633 de 5 lpm, y la medida de la carga mediante célula de carga de 500kN.

El bastidor debe tener un ancho de columnas lo suficientemente ancho como para poder introducir los apoyos. Dependiendo de los equipos disponibles en la empresa, se recomienda hacer dicha tarea mediante carretillas elevadoras, o instalando un tapiz rodante lateral. De todas formas, se estima un ancho de columnas de 760mm, con unas bancadas de alta fricción de 600x600mm (la cota mayor de apoyo a ensayar será de 400mm). La cruceta superior deberá incorporar taladros roscados, de manera que se puedan poner cáncamos para elevación de cargas moderadas, tales como útiles.

Además de lo anteriormente citado, se deben considerar 3 sensores de desplazamiento, dos verticales para los ensayos de compresión y uno horizontal para los ensayos de cizalla.



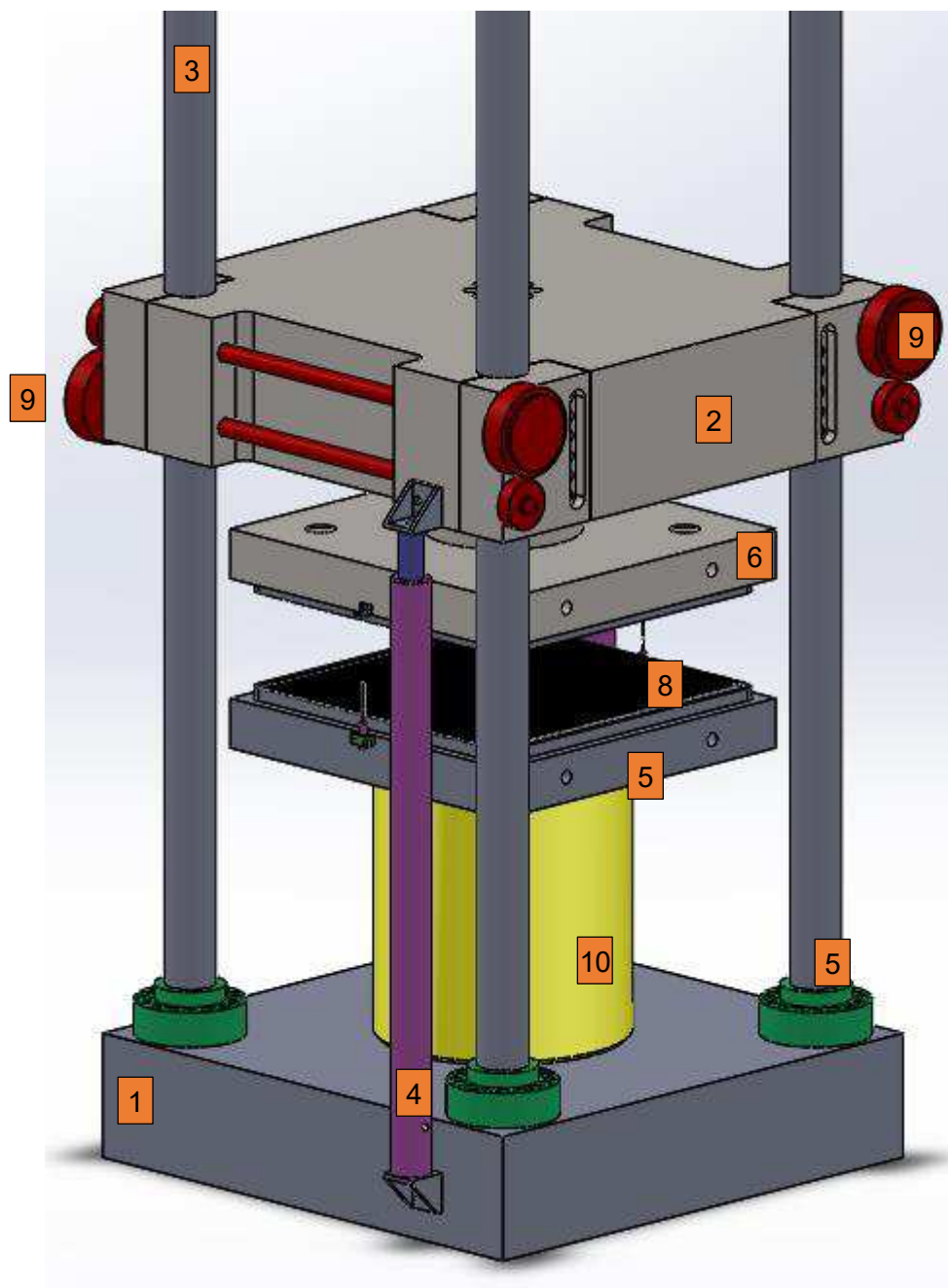


Figura 25 Máquina en configuración de compresión



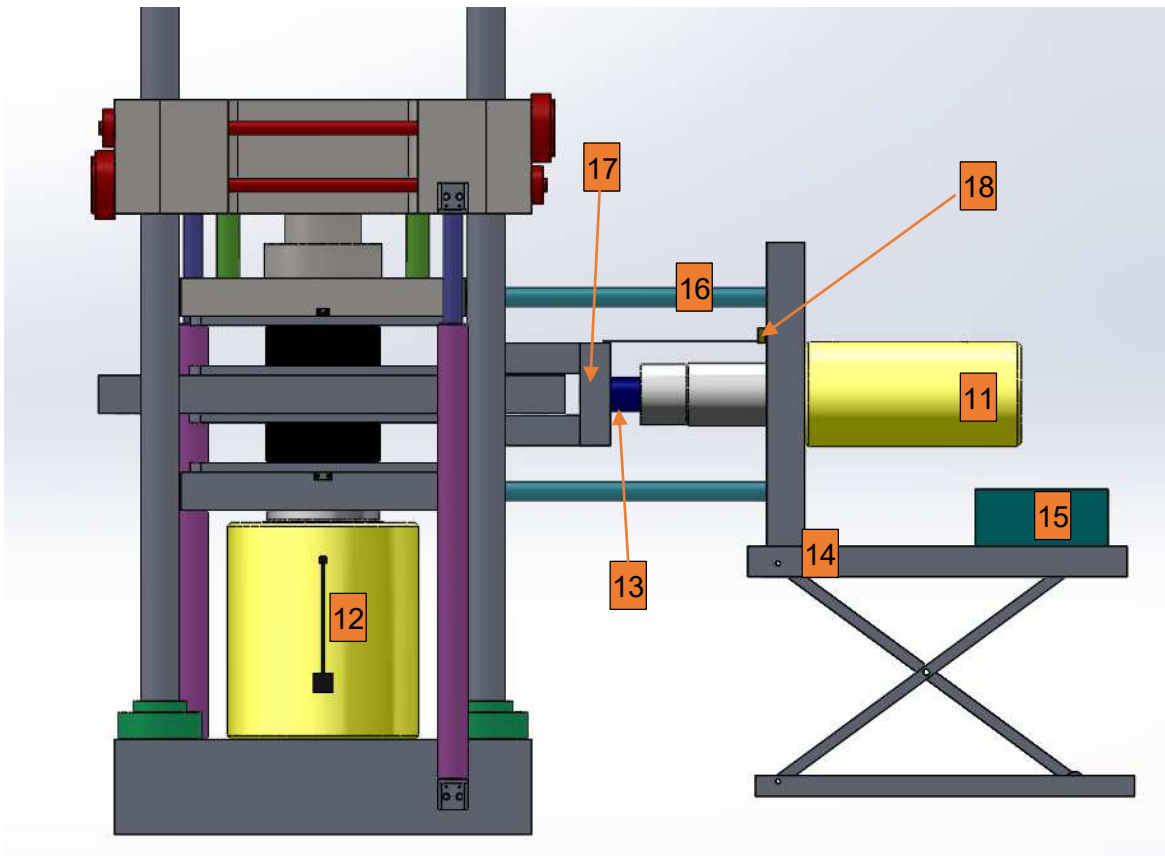


Figura 26 Máquina en configuración de cizalla

De la Figura 25 y de la Figura 26, se identifican a continuación los principales elementos:

1. Base
2. Cruceta
3. Columnas
4. Gatos elevadores
5. Bancada inferior
6. Bancada superior
7. Placa intermedia de cizalla
8. Placas de alta fricción
9. Frenos hidráulicos
10. Actuador vertical
11. Actuador horizontal
12. Sensor de presión diferencial
13. Célula de carga
14. Mesa elevadora (esquemática)
15. Contra peso
16. Columnas de reacción
17. Mordaza



18. Sensor desplazamiento

A la hora de diseñar las piezas y elementos, se tendrá en cuenta también la incorporación de taladros para la manipulación de las piezas.



14. Presupuesto

Ingeniería	Precio/ud	Unidades	Precio
Estudio, desarrollo y redacción proyecto	45	480	21.600 €
Planos y gestión de compras	40	45	1.800 €
Subtotal ingeniería			23.400 €

Tabla 15. Precios de ingeniería

Compras	Precio/ud	Unidades	Precio
Actuador vertical	5500	1	5.500 €
Actuador horizontal	3200	1	3.200 €
Mesa hidráulica	1200	1	1.200 €
Célula 500kN	1650	1	1.650 €
Sensor presión	850	1	850 €
LVDT 25mm	350	2	700 €
Sensor hilo 100mm	250	1	250 €
Varios/tornillería	1000	1	1.000 €
Subtotal compras			14.350 €

Tabla 16. Precios de compras

Mecanizado	Peso base	Precio kg	h mecanizado	€/h mec	Unidades	Precio
Base	3000	3	40	45	1	10.800 €
Columna	20	4	10	45	4	2.120 €
Cruceta					1	18.756 €
Cuerpo cruceta	3000	3	60	45	1	
Brida cruceta	100	3	20	45	4	
Casquillo	2	12	12	45	4	
Bancada inferior	500	3	30	45	1	2.850 €
Bancada sup cjt					1	8.690 €
Bancada sup	500	3	30	45	1	
Brida	50	4	20	45	1	
RotulaH	450	4	35	45	1	
RolulaM	20	12	25	45	1	
Placa alta fricción	125	4,5	50	45	4	11.250 €
Columnas compresión	5	4	2	45	4	440 €
Columnas reacción	15	4	3	45	4	780 €
Intermedia	750	3	35	45	1	3.825 €
Subtotal mecanizado						59.511 €

Tabla 17. Precios de mecanizados



15. Planificación del proyecto

En la Figura 27 se expone un diagrama de Gantt que resume las actividades más importantes que se han llevado a cabo para la realización de este proyecto.

Actividad	Semanas													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Estudio de la norma	■	■	■			■	■							
Investigación tipos de máquinas			■	■			■							
Cálculos del proyecto					■				■	■				
Desarrollo concepto 3D							■	■			■	■	■	■
Redacción de documentación			■		■				■	■	■	■	■	■

Figura 27. Diagrama de Gantt de las actividades llevadas a cabo

En la Figura 28 se representa un gráfico que resume la dedicación por tareas que ha dedicado el autor para desarrollar el proyecto.

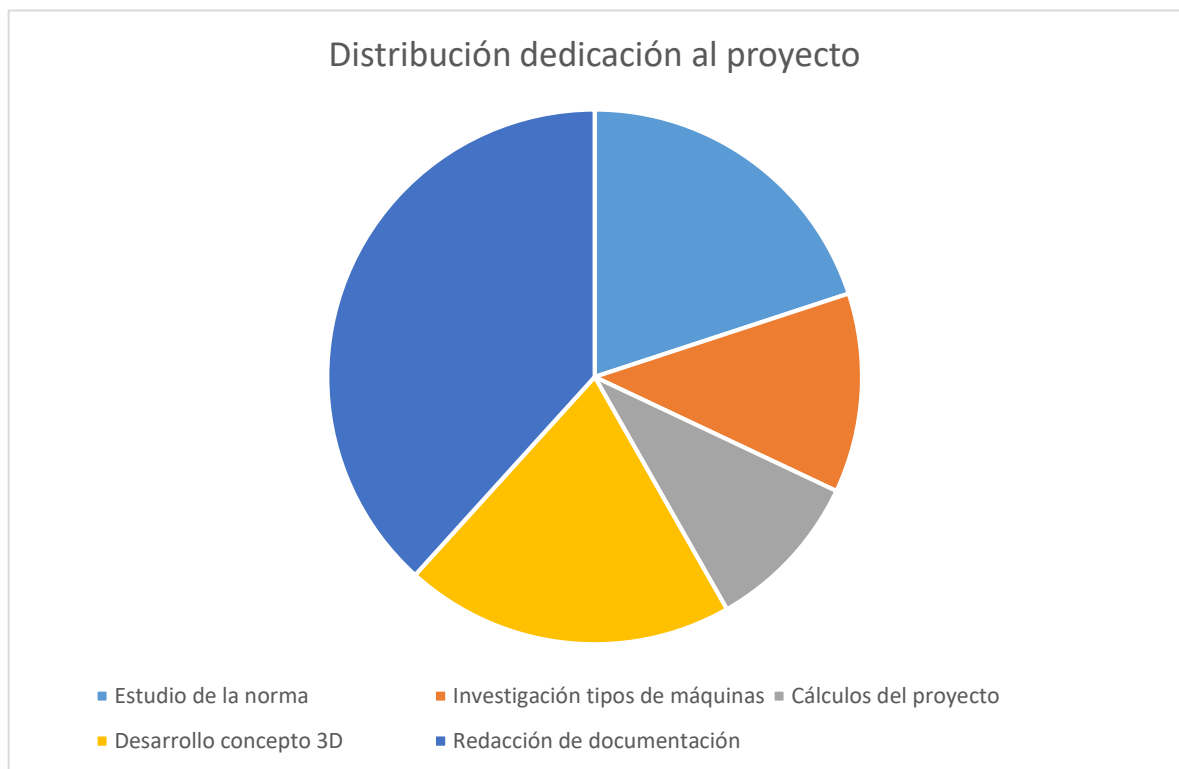


Figura 28. Distribución de la dedicación por tareas



16. Evaluación de impacto ambiental

A continuación vamos a evaluar el impacto ambiental de nuestro banco a lo largo de su vida.

16.1. Impacto constructivo

Todos los materiales de los que están fabricados los diferentes componentes son reciclables. En su mayoría el equipo está constituido por acero. Se encuentran pequeñas cantidades de materiales electrónicos y poliméricos, que en caso de ser renovados o destruidos deberán recibir un tratamiento adecuado.

16.2. Impacto durante su vida de uso

Durante la vida útil de equipo, a parte de su consumo eléctrico, va a usar fluido hidráulico para su funcionamiento. El fluido hidráulico (aceite) deberá ser tratado como un residuo y se prevé que se generen unos 200 litros de residuo cada 5 años. Dichos residuos deberán ser retirados por una empresa autorizada.

El equipo tiene un riesgo moderado de provocar vertidos en caso de avería (rotura de mangueras, etc.).

El grupo hidráulico, puede generar presiones sonoras elevadas (superiores a los 80dB), con lo que depende de donde se ubique puede ser necesario el uso de protección auditiva por parte de los operarios.



Conclusiones

A pesar de la extensa gama de apoyos elastoméricos que se pueden fabricar (como se puede apreciar en la Figura 2), un análisis profundo de la norma nos ha permitido limitar a un único equipo todos los ensayos de seguimiento, requiriendo tan solo un control detallado de las planificaciones de producción a nivel de consumos de elastómeros. De lo contrario, si ensayásemos la primera unidad al llegar a cada uno de los volúmenes indicados, nos encontraríamos o bien con cargas muy bajas, o con cargas extremadamente altas (superiores a los 10MN).

La norma nos permite jugar con los tamaños en planta de los apoyos, variando solo los espesores a modo de poder adecuarlos a las categorías de ensayo.

Por otro lado, el banco se ha diseñado con unas dimensiones algo mayores para poder acomodar algunos ensayos de mayor envergadura en caso de que para alguna ocasión puntual requieran hacer ensayos de I+D o incluso un cliente suyo les requiriera un ensayo adicional sobre una muestra en concreto.

Si comparamos nuestro equipo con el equipo encontrado de SERVOSIS [5], rápidamente podemos ver que el dicho equipo está sobredimensionado en cargas (a no ser que su objetivo sea el de cubrir más ensayos que los puramente de seguimiento), pero además su filosofía contiene varios errores desde mi punto de vista:

- Se trabaja con dos actuadores para aplicar la carga vertical, eso encarece mucho el banco y complica el control. Además, si los actuadores se controlan por fuerza el sistema es inestable.
- Los dos actuadores verticales tienen que reaccionar la carga horizontal, esto hace que se castiguen y se puedan incluso llegar a dañar.
- El bastidor tal cual está concebido para introducir las cargas no está optimizado.

Esta breve comparación demuestra que el banco de ensayos desarrollado en el presente proyecto es una solución mucho más óptima, tanto desde el punto de vista constructivo como económico.



Bibliografía

Referencias bibliográficas

- [1] AENOR. *UNE-EN 1337-3: 2005. Apoyos estructurales. Parte 3: Apoyos elastoméricos.* 2005
- [2] <http://www.aenor.es/>
- [3] <http://www.marcado-ce.com/directivas-europeas-de-nuevo-enfoque.html>
- [4] http://www.f2i2.net/legislacionseguridadindustrial/Si_Ambito.aspx?id_am=1000.
- [5] <https://www.youtube.com/watch?v=OEirTubuX5o>
- [6] <http://www.instron.es/>
- [7] <http://www.ibertest.es/>
- [8] <https://www.mts.com>
- [9] <https://www.enac.es/>
- [10] <https://www.enac.es/documents/7020/27eaf24d-0645-4184-a5a4-871225a16ebe>
- [11] http://didactica.fisica.uson.mx/tablas/coefficients_of_friction.htm
- [12] RIVA, C. *Disseny de màquines IV. Selecció de materials 2.* Barcelona: Edicions UPC. 1997, p. 22-31
- [13] http://www.otto-fuchs-duelken.de/fileadmin/user_upload/Downloads/OF2291_2014_05_EN.pdf
- [14] <http://www.wance.net/>
- [15] <http://www.interfaceforce.com/index.php?2160-High-Capacity-Column-Load-Cell&mod=product&show=51>
- [16] <http://www.moog.es/>
- [17] http://www.moog.com/literature/ICD/Moog-Valves-D633_D634-Catalog-en.pdf
- [18] <http://www.bucherhydraulics.com/>



[19] <http://www.bucherhydraulics.com/46939/Products/Mobile-and-Industrial-hydraulics/Products/Pumps/Internal-Gear-Pumps-QX/QX2/index.aspx>

