



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Máster en Ingeniería Industrial

MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Desarrollo y puesta a punto de un banco de ensayos para órtesis de pie-tobillo

Autor: D. Álvaro del Río Gómez

Tutor: Dr. Alberto Mansilla Gallo

Dpto: Ciencias de los Materiales e Ingeniería Metalúrgica, Expresión Gráfica en la Ingeniería, Ingeniería Cartográfica, Geodesia y Fotogrametría, Ingeniería Mecánica e Ingeniería de los Procesos de Fabricación

Valladolid, julio de 2022



Resumen

Las órtesis dinámicas de pie-tobillo (DAFO) son soluciones ortopédicas para facilitar el movimiento del tobillo en personas que sufren alguna condición fisiológica que afecta a la capacidad de caminar. La fabricación de estas órtesis está en los últimos años transformándose de los métodos tradicionales al uso de nuevas tecnologías de impresión 3D. La rigidez y características mecánicas del DAFO varían de un diseño a otro, y son críticas para la efectividad de la órtesis en el paciente.

Aunque varias publicaciones de grupos investigadores han intentado establecer modelos de determinación de estas características mecánicas, aún no existe un protocolo específico para medir estas propiedades.

En este proyecto se continúa una línea de trabajo anterior para desarrollar un banco de ensayos con el que determinar el comportamiento dinámico de DAFOs fabricados mediante impresión 3D, realizando un rediseño, puesta a punto, toma de ensayos y análisis de los resultados obtenidos.

Palabras clave

Ensayo, DAFO, rigidez, fatiga, impresión 3D.

Abstract

Dynamic ankle-foot orthoses (DAFO) are orthopedic solutions to facilitate ankle motion in people suffering from physiological conditions that affect gait. The manufacture of these orthoses is in recent years shifting from traditional methods to the use of new 3D printing technologies. The stiffness and mechanical characteristics of the DAFO vary from design to design, and are critical to the effectiveness of the orthosis on the patient.

Although several publications by research groups have attempted to establish models for determining these mechanical characteristics, there is still no specific protocol for measuring these properties.

This project continues a previous line of work to develop a test bench to determine the dynamic behavior of DAFOs manufactured by 3D printing, performing a redesign, tuning, testing and analysis of the results obtained.

Keywords

Bench test, DAFO, stiffness, fatigue, 3D printing.



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES



Agradecimientos

Quisiera dar las gracias a todas las personas que de algún modo han sido partícipes de este trabajo y sin las cuales no podría haberse llegado a realizar.

A mi tutor, Alberto Mansilla Gallo, por darme la oportunidad de llevar a cabo un proyecto en la vanguardia de la innovación, en un entorno de trabajo con la profesionalidad de una empresa particular y de tecnología puntera.

A Eduardo y Roylan por la ayuda prestada en las tareas y problemas surgidos durante la elaboración del trabajo.

A mis compañeros de laboratorio, con los que he tenido la gran suerte de coincidir en la realización de nuestros trabajos finales: Luis, Lucía, Daniel, Marina, Pablo, Javier, Rodrigo, Mario y Víctor.

Al personal de Newgentechs, en especial a Rodrigo, Javier y Pablo, por ayudar con las herramientas y el saber hacer para el montaje y manejo de los equipos de medida.

A Guillermo, por realizar el proyecto precedente y prestarse a aclararme todos los puntos que necesitaba entender.

A mi familia y personas cercanas, por darme el apoyo y motivación para haber llegado hasta aquí.

A todos ellos les transmito mis más sinceros agradecimientos.



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES



Índice de contenidos

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Contexto y situación actual	1
1.2. Justificación y objetivos.....	2
2. TEORÍA Y ANTECEDENTES	3
2.1. La mecánica de la pierna al andar y los DAFOs	3
2.2. Impresión 3D	6
2.3. Estado de la técnica de ensayos de DAFOs.....	9
2.4. Banco de ensayos existente	11
3. DISEÑO DEL BANCO DE ENSAYOS.....	13
3.1. Modelado del sistema	13
3.2. Instrumentación y calibración de la célula de carga.....	21
3.3. Programación en LabVIEW.....	26
4. ENSAYOS REALIZADOS	32
4.1. Metodología de medida	32
4.2. Resultados de los ensayos	38
5. CONCLUSIONES	44
BIBLIOGRAFÍA	46
ANEXO 1.....	48
ANEXO 2.....	54
ANEXO 3.....	60
ANEXO 4.....	88



Índice de figuras

Figura 1. Número de artículos publicados en PubMed relativos a impresión 3D	1
Figura 2. Principales tipologías de órtesis de pie-tobillo (AFO)	3
Figura 3. Planos anatómicos del ser humano	4
Figura 4. Fases del ciclo de la marcha.	5
Figura 5. Huesos del tobillo y el pie.	6
Figura 6. Impresión 3D capa a capa	7
Figura 7. Vista y esquema del sistema de medida SMApp	10
Figura 8. Banco de ensayos al inicio del proyecto actual.	12
Figura 9. Representación inicial del sistema a modelar	13
Figura 10. Posibilidades de unión pierna-actuador	14
Figura 11. Búsqueda de rodamientos para la articulación del tobillo	16
Figura 12. Componente seleccionado para la articulación del tobillo	16
Figura 13. Puntos de contacto del pisador sobre el pie	17
Figura 14. Modelo CAD del banco de ensayos diseñado	18
Figura 15. Piezas obtenidas para el diseño del banco de ensayos	20
Figura 17. Ejemplos de medidas para la calibración de la célula de carga	24
Figura 18. Regresión lineal de las medidas de calibración	25
Figura 19. Primera vista del panel frontal del programa de LabVIEW	27
Figura 20. Pestaña «Home» del programa de LabVIEW	28
Figura 21. Pestaña «Modo manual» del programa de LabVIEW	28
Figura 22. Pestaña «Fatiga basico» del programa de LabVIEW	29
Figura 23. Pestaña «Fatiga configurable» del programa de LabVIEW	30
Figura 24. Pestaña «Fatiga extendido» del programa de LabVIEW	31
Figura 25. Modelo de barras simplificado del sistema	32
Figura 26. Diagrama para el ajuste del ángulo respecto al eje del tobillo	34
Figura 28. Diagrama para el cálculo del momento respecto al eje del DAFO	37

Índice de tablas

Tabla 1. Características más destacables de los termoplásticos utilizados para impresión 3D	8
Tabla 2. Listado de elementos introducidos en el nuevo diseño	19
Tabla 3. Valores de la curva de calibración proporcionados por el fabricante	21
Tabla 4. Medidas para primera aproximación de la calibración	22
Tabla 5. Puntos ajustados de calibración (primera aproximación)	23



Tabla 6. Toma de puntos para la calibración de la célula de carga.....	24
Tabla 7. Puntos de la curva de calibración introducidos en ClipX.....	25
Tabla 8. Error y ruido en medidas estáticas.....	25

Índice de ecuaciones

Ecuación 1.....	33
Ecuación 2.....	33
Ecuación 3.....	33
Ecuación 4.....	34
Ecuación 5.....	34
Ecuación 6.....	36
Ecuación 7.....	36
Ecuación 8.....	36
Ecuación 9.....	37
Ecuación 10.....	37
Ecuación 11.....	37
Ecuación 12.....	38

Índice de gráficas

Gráfica 1. Fuerza y posición en bruto del DAFO frente al tiempo.....	38
Gráfica 2. Fuerza y posición del ensayo en vacío frente al tiempo.....	39
Gráfica 3. Promediado de ciclos en vacío frente al tiempo.....	40
Gráfica 4. Promediado de ciclos en vacío frente a la posición.....	40
Gráfica 5. Resta de ensayo en carga y en vacío frente al tiempo.....	41
Gráfica 6. Fuerza neta de varios ciclos frente a la posición.....	41
Gráfica 7. Momentos respecto al eje del sistema y del DAFO frente a los respectivos ángulos.....	42
Gráfica 8. Momentos respecto al eje del sistema y al eje del DAFO frente al tiempo.....	43



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Contexto y situación actual

Una de las múltiples facetas de la ingeniería es la de mejorar la calidad de vida de las personas por medio de la innovación tecnológica. Allá donde las circunstancias fisiológicas limitan las capacidades de un individuo, la ciencia ha buscado proporcionar asistencia, bien sea por medio de fármacos, intervenciones quirúrgicas, terapias, o el uso de elementos de apoyo como pudieran ser sillas de ruedas, prótesis o aparatos ortopédicos.

Los últimos avances en fabricación aditiva se extienden también al campo de la medicina, dando pie a aplicaciones en preparación de cirugías, producción de implantes, elementos protésicos y orto-protésicos, etc. [1]. En el futuro cercano se plantea la bio-impresión de órganos y la reparación de tejidos biológicos mediante impresión 3D.

Un indicador de la creciente aplicación de la impresión 3D en este campo puede verse en la [Figura 1](#). Se trata de un gráfico que recoge los números de publicaciones en PubMed, un popular motor de búsqueda especializado en literatura biomédica, las cuales incluyen «impresión 3d» (en realidad «3D printing», puesto que predomina el uso de la lengua inglesa) entre sus palabras clave.

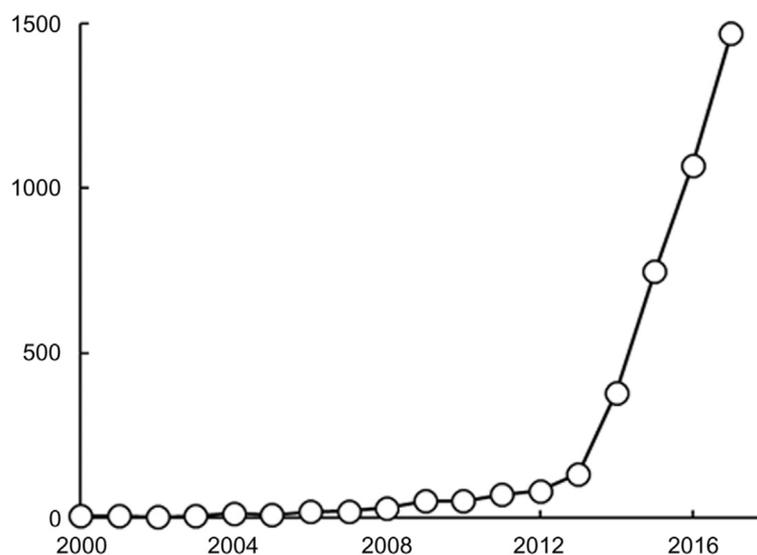


Figura 1. Número de artículos publicados en PubMed relativos a impresión 3D

Fuente: "Medical applications of 3D printing" (Durfee, Iazzo, 2019) [1].

En particular, el uso de tecnologías de fabricación aditiva permite la fabricación de órtesis y prótesis a medida del paciente, rápidamente y con reducido coste. Además, lleva a las clínicas y ortopedias la capacidad de tener un control total sobre el dispositivo, pudiendo añadir las modificaciones y características más adecuadas para el usuario.

Aunque aún no se han realizado ensayos controlados para determinar la eficacia de los dispositivos impresos de bajo coste en comparación con las prótesis tradicionales, estos dispositivos de bajo coste han ganado un considerable tirón dentro de la comunidad de



usuarios [1]. Es importante destacar que esto también permitirá la aplicación global de dichas terapias en países donde el apoyo médico es marginal.

En el contexto del valor médico y humanitario que los avances en este ámbito pueden aportar, y en relación a los conocimientos y competencias adquiridos en el Máster de Ingeniería Industrial, surge el presente Trabajo de Fin de Máster.

1.2. Justificación y objetivos

En el laboratorio de Ingeniería Mecánica del edificio L.U.C.I.A. bajo la supervisión de Alberto Mansilla Gallo, se han desarrollado diversos proyectos en torno a la impresión 3D. Entre las líneas de trabajo que plantean proyectos en colaboración con empresas, varias están enfocadas a la investigación y el desarrollo de elementos protésicos de diversos tipos.

En la fabricación de órtesis dinámicas de pie-tobillo (DAFO), surge un nuevo objetivo de desarrollo alrededor de llevar a cabo dispositivos con rigidez ajustada a cada cliente, como avance para mejorar el servicio de ortopedias. Pero la caracterización de estos productos debe pasar por la realización de ensayos dinámicos que permitan analizar sus características formalmente.

En una línea de trabajo previa se diseñó un banco de ensayos con capacidad genérica para hacer estudios dinámicos de piezas impresas en 3D [2]. Si bien se incluía una modalidad de ensayo de DAFOs, a raíz de nuevas publicaciones en este campo [3], nace la propuesta de re-imaginar el diseño para adaptarlo a un modelo cuyos ensayos gocen de mayor similitud con el comportamiento funcional de la órtesis, esto es, durante la marcha de un usuario que lo lleve puesto.

Así pues, se plantea una serie de objetivos para el presente trabajo:

- Replantear el modelado del banco de ensayos para adaptarlo a los ensayos de DAFOs, según el arquetipo de los artículos de investigación mencionados, y buscando una innovación de cara a la mejora de sus funciones.
- Llevar a cabo la construcción del nuevo diseño, recurriendo a la impresión 3D para la fabricación de las piezas que así lo permitan, y buscando proveedores para los componentes que tengan un propósito específico que un elemento comercial pueda implementar mejor (p. ej. rótulas y conjuntos articulados).
- Hacer una revisión de la instrumentación de medida y fijar la metodología más adecuada para estandarizar el proceso de ensayo a su operación óptima y más provechosa.
- Realizar ensayos de DAFOs con el sistema creado y estudiar los resultados obtenidos de cara a determinar las características mecánicas de los productos.

2. TEORÍA Y ANTECEDENTES

2.1. La mecánica de la pierna al andar y los DAFOs

En el afán de superación continua del ser humano, nuestra biología continúa aún hoy rompiendo barreras, obligando a redefinir una y otra vez los límites físicos que el cuerpo es capaz de alcanzar. El sistema locomotor humano es el resultado de millones de años de evolución, resultando en una máquina prácticamente perfecta en equilibrio con el resto de funciones vitales. Como tal, se ha estudiado minuciosamente con diversos fines, entre ellos poder reproducir sus posibilidades mecánicas para diseñar elementos de apoyo con los que corregir circunstancias fisiológicas adversas.

Este trabajo se centra en alteraciones en el área del pie-tobillo que afectan a la andadura, del tipo de trastornos como el «pie caído» (también llamado «pie pendular» o «pie equino»), que se caracteriza por la dificultad para levantar la parte delantera del pie, con frecuencia debido a lesiones neurológicas [4].

Si bien no se describirá cada una de estas patologías a fondo, se hará foco en una de las soluciones ortopédicas que se emplean para corregir estos problemas: la órtesis dinámica de pie-tobillo, también conocida como «DAFO» por sus siglas en inglés («Dynamic Ankle-Foot Orthosis»).

En artículos que estudian los distintos tipos de órtesis de pie-tobillo («AFO», en general) [5] [6], los DAFOs cuentan con su propia clasificación entre las distintas. Aunque la terminología puede variar según los autores, los DAFOs no deben confundirse con otros tipos de órtesis de pie-tobillo (véase [Figura 2](#)), como pudieran ser:

- Órtesis de pie-tobillo rígidas o sólidas («Solid AFO» o «SAFO»).
- Órtesis de pie-tobillo con bisagras o articuladas («Hinged AFO» o «HAFO»)
- Tipologías adicionales («Ground reaction AFO» o «GRAFO», «Posterior leaf spring AFO» o «PLS AFO»).

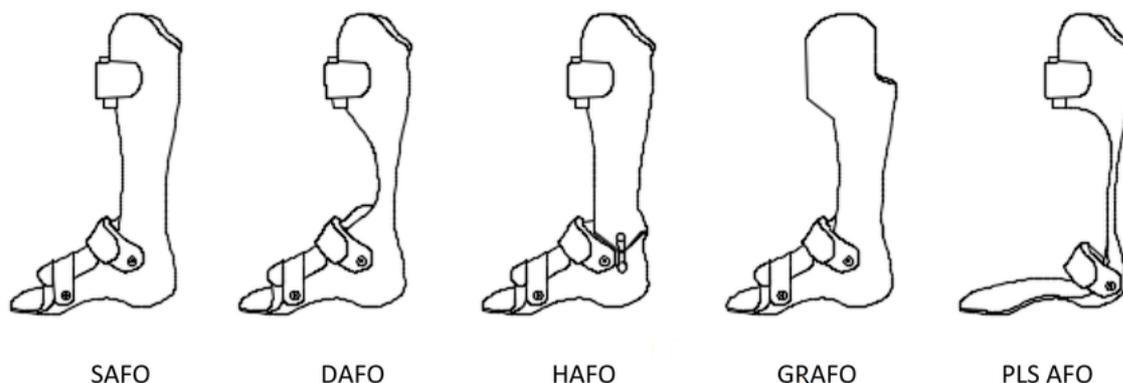


Figura 2. Principales tipologías de órtesis de pie-tobillo (AFO)

Fuente: «Design, manufacture, and selection of ankle-foot-orthoses» (Surmen, Akalan, Arslan, 2018) [6].

La característica que diferencia a los DAFOs de otras tipologías es su flexibilidad y capacidad de adaptarse a la medida del usuario para ofrecer soporte y estabilización a los arcos dinámicos del pie [7]. Estas órtesis se diseñan basándose en el concepto de obtener

una alineación neutra de tobillo y pie, permitiendo cantidades controladas de movimiento en los distintos planos de flexión que intervienen en la acción de caminar.

Para comprender mejor las dinámicas de interés en el ámbito de aplicación de un DAFO, y de la máquina que irá destinada a ensayarlos para determinar sus propiedades mecánicas, se estudia a continuación qué movimientos tienen lugar en la articulación del tobillo al caminar y la terminología asociada.

El primer concepto a definir es el de los planos anatómicos: al igual que los planos euclidianos, son tres planos perpendiculares entre sí, sobre los cuales se asienta un sistema geométrico; en el caso de los planos anatómicos, su uso se limita habitualmente a identificar los movimientos simples que tienen lugar en dichos planos. En la *Figura 3* se muestra la nomenclatura y situación de estos planos respecto al cuerpo humano.

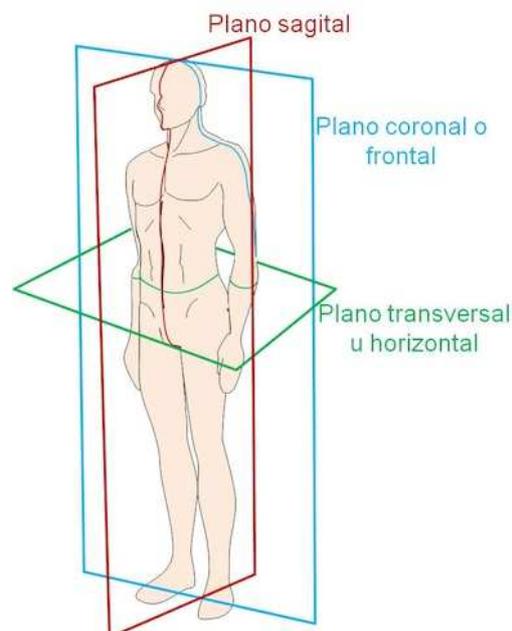


Figura 3. Planos anatómicos del ser humano

Fuente: https://mural.uv.es/vipenfer/tecnicas_cuidados_posicionesAnatomicas.html

Tomando estos planos como punto de partida, se habla de los siguientes movimientos [8]:

- Flexión y extensión en el caso del plano sagital.
- Abducción y aducción en el plano frontal.
- Rotación interna y rotación externa en el plano transversal.

De vuelta a la región del pie y parte inferior de la pierna, cuando se examina con detenimiento la marcha humana, los movimientos que la componen están mayormente contenidos en el plano sagital. Es así que a lo largo de este trabajo se aludirá repetidamente a la flexión dorsal del pie o dorsiflexión, y a la flexión plantar o plantarflexión. Ambos son movimientos respecto del tobillo; la dorsiflexión tiene lugar cuando se levanta la punta del pie hacia la pierna, mientras que la plantarflexión sucede cuando se dobla el pie hacia abajo extendiendo la línea de la pierna, como cuando andamos de puntillas.

A su vez, los ciclos de la marcha humana se dividen típicamente en 8 fases clave, como se muestra en la [Figura 4](#), delimitadas por las clases de contacto entre el pie y el suelo y la distribución de la carga en función de ese contacto [8].

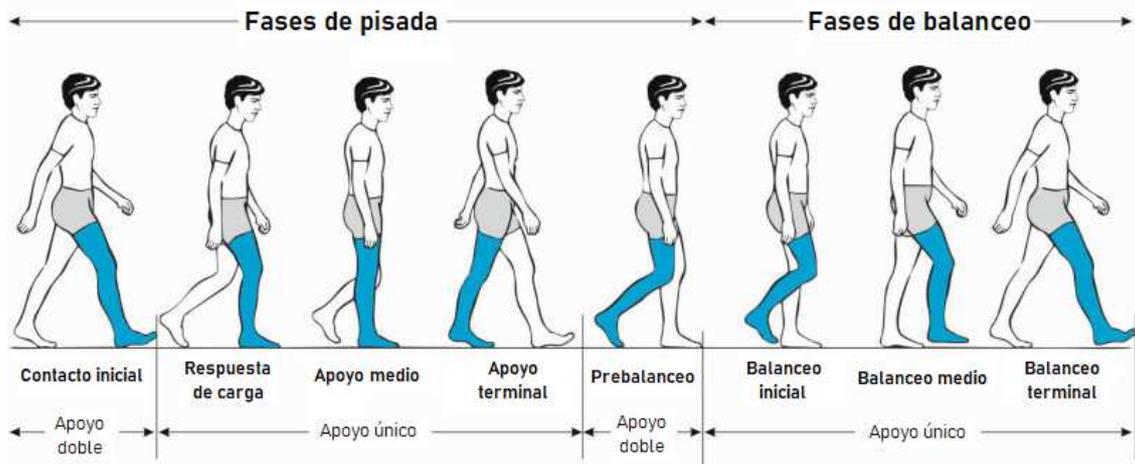


Figura 4. Fases del ciclo de la marcha.

Fuente: "Diseño y fabricación de un DAFO mediante impresión 3D" (Porrás Ortiz, 2020) (Traducción propia).

Estas 8 fases alternan pivotajes de talón y de los metatarsos, haciendo rotar el pie por completo y distribuyendo el peso del cuerpo entre las superficies en contacto con el suelo de uno o ambos pies. Dos de las fases definen un apoyo de los dos pies en el suelo, mientras que las otras se agrupan en tres fases de apoyo único de uno de los pies y tres fases de balanceo de ese mismo pie.

Estudiar con detalle los movimientos que tienen lugar en el tobillo requiere ahondar en la arquitectura ósea del tobillo y la relación de superficies que existen entre huesos adyacentes. Sin entrar expresamente en los complejos sistemas ligamentosos que forman los conjuntos articulados, se aludirá a los huesos representados en la [Figura 5](#), y se hablará dos articulaciones en concreto:

- La articulación subastragalina, entendiéndose como ésta a la responsable del movimiento del pie respecto del tobillo.
- La articulación de Chopart, responsable del movimiento del antepié (desde los metatarsos hasta la punta de los dedos) respecto del retropié (desde la unión de los metatarsos hasta el talón).

La flexión de la articulación astragalina no tiene lugar respecto a un eje fijo, sino que se produce alrededor de múltiples centros instantáneos de rotación situados todos ellos en el interior del astrágalo. A diferencia de una bisagra, el giro del tobillo se acompaña de un movimiento de deslizamiento en el plano sagital y uno de rotación en el plano horizontal [9].

Durante la marcha, en el momento de contacto del talón con el suelo, la tibia realiza un movimiento de rotación interna, el tobillo realiza una flexión plantar y el retropié gira hacia adentro para recibir el impacto. En el momento de iniciar el despegue la tibia realiza una rotación externa, el tobillo realiza una flexión plantar y el retropié gira hacia afuera.

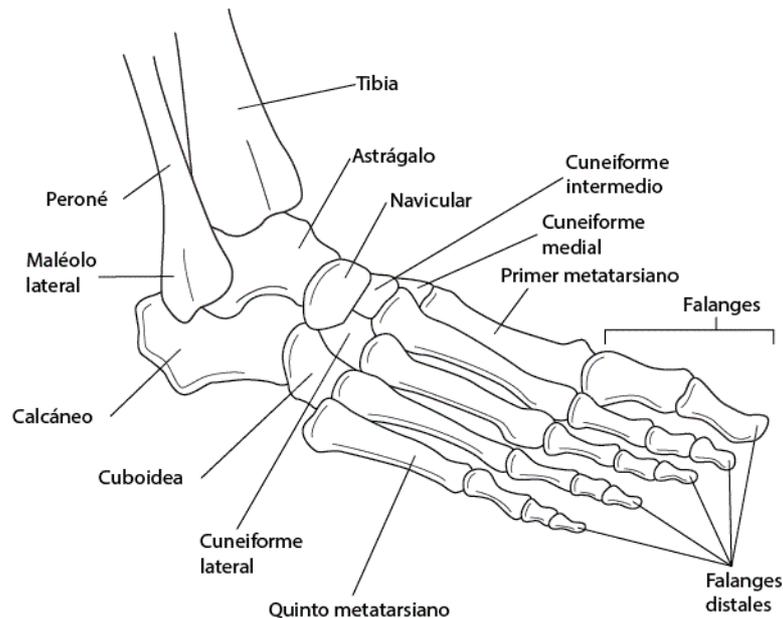


Figura 5. Huesos del tobillo y el pie.

Fuente: <https://www.msmanuals.com/es-es/professional/multimedia/figure/huesos-del-tobillo-y-el-pie>

La rotación en el plano horizontal es debida a la forma de la tróclea astragalina. Esta tróclea, una estructura ósea que permite la articulación entre astrágalo y tibia, tiene una forma de tronco de cono, con el vértice en el maléolo tibial, siendo el radio de curvatura de la tróclea externa mayor que el de la interna.

Esta situación obliga al astrágalo a realizar una pequeña rotación interna de 1 grado en la flexión plantar y una rotación externa de 9 grados en la flexión dorsal. Al astrágalo le sigue el resto del pie, donde el calcáneo, escafoides y cuboidea se mueven como un conjunto solidario.

Además de los movimientos descritos, el astrágalo realiza también en el plano frontal unos movimientos de pronosupinación dentro de la mortaja tibioperonea (la “envoltura” de tibia y peroné en la que penetra el astrágalo), especialmente en flexión plantar. Todos estos movimientos son inseparables de la flexoextensión del tobillo; si se produce esta flexión, no hay posibilidad de que no ocurran [9].

En un breve compendio, la cinemática de la subastragalina sigue recorridos complejos más allá de los contenidos en el plano sagital, y dicha complejidad puede aumentar si se suma también la articulación de Chopart.

2.2. Impresión 3D

Desde la aparición de la estereolitografía en la década de 1980, la fabricación aditiva, popularmente conocida como impresión 3D, ha evolucionado hasta volverse asequible en hogares y comercios de todo tipo y tamaño, manteniéndose asociada a un ideal de modernidad y llegando a sentar una de las bases de la industria 4.0.

A pesar de esta creciente presencia en la sociedad del siglo XXI, los detalles de su funcionamiento aún siguen siendo desconocidos para muchas personas. Es por ello que, al hacerse uso de estas tecnologías en el presente trabajo, resulta conveniente introducir en qué consisten las técnicas de fabricación aditiva empleadas.

El principio básico de la impresión 3D es que un modelo, generado inicialmente mediante un sistema de diseño tridimensional asistido por ordenador (CAD), puede fabricarse directamente sin necesidad de planificar el proceso. Aunque en realidad esto no es tan sencillo como parece a primera vista, la fabricación aditiva simplifica considerablemente el proceso de producción de objetos 3D complejos directamente a partir de datos CAD [10].

Para facilitar la comprensión, una impresora 3D funciona de forma parecida a una impresora de papel normal y corriente, con la diferencia de que en lugar de tinta se va depositando material capa a capa, como un papel encima de otro, pero en lugar de apilarse papeles se apilan secciones de la pieza de un determinado grosor. Este proceso de superposición de capas se representa en la Figura 6. Impresión 3D capa a capa *Figura 6*.

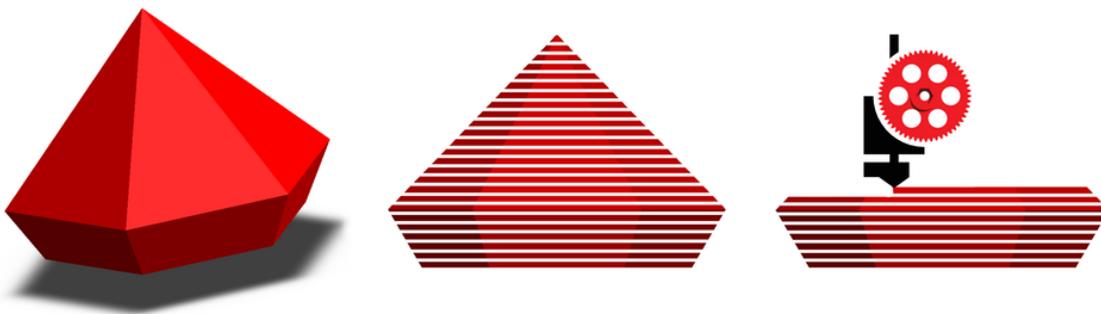


Figura 6. Impresión 3D capa a capa

Fuente: <https://www.frax3d.com/impresora-3d>

Otros procesos de fabricación requieren un análisis minucioso y detallado de la geometría de la pieza para determinar aspectos como el orden en el que se pueden fabricar las distintas características, qué herramientas y procesos deben utilizarse y qué accesorios adicionales pueden ser necesarios para completar la pieza. Por el contrario, la fabricación aditiva sólo necesita algunos detalles dimensionales básicos y una pequeña comprensión de cómo funciona la impresora 3D y los materiales que se utilizan para construir la pieza [10].

De las diversas tecnologías de fabricación aditiva existentes, en este trabajo se hace uso del modelado por deposición fundida o FDM (en inglés, «Fused Deposition Modeling»), un sistema que toma material fundido de una cámara de precalentamiento y lo extruye a través de una boquilla de forma controlada. Entre otras tecnologías presentes en el mundo de la impresión 3D, está la sinterización selectiva por láser o SLS (en inglés, «Selective Laser Sintering»), que consiste en compactar (sinterizar) capas de material dispuesto en finas películas de polvo aplicando un láser sobre determinadas regiones de cada capa.

Los procesos de impresión por FDM gozan de gran popularidad debido a que no incorporan materiales tóxicos y sus características económicas permiten fabricar productos con reducido coste [11]. En contraste, estos productos tienen un peor acabado superficial que



los de otras tecnologías de impresión 3D, y al extruir a altas temperaturas sufren los efectos de retracciones térmicas.

Las propiedades mecánicas de la muestra final pueden verse afectadas por limitaciones de los procesos FDM, como la temperatura de la cama de impresión, la orientación de la pieza, el diámetro de la boquilla, la temperatura de la cámara, el ancho de la trama y el ángulo de deposición [11]. Si las temperaturas empleadas no son correctas, provocarán problemas de adhesión entre capas, y una boquilla extrusora demasiado grande puede hacer imposible reproducir la geometría deseada con suficiente detalle.

Además, los objetos así fabricados presentarán anisotropía. Esto quiere decir que, debido a que la cohesión es distinta entre capa y capa frente a puntos adyacentes de la propia capa, sus características serán distintas según la dirección en las que se estudien.

En otro orden de cosas, la gama de materiales que se pueden imprimir con tecnología FDM es bastante amplio: desde materiales cerámicos, polímeros, composites, hasta algunas aleaciones metálicas [11]. Los parámetros de impresión varían enormemente de un material a otro, obligando a un estudio exhaustivo previo que asegure que el control de las variables es el adecuado.

Los materiales de impresión utilizados en este proyecto abarcan diversos tipos de termoplásticos, como PLA (ácido poliláctico), TPU (poliuretano termoplástico), o PETG (tereftalato de polietileno-glicol). En la [Tabla 1](#) se muestran las principales características de cada uno de estos materiales [8] [12].

Termoplástico	Principales características
ABS	Resistente a impactos y al desgaste, puede soportar altas temperaturas, pero cuando se enfría tiende a contraerse.
PLA	Versátil y fácil de imprimir a temperaturas no muy altas, con buena resistencia a la tracción. Se degrada ante exposiciones al sol prolongadas.
PETG	Semirrígido, con buena resistencia química y al impacto, con superficie blanda susceptible de sufrir desgaste.
TPU	Elastómero con gran durabilidad y estabilidad térmica. Tiene buena resistencia química y al impacto, pero tiende a absorber humedad y es difícil de post-procesar.
PP	Semirrígido y ligero, con buena resistencia al calor, al impacto y a la fatiga, pero es difícil de imprimir y puede deformarse durante el enfriamiento.

Tabla 1. Características más destacables de los termoplásticos utilizados para impresión 3D

Así pues, el proceso de fabricación por impresión 3D comienza por la preparación de una representación tridimensional del objeto a imprimir, asimilable a un formato informático compatible con la maquinaria específica. Para este fin, la fabricación tiene ventajas geométricas, materiales y de personalización únicas que no ofrecen otras técnicas de fabricación. Por el contrario, estas técnicas exigen atención a la necesidad de soportar ciertas partes de la pieza durante su impresión y pueden requerir un procesamiento posterior considerable [10].



En el marco del diseño para la fabricación o DFM (del inglés, «Design For Manufacturing»), se distingue el llamado “diseño para la fabricación aditiva” o DFAM («Design For Additive Manufacturing»). Esta filosofía busca expandir las capacidades de diseño abriendo la puerta a mayor complejidad en las formas, ya que es posible construir prácticamente cualquier forma; complejidad jerárquica, en el sentido de que se pueden diseñar y fabricar estructuras jerárquicas de múltiples escalas, complejidad material, en el sentido de que el material se puede procesar punto a punto, o capa a capa, combinando varios materiales si es preciso; y complejidad funcional, en el sentido de que se pueden fabricar directamente ensamblajes y mecanismos totalmente funcionales mediante procesos de fabricación aditiva [10].

En pocas palabras, la impresión 3D hace imprescindible cambiar el modo de pensar durante el proceso de diseño para tener en consideración las posibilidades y restricciones de este tipo de fabricación, forzando un aprendizaje de los paradigmas asociados adquirido a base de experiencia.

Por último, en lo referido a la fabricación de órtesis dinámicas de pie-tobillo, cabe mencionar que, al necesitarse un producto a la medida de cada paciente, la impresión 3D está ganando fuerza frente a métodos tradicionales que termoconformaban el DAFO a partir de moldes de escayola [8].

Entre las empresas que utilizan expresamente tecnologías de fabricación aditiva para la elaboración de este y más tipos de órtesis se encuentra Orthomedical3D, con la cual se colabora en la realización de este proyecto.

2.3. Estado de la técnica de ensayos de DAFOs

Al igual que cualquier otro proyecto en el marco de la innovación y el desarrollo tecnológico, antes de plantear el propósito del trabajo a realizar es fundamental conocer qué otros trabajos se han llevado a cabo en el área a tratar hasta la fecha.

En el ámbito del ensayo experimental de órtesis de pie-tobillo, el artículo que sentó precedente y sirvió de referencia a muchos de los que fueron después fue publicado en 2009 por Bregman et al. [13]. En este artículo se describe un sistema para medir la rigidez y otras características mecánicas de los AFOs que los autores bautizaban como “BRUCE”. Este dispositivo de ensayos era de sencillo uso para su integración en clínicas, y describía la rigidez de los AFOs en combinación con los ángulos neutros.

En 2011, Kobayashi et al. [14] publicaron una compilación de la literatura existente hasta la fecha en relación a medidas de rigidez de AFOs, incluyendo análisis en bancos de ensayos y funcionales, en los que se toman medidas cuando un sujeto anda con un AFO puesto. Entre las conclusiones de ese estudio destacan una serie de recomendaciones para efectuar protocolos de medida apropiados a esta problemática, como son reflejar el movimiento del pie y pierna inferior de la forma más fiel posible, o incluir análisis de exactitud y repetitividad de las medidas.

Otro estudio de la literatura más reciente, publicado por Totah et al. en 2019 [15], recoge artículos más actuales para analizar el efecto de la rigidez de los AFOs al caminar. Su enfoque va más enfocado a reflexionar cómo las características estudiadas repercuten sobre el paciente al que se dirige el AFO.

En otro artículo estudian los efectos de la alineación del eje de rotación del AFO con el tobillo y la rotación del pie [16], y aunque está más enfocado a AFOs articulados, su conclusión de que una alineación óptima resulta en menor rigidez y resistencia a la flexión puede llevarse a otros tipos de órtesis de pie-tobillo.

Fijando un eje de alineación, y sometiendo al AFO a rangos de movimiento específico, un grupo de investigación belga [17] desarrolló un banco de ensayos semiautomático basado en simular la pisada con piezas talladas en madera a modo de pie. Este estudio llegó a obtener las curvas mecánicas del AFO, pero estaba limitado por esa operación semiautomática que no permitía eliminar la influencia de la velocidad de los movimientos.

Otra línea interesante trata de emular la marcha completa sobre una máquina con un pie articulado al que montan una órtesis de aplicación anterior (que cubre la parte de la espinilla) [18]. La compleja maquinaria creaba problemas con los efectos de la inercia al no poder generarse momento de flexión suficiente, pero arrojaba resultados consistentes en el análisis de fallo por fatiga.

Un estudio alternativo, publicado a inicios de 2022, abre la posibilidad de medir la resistencia del AFO en los planos frontal y transversal [19]. Pese a estar falto de validación respecto a otros modelos y presentar limitaciones en cuanto a la definición del eje de flexión, arroja unos resultados en la medida de rigidez y momentos límite muy prometedores.

El artículo de más peso a la hora de fundamentar las decisiones del presente proyecto, define un aparato de medida al que denominan SMap (acrónimo de «Stiffness Measurement Apparatus») [3]. Este dispositivo, mostrado en la *Figura 7*, consiste en amarrar el AFO en una posición fija a la base y flexionarlo respecto al tobillo con una barra que simula la pierna.

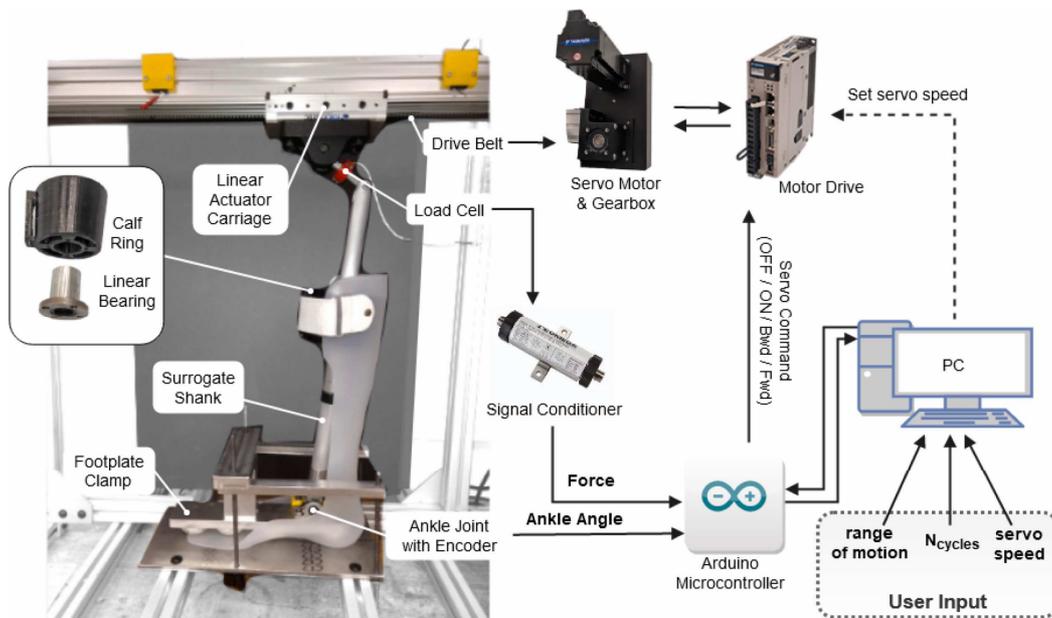


Figura 7. Vista y esquema del sistema de medida SMap

Fuente: “Design and evaluation of the SMap: a stiffness measurement apparatus for ankle-foot orthoses” (Totah et al., 2021) [3].



Ante la dificultad de ajustar el eje de giro al tobillo de cada AFO, el artículo plantea un tratamiento posterior de los datos que traslade la mecánica de un eje a otro de forma matemática. Este modelo y metodología logra unos resultados bastante concluyentes, demostrando una gran repetitividad y amoldándose a los obtenidos por medio de sistemas alternativos.

En cuanto a normativa asociada al ensayo de DAFOs, la norma UNE-EN ISO 22523:2007 [20] especifica requisitos y métodos de ensayo para la evaluación de prótesis y órtesis de distintos tipos, mientras que la norma UNE-EN ISO 22675:2017 [21] hace referencia a las prótesis de tobillo-pie. Estas normas siguen vigentes, aunque existen los proyectos de norma PNE-prEN ISO 22523 y PNE-prEN ISO 22675, aún en tramitación.

En ambos casos las normas definen una serie de actuaciones sobre probetas tomadas de la producción normal de las prótesis u órtesis en cuestión. Sin embargo, una de ellas está enfocada a prótesis y órtesis de brazo y rodilla, sin detenerse en la articulación del tobillo-pie, y la otra habla únicamente de prótesis, sin hacer mención de órtesis como las que se manejan en este proyecto.

A fin de cuentas, sigue sin existir un convenio claro que estandarice la medición de las características mecánicas de las órtesis de pie-tobillo, así como un claro entendimiento de los mecanismos de fallo a fatiga de estos dispositivos. Futuras proyectos deben concentrarse en mejorar las limitaciones de los modelos presentados hasta ahora para asegurar una medida universal y reproducible que permita caracterizar un AFO específico sin lugar a error.

2.4. Banco de ensayos existente

Como precedente del proyecto actual, en un Trabajo Fin de Grado realizado por Guillermo Santos Martínez y presentado en mayo de 2021 [2], se llevó a cabo la construcción de un banco de ensayos para piezas impresas en 3D, adaptando el diseño de un Trabajo Fin de Máster previo, realizado por Alejandro Rodríguez Muñoz y presentado en julio de 2020 [22].

El resultado de estos trabajos previos es un banco de ensayos como el que se muestra en la [Figura 8](#). Este banco de ensayos cuenta con un actuador lineal eléctrico, montado sobre una bancada por medio de elementos metálicos de soporte, que realiza un movimiento rectilíneo guiado por un sistema de raíl-deslizadera. Una célula de carga recoge la medida de fuerza ejercida en el eje del vástago del actuador. El conjunto célula-actuador se monta entre rótulas que prevengan la aparición de fuerzas en direcciones que puedan dañar los equipos. El diseño permite regular la altura del eje de actuación, y junto al sistema se dispone de una base con agujeros roscados para fijar las piezas a ensayar [2].

Por otro lado, el banco de ensayos está provisto de un cuadro eléctrico específicamente diseñado para el sistema [2], con sus respectivos elementos de protección, alimentación y control, conectado a un ordenador PC desde el que realizar los ensayos.

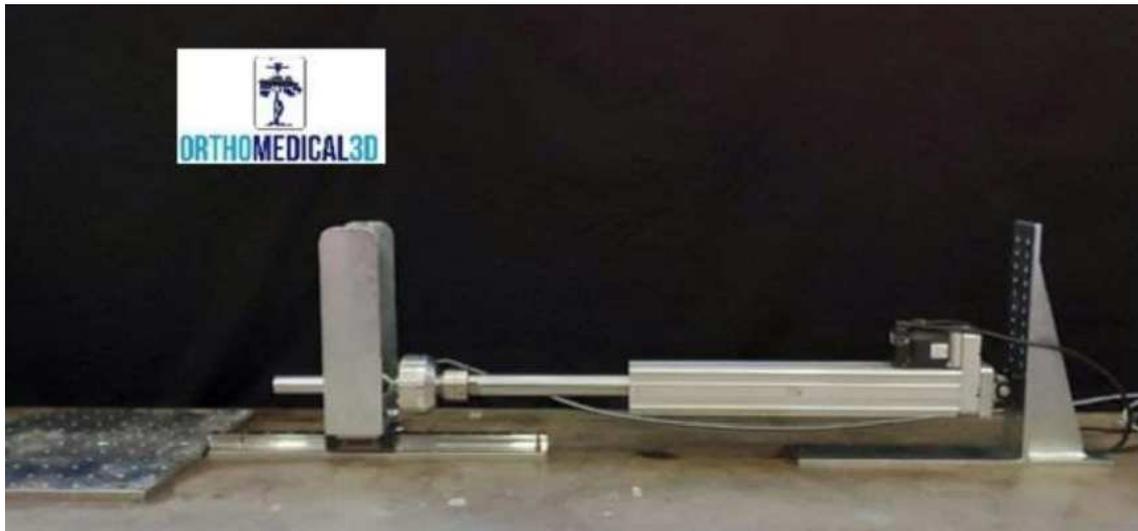


Figura 8. Banco de ensayos al inicio del proyecto actual.

Fuente: “Diseño, desarrollo y prototipado de un sistema de ensayo a fatiga para piezas impresas en 3D” (Santos Martínez, 2021) [2]

La operación y control de usuario de los ensayos tenía lugar desde un instrumento virtual programado en LabVIEW, habilitando bloques para ensayos de tracción, compresión, stress-relaxation, y fatiga. Este último permitía desplazar el actuador entre dos posiciones fijadas durante un número de ciclos, guardándose los datos de fuerza y posición medidos. Dicho bloque de programación servirá de base para la programación de los ensayos de este trabajo.

Este sistema de medida se puso a prueba mediante la realización de varios ensayos, entre ellos una modalidad de ensayo de DAFOs consistente en un movimiento rectilíneo en el que el actuador empujaba el extremo superior libre del DAFO mediante un utillaje en forma de pinza. Los resultados de estos ensayos sientan un precedente al que atenerse que sirve de guía durante la realización de los primeros ensayos del nuevo sistema.

Con todo, el banco de ensayos previo tiene gran compatibilidad con el modelo planteado en el artículo científico [3] sobre el que se va a basar el nuevo diseño. Aprovechando las características del sistema existente y aplicándolo a las posibilidades del nuevo modelo de referencia, se diseñará un banco de ensayos que tome las mejores cualidades de cada uno y añada nuevas propias.

3. DISEÑO DEL BANCO DE ENSAYOS

3.1. Modelado del sistema

En una primera fase de conceptualización, se trata de adaptar las ideas vistas en los artículos de distintos grupos de investigación (véase 2.3) al entorno y las posibilidades del ya existente banco de ensayos de DAFOs (véase 2.4).

Es por tanto esencial extraer una serie de puntos a cumplir como bases para la realización del modelo a construir:

- La finalidad de la máquina será la de hacer ensayos de fatiga de DAFOs, que permitan determinar el comportamiento rígido de las mismas cuando se les somete a ciclos de flexión, similares a los de una persona caminando.
- La máquina se compondrá de una barra que simule el comportamiento de una pierna al andar, la cual moverá al DAFO en su movimiento de dorsiflexión y plantarflexión.
- Dicha barra girará en torno a un eje en el tobillo del hipotético pie al cual se acoplaría el DAFO que se está ensayando. En el caso en que no se pueda hacer coincidir dicho eje de giro con el eje del tobillo, habrá de realizarse los cálculos dinámicos pertinentes para ajustar los valores obtenidos a dicho eje de tobillo.
- El movimiento angular de la pierna mecánica se llevará a cabo a partir del sistema actuador empleado en el modelo de banco de ensayos ya existente.
- Debe incluirse un sistema de medida que tome constancia de las fuerzas ejercidas en el DAFO cuando es sometido a los esfuerzos de flexión planteados.

Sentadas estas bases iniciales, se realiza un primer esbozo del sistema mecánico reducido, del cual deducir los principales elementos que compondrán el sistema y el movimiento que han de realizar unos respecto a otros. Este esquema inicial se presenta en la [Figura 9](#).

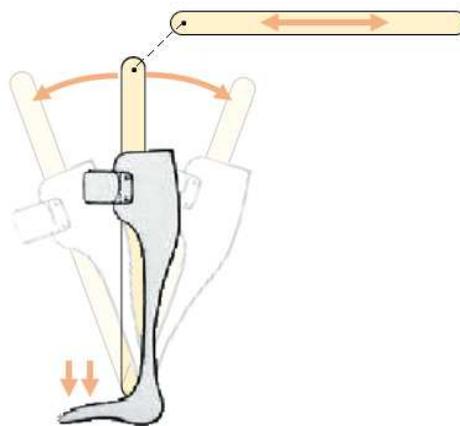


Figura 9. Representación inicial del sistema a modelar

Fuente: Elaboración propia.

En este diagrama bidimensional se recoge el modelo de movimiento simplificado de flexión de la pierna en el plano sagital respecto al eje del tobillo. Después de observar

detenidamente el movimiento del pie-tobillo de una persona al caminar y revisar estudios referidos a este tema [9], se ha decidido que el diseño debe enfocarse en emular la dorsiflexión y plantarflexión sobre un eje fijo perpendicular al plano, aceptando la aproximación de la articulación compleja real del pie-tobillo a una articulación simple más fácil de simular, y dejando el planteamiento de una articulación más fiel a la realidad para futuras mejoras del banco de ensayos.

Así pues, siguiendo el sistema presentado en la *Figura 9*, se pueden llevar a cabo una serie de observaciones. En primer lugar, el movimiento rectilíneo alternativo del actuador lineal debe transformarse a un movimiento angular que haga rotar la pierna mecánica respecto al eje del tobillo. Esto se puede lograr de diversas formas, algunas de ellas recogidas en la *Figura 10*; según la opción escogida, queda condicionado el tipo de unión a realizar y la geometría del elemento final de contacto del actuador.

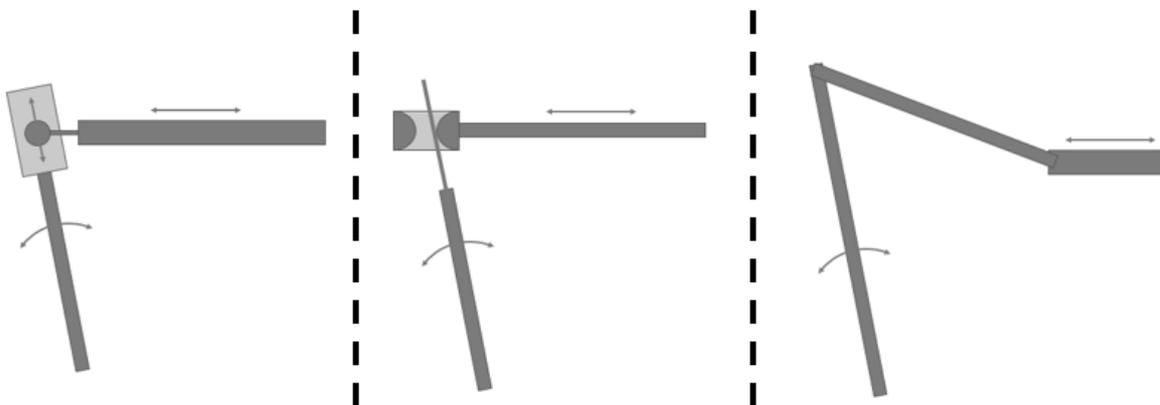


Figura 10. Posibilidades de unión pierna-actuador

Fuente: Elaboración propia.

En la opción de la izquierda, se propone que el extremo del actuador acabe en una rótula que deslice sobre una guía incorporada en la propia barra de la pierna, provocando que el contacto se produzca a distancias variables respecto al eje de flexión del tobillo. Esta opción se descarta debido a la dificultad de procurar un sistema de rótula deslizante sobre guía a la medida del sistema, además de existir el problema de fricción entre los elementos cuando la máquina se piensa someter a gran cantidad de ciclos.

La opción central invierte la propuesta de guía-deslizadera de la opción anterior, atribuyendo la parte de guía al extremo del actuador, y la parte de elemento deslizante a una varilla que se extiende de la barra de la pierna. De este modo se simplifica la materialización del mecanismo, pero se mantiene el problema de la fricción continua entre los elementos, que además del desgaste puede causar comportamientos extraños debidos a deslizamientos variables que impidan asegurar una buena repetitividad entre ciclos.

La opción de la derecha de la figura se corresponde con la finalmente seleccionada para el diseño realizado. A diferencia de los modelos de unión anteriores, esta alternativa plantea incorporar una barra intermedia entre la pierna y el extremo del actuador, eliminando el movimiento lineal entre elementos en favor de dos pares cinemáticos de rotación.



La unión de esta nueva barra con el conjunto del actuador puede llevarse a cabo sobre el propio patín, pudiendo prescindir del elemento de contacto necesario en los otros diseños. Siguiendo las indicaciones de líneas futuras del banco de ensayos previo [2], la célula de carga (de la cual se hablará más extensamente en el apartado 3.2) deberá colocarse preferentemente del lado del patín contrario al actuador. Así el rozamiento de la guía-deslizadera del actuador queda fuera de la medida de fuerza de la célula de carga.

La barra intermedia deberá, por tanto, intercalar en su longitud a la célula de carga. Para evitar fuerzas en direcciones distintas a la axial que puedan dañar a la célula, se disponen rótulas a cada extremo de la barra [2] [22], por lo que los pares de rotación requeridos por el diseño se realizan por medio de elementos conocidos (se emplean rótulas similares en el banco de ensayos existente) y la compra de los componentes se simplifica.

La articulación por rótula utilizada se compone de una cabeza de rótula rematada con una rosca métrica M16 macho o hembra, un bulón de unión, y una charnela para fijar el otro lado de la articulación a una superficie plana por medio de tornillos. Tanto la célula de carga como las cabezas de rótula están preparadas para unirse con elementos de rosca métrica M16, con lo cual el resto de la longitud de la barra intermedia se puede conseguir con una varilla roscada de esa métrica.

Para unir la rótula del lado del patín del actuador, las charnelas coinciden exactamente con los agujeros de la deslizadera, ya que se ideó buscando que fuera compatible con esa misma charnela para sujetar el actuador. En cuanto a la unión con la barra de la pierna, es necesario ajustar el diseño de la barra de la pierna para fijar la charnela correspondiente. Resulta de interés que el eje de la articulación quede sobre el mismo eje de la pierna, ya que simplificará el modelo de cálculo al poder reducir la pierna a un segmento sobre cuyo extremo se encuentra la unión con la otra barra y el punto de aplicación de las fuerzas producidas en la unión.

Resuelta esta unión entre pierna y actuador, es necesario definir también cómo se implementará la articulación del tobillo que determinará el eje de flexión del sistema. Como se mencionaba previamente en este apartado, se pretende limitar el giro de la barra que sirve de pierna al plano sagital, por lo que en este caso sí es preciso buscar un par cinemático de rotación simple y no una rótula que añada grados de libertad de movimiento exterior al plano. Asimismo, debe asegurarse un mínimo rozamiento en el contacto entre las partes de la unión que se desplazan unas respecto a otras, a riesgo de que pudieran aparecer fuerzas parásitas en las medidas.

Se busca para este propósito algún tipo de rodamiento lo suficientemente pequeño para poder introducirse en el DAFO en el lugar de un hipotético tobillo, al considerarse esta opción más deseable que una estructura externa al DAFO, ya que habría de estar duplicada a cada lado del DAFO y podría traer problemas de alineación entre los ejes de un lado y otro. Algunos de los rodamientos contemplados se muestran en la [Figura 11](#).

Sin embargo, las limitaciones de espacio obligan a excluir la mayoría de las alternativas encontradas, mientras que la ausencia de elementos complementarios de unión válidos para el sistema diseñado hace descartar el resto de opciones.



Figura 11. Búsqueda de rodamientos para la articulación del tobillo

Fuente: <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings> ; <https://www.eurobearings.es/rodamientos-y-componentes/> (Composición propia)

Ante la imposibilidad de contactar con los fabricantes para pedir asesoramiento, se buscan elementos de articulación orientados a brazos robóticos y portones mecánicos, y entre estos últimos se encuentra un componente bastante adecuado a las necesidades del proyecto, el cual se muestra en la *Figura 12*.



Figura 12. Componente seleccionado para la articulación del tobillo

Fuente: <https://www.item24.com/en-de/ball-bearing-hinge-8-40x40-49411/> / <https://www.item24.com/en-de/ball-bearing-hinge-8-40x40-49411/> (Composición propia)

Este elemento de fijación se encuentra entre la gama de perfiles del fabricante Item. La construcción presenta un eje giratorio con doble cojinete de bolas, que permite un giro de 180 grados, asegurando un bajo desgaste en operación continua. Sus dimensiones no superan los 40x40 mm, por lo que se ajusta a las condiciones buscadas y será la opción elegida para implementar la articulación del tobillo.

Seguidamente, está aún pendiente definir cómo irá anclada la parte fija del eje del tobillo en el interior del DAFO. Será necesario también un elemento que presione el DAFO al suelo para mantenerlo en posición, simulando la pisada del pie sobre la suela de la órtesis. Recordando lo visto en el apartado 2.1 sobre las fases de la marcha, el contacto del pie

varía a lo largo de las fases de pisada, y durante las fases de balanceo también se lleva a cabo un movimiento de flexo-extensión del tobillo.

Manteniéndose completamente fieles a la realidad, sería preciso levantar completamente el sistema con el DAFO acoplado y variar de forma controlada la flexión, tanto en el aire como durante el contacto y despegue [18], añadiendo además un eje de rotación a mayores que simule la articulación de Chopart [13]. A pesar de ello, el alcance de este proyecto no es tan ambicioso, sino que se centra en emular el movimiento de la pierna con el pie completamente apoyado en todo momento.

El diseño realizado opta por aproximar la marcha humana a ciclos de dorsiflexión y plantarflexión manteniendo un contacto fijo con el suelo, concentrado sobre los puntos de mayor presión del pie, mostrados en la *Figura 13*. Este contacto se lleva a cabo por medio de bolas de un material mullido, de forma similar al diseño del SMap [3]. El uso de un material con cierto grado de flexibilidad para el contacto se debe a que el comportamiento del pie no es completamente rígido, la propia acción de los músculos plantares y las capas de la piel crean un acolchado, que durante el contacto extienden los puntos de presión a superficies de presión, asegurando un mejor reparto de la carga en el pie. La condición de contorno creada al presionar las bolas de contacto sobre el DAFO se aproxima más a una pisada real que si se utilizase una plantilla plana que abarcara toda la suela.

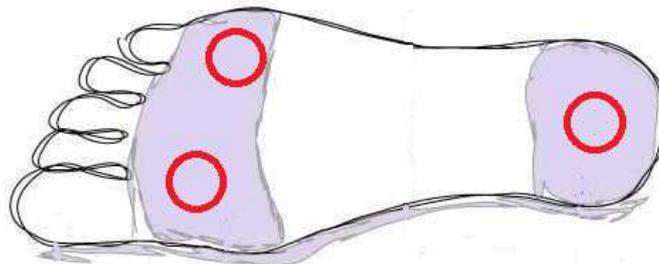


Figura 13. Puntos de contacto del pisador sobre el pie

Fuente: Elaboración propia.

Las bolas de presión irán fijadas a una pieza plana se extienda por el interior del DAFO, sin hacer contacto ni con la suela ni con las superficies laterales de la órtesis, limitando el contacto únicamente a dichas bolas. En un primer momento se baraja que esta pieza plana imite la forma de la planta del pie, pero dado que dicha forma variaría entre los pies izquierdo y derecho y pudiera necesitar alterarse para cada DAFO, se decide por una geometría más simple y universal.

Aprovechando que esta pieza plana deberá extenderse hasta el punto de presión situado en el talón, se acopla la parte fija de la articulación del tobillo a la misma por medio de tornillos, asegurando una unión que haga que ambos elementos se comporten como un mismo sólido. A su vez, para que las bolas hagan presión debe empujarse esta pieza hacia abajo por medio de un elemento pisador.

Puesto que los DAFOs suelen tener cubierta la región superior del retropié para amarrarse al pie, pero sí que están abiertos por la región superior del antepié, se coloca el pisador sobre la zona del antepié, y con un elemento en forma de puente se atornilla a la base de ensayos, de tal modo que el apriete de los tornillos hace un empuje sobre la pieza que presiona las bolas, y estas aferran el DAFO a la base de ensayos.

De la forma descrita, el DAFO queda sujeto a la base de ensayos por su parte inferior, y los componentes de la máquina quedan unidos tanto a la base de ensayos, como al extremo del actuador, trazando un giro angular sobre la articulación del tobillo cuando el actuador ejecuta un movimiento lineal de avance o retroceso. Sólo queda fijar el amarre superior del DAFO para que gire solidario a la barra de la pierna, y definir las longitudes de la barra de la pierna y de la barra adicional que la une con el actuador.

La condición de contorno superior entre el sistema y el DAFO, esto es, el amarre del DAFO a la pierna, se plantea con un cilindro de material flexible que haga las veces de pantorrilla, adaptando el grosor de la barra-pierna del sistema al grosor de la pierna de carne y hueso para la que se diseña el DAFO. Se considera que, al igual que en el caso del contacto del pie, un material blando representa de forma más veraz a la pantorrilla real.

En cuanto a la longitud de la barra de la pierna, se toma ejemplo de las longitudes empleadas para los DAFOs ensayados en los artículos vistos en bibliografía [3] [13] y se tiene en cuenta dejar un espacio adicional por si al tenerse otra barra en dirección lateral hacia el actuador, esta pudiera chocar con la parte superior del DAFO. En lo que respecta a la barra que conecta con el actuador, se calcula la longitud idónea para que la carrera del actuador se adecúe lo mejor posible al rango de ángulos deseados para la flexión dorsal y plantar de la pierna.

Con todo esto en cuenta, se asigna una longitud entre ejes de 443 mm para la barra de la pierna y de 374 mm para la barra de unión actuador-pierna.

Por último, la tornillería para unir los elementos entre sí y a la base de ensayos es métrica M8, ya que es la determinada por los agujeros de las charnelas, la articulación del tobillo y las roscas de la base de ensayos, y la que se ha considerado correcta en trabajos previos [2] [22].

Para crear los modelos tridimensionales del sistema se utiliza Autodesk Inventor®. Autodesk Inventor® es una herramienta software de diseño asistido por ordenador (“CAD”, por sus siglas en inglés) desarrollado por Autodesk para la creación de superficies y sólidos tridimensionales a partir de parámetros dimensionales.

En la [Figura 14](#) puede verse el modelo 3D del sistema completo.

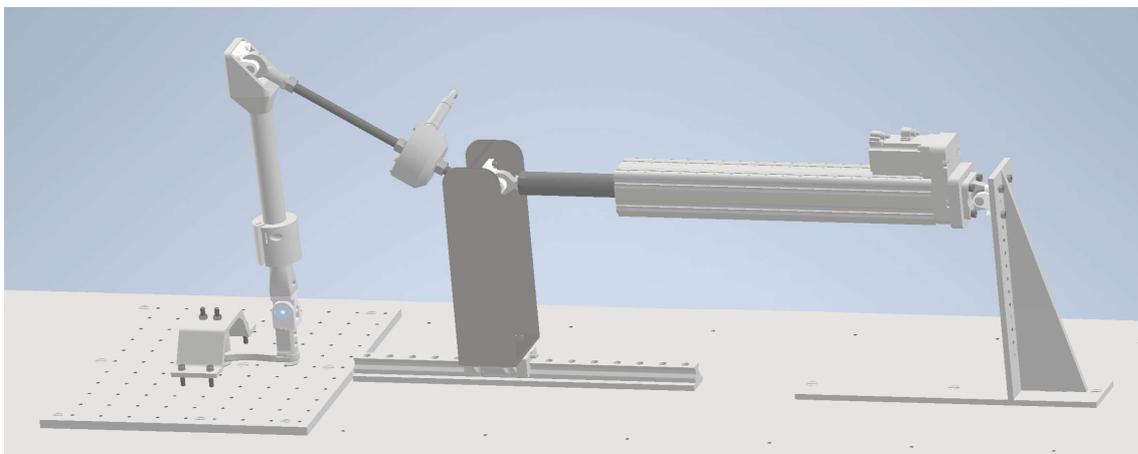


Figura 14. Modelo CAD del banco de ensayos diseñado

Fuente: Elaboración propia.



Llevar a la realidad este modelo requerirá obtener varias de las piezas por impresión 3D, mientras que otras habrá que comprarlas a proveedores externos. En la [Tabla 2](#) se presenta un listado de los nuevos elementos del sistema, especificando si se compran o se fabrican por impresión 3D, y en caso de imprimirse, en qué material. Los detalles técnicos de la máquina y sus componentes se engloban en los anexos 1 y 2.

#	Elemento	Cantidad	Obtención	Material de impresión 3D
1	Conjunto de articulación por rótula – cabeza con rosca macho	1	Proveedores	-
2	Conjunto de articulación por rótula – cabeza con rosca hembra	1	Proveedores	-
3	Barra de la pierna	1	Impresión 3D	PLA
4	Pieza para amarre de pantorrilla	1	Impresión 3D	TPU
5	Conjunto de articulación para el tobillo	1	Proveedores	-
6	Pieza elevadora de tobillo	1	Impresión 3D	PLA
7	Pieza de planta del pie	1	Impresión 3D	PLA
8	Semi-bolas de contacto	3	Impresión 3D	TPU
9	Conjunto puente-pisador	1	Impresión 3D	PLA
10	Varilla roscada M16 de la barra de unión pierna-actuador	1	Proveedores	-
11	Contratuerca M16 de la barra de unión pierna-actuador	3	Proveedores	-
12	Tornillo M8 de 20 mm para unión de varios elementos	8	Proveedores	-
13	Tornillo M8 de 12 mm para unión de pieza elevadora a la planta del pie	1	Proveedores	-
14	Tornillo M8 de 70 mm con cabeza hexagonal para fijar el pisador a la planta del pie	2	Proveedores	-
15	Tuerca M8 para las fijaciones con tornillos	9	Proveedores	-

Tabla 2. Listado de elementos introducidos en el nuevo diseño

La mayoría de los elementos son los descritos durante la explicación del diseño realizado. Entre las únicas excepciones está la pieza elevadora del tobillo, cuya función es levantar la articulación para aproximar el eje de flexión del sistema al eje del hipotético pie que

llevaría el DAFO puesto, o en el caso de que el DAFO fuera demasiado estrecho para colocar la articulación en su debida posición, alzar ligeramente el conjunto articulado a un punto en que el DAFO está más abierto.

Las contratuercas de la barra de unión pierna-actuador tienen el cometido de impedir el indebido avance de las roscas axiales de la barra, esto es, la unión a cada lado de la célula de carga, y de la varilla roscada con la rosca hembra del conjunto de rótula que une esta barra y la de la pierna.

La cuenta de tornillos y tuercas refleja la cantidad justamente necesaria para el montaje del sistema, si bien es cierto que para salvar eventualidades y tener recambios se ha preparado una cantidad ligeramente mayor. Su utilización en el sistema es la siguiente:

- 4 tornillos M8x20mm de cabeza Allen con sus 4 tuercas para la unión de la charnela entre la barra de la pierna y la barra de unión pierna-actuador. No se contabilizan los tornillos y tuercas de la charnela de unión al patín del actuador porque se aprovechan los mismos de la unión con el vástago por el otro lado, y se consideran pertenecientes al modelo previo del banco de ensayos.
- 4 tornillos M8x20mm de cabeza Allen para la unión del puente del pisador a la base de ensayos, sin tuercas ya que se fijarán a los agujeros roscados de dicha base de ensayos.
- Un tornillo M8x12mm de cabeza Allen, más corto para unir la pieza de la planta del pie a la pieza elevadora.
- 3 tuercas M8 para la fijación del tornillo anterior y los dos tornillos, uno a cada lado, de la articulación del tobillo, que no se cuentan por considerarse parte del conjunto de la articulación.
- 2 tornillos M8x70mm de cabeza hexagonal con sus dos tuercas, para la unión del conjunto del pisador a la planta del pie. La cabeza hexagonal permite integrar en el diseño de la planta del pie unas ranuras con la forma de hexágono para impedir el giro y facilitar el apriete durante el montaje y desmontaje de las piezas.

En la [Figura 15](#) se muestra una fotografía de los componentes reales diseñados para el banco de ensayos. El color blanco o negro de las piezas impresas en 3D no es indicativo del material utilizado, tan solo es causa de utilizar distintas bobinas de filamento de PLA.



Figura 15. Piezas obtenidas para el diseño del banco de ensayos



Fuente: Elaboración propia.

3.2. Instrumentación y calibración de la célula de carga

El circuito de medida del sistema es el mismo que el utilizado en el banco de ensayos previo [2], puesto que a partir de la posición del vástago del actuador y el valor de fuerza ejercido sobre la barra que hace de pierna al moverse, podrá obtenerse la curva de momento de fuerzas angulares frente al ángulo de flexión, y posteriormente calcular las características mecánicas del DAFO (rigidez, histéresis, resistencia a fatiga, etc.).

A modo aclaratorio y como resumen de contenidos explicados en la bibliografía [2], se listan a continuación los principales elementos de instrumentación del sistema, cuyas hojas de especificación pueden encontrarse en el anexo 3:

- Actuador eléctrico LEY63NZN-400.
- Driver del actuador LECSB2-T8.
- Célula de carga U10M-5kN.
- Acondicionador de señal ClipX BM40IE.
- PLC (cDAQ 9174, NI 9375, NI 9411, NI 9215, NI 9977).
- Instrumento virtual LabVIEW.

Para determinar la fiabilidad de los valores de fuerza medidos por la célula de carga, se llevan a cabo medidas aplicando fuerzas conocidas sobre la célula. Comparando la lectura de fuerza con el valor real ejercido, se observa que hay una desviación considerable entre una y otra. En consecuencia, se decide revisar la calibración de la célula para que la fuerza medida con la célula de carga proporcione un resultado acorde a la realidad.

El siguiente paso que se toma es buscar la curva de calibración asociada a la célula, proporcionada por el fabricante. En esta se detallan valores eléctricos de la señal procedente de la célula cuando se le aplican una serie de cargas, tanto a tracción como a compresión, en una escala apropiada al valor nominal de medida, que en este caso son 5 kN. Dichos valores se recogen en la [Tabla 3](#).

INPUT QUANTITY [kN]	OUTPUT QUANTITY [mV/V]	
	TENSION	COMPRESSION
0	0,0000	0,0000
1	0,2437	-0,2438
2	0,4875	-0,4875
3	0,7312	-0,7313
4	0,9748	-0,9752
5	1,2185	-1,2190
2	0,4875	-0,4875
0	0,0000	0,0000

Tabla 3. Valores de la curva de calibración proporcionados por el fabricante

Estos valores fueron introducidos en el software del acondicionador de señal (ClipX) al hacer la configuración para la célula de carga utilizada [2]. Si bien corresponden a la relación fuerza-voltaje especificada por el fabricante, no tienen constancia de las condiciones particulares de funcionamiento de la célula, y es por ello que se debe realizar una nueva calibración adecuada al sistema en que estará funcionando.

Tomando provecho de este proceso de recalibración, interesa que los valores de la nueva curva a introducir aporten las medidas más fiables posibles en el rango de fuerzas que vayan a darse en los ensayos a realizar con el sistema. No obstante, para conocer dicho rango de fuerzas es necesario hacer ensayos de prueba con una medida que al menos esté próxima a la fuerza real aplicada. Por consiguiente, se lleva a cabo una primera aproximación (carente del estricto rigor de la calibración formal) a partir de un reducido número de medidas, las cuales se presentan en la [Tabla 4](#).

Peso introducido (N)	Fuerza medida (N)	Error relativo (%)
4,52	5,7	26,137
9,09	11,4	24,743
48,12	59,5	23,649
278,05	341,0	22,662

Tabla 4. Medidas para primera aproximación de la calibración

A partir de estas medidas se toma promedio de la desviación porcentual incurrida, la cual se observa que mantiene un patrón bastante similar incluso para valores de fuerza muy distantes. Esta media resulta en un error de un 24,298 %, es decir, las lecturas de la célula atribuyen casi un 25 % más de la fuerza que realmente se aplica.

Con vistas a esa primera aproximación que permita determinar el rango de fuerzas, se multiplican los números introducidos en la calibración original por un valor de ajuste de que les incremente ese 24,298 % calculado. Ya que ClipX permite guardar distintos bloques de parámetros separadamente, para poder recuperar la configuración con la calibración original en el futuro si fuera necesario, se guardan los nuevos valores en un nuevo bloque. Los valores introducidos están contenidos en la [Tabla 5](#).

El resultado de este ajuste preliminar es que la medida de la célula es mucho más próxima al valor de la fuerza aplicada. El error observado en las medidas oscila en torno al 0,15 %, en contraste con el 24,298 % que se daba anteriormente.

Fuerza [N]	Señal eléctrica [mv/V]
-5000	-1,5152
-4000	-1,2122
-3000	-0,9110
-2000	-0,6110
-1000	-0,2990

0	0,0000
1000	0,2990
2000	0,6110
3000	0,9110
4000	1,2117
5000	1,5146

Tabla 5. Puntos ajustados de calibración (primera aproximación)

Tomando ensayos de prueba con este ajuste configurado, y utilizando una variedad de DAFOs con distintas resistencias a la flexión, las máximas fuerzas vistas se encuentran en torno a 30 N, tanto a tracción como a compresión de la célula. Estimando un factor de seguridad del doble de los valores vistos, se toma un rango de calibración de hasta 60 N. Los pesos particulares empleados en la toma de puntos ([Tabla 6](#)) vienen determinados por las masas de las pesas disponibles.

Debido a la alta influencia del ruido sobre las medidas, la toma de puntos se ha llevado a cabo recogiendo los valores medidos en cantidades de tiempo significativas, en las que la señal registrada se encuentra acotada entre un máximo y un mínimo. En la [Figura 16](#) se incluyen ejemplos de estas medidas. El promedio de valores obtenidos en ese lapso de tiempo se toma como medida representativa de la señal para la fuerza introducida, y se acompaña de la incertidumbre incurrida, reflejando la máxima desviación producida en la señal en el intervalo observado.

Peso [N]	Señal eléctrica [mV/V]	Ruido observado [mV/V] (respecto al valor medio)	
0,98	0,0003906	+0,0000480	-0,0000570
1,96	0,0006621	+0,0000425	-0,0000504
2,94	0,0010018	+0,0000422	-0,0000501
4,91	0,0014708	+0,0000437	-0,0000519
6,87	0,0021411	+0,0000439	-0,0000522
9,81	0,0030513	+0,0000616	-0,0000732
11,77	0,0035101	+0,0000558	-0,0000510
14,72	0,0045891	+0,0000446	-0,0000530
17,66	0,0051578	+0,0000399	-0,0000474
24,30	0,0068609	+0,0000446	-0,0000529
30,19	0,0087223	+0,0000503	-0,0000597
35,09	0,0107598	+0,0000409	-0,0000486
39,01	0,0114545	+0,0000448	-0,0000532
41,96	0,0125456	+0,0000426	-0,0000506
48,12	0,0140787	+0,0000478	-0,0000567
51,06	0,0148940	+0,0000453	-0,0000455
54,01	0,0158144	+0,0000425	-0,0000505
57,93	0,0171200	+0,0000408	-0,0000484

62,84	0,0183112	+0,0000501	-0,0000595
72,42	0,0209434	+0,0000428	-0,0000509

Tabla 6. Toma de puntos para la calibración de la célula de carga

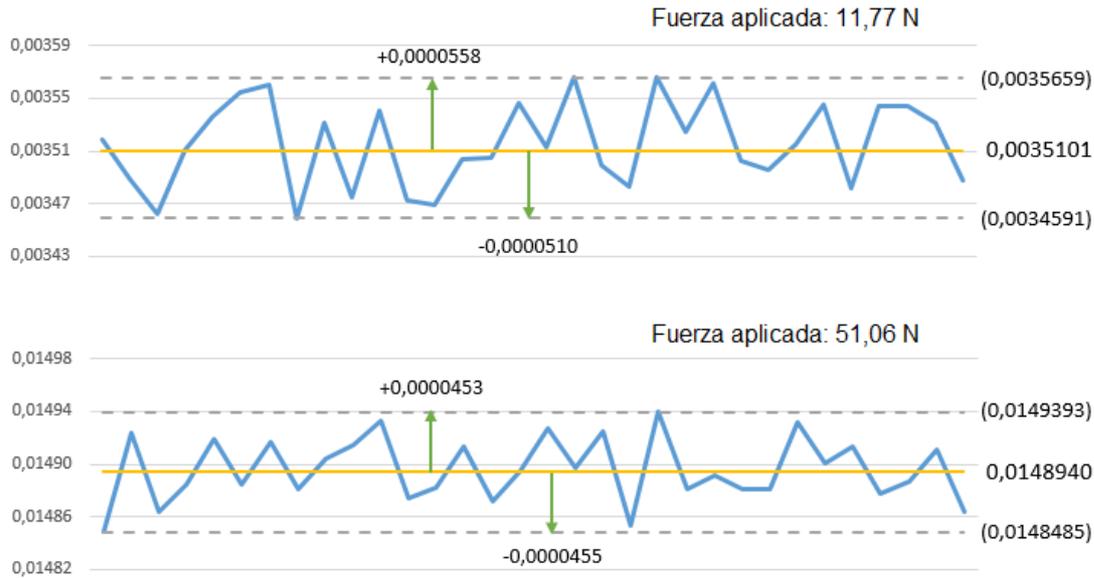


Figura 16. Ejemplos de medidas para la calibración de la célula de carga

Fuente: Elaboración propia.

Posteriormente, se someten los puntos medidos a una regresión lineal para obtener la recta de calibración a introducir en la configuración del amplificador. Esta recta se muestra en la [Figura 17](#), mientras que en la [Tabla 7](#) se reflejan los valores especificados al acondicionador (ClipX).

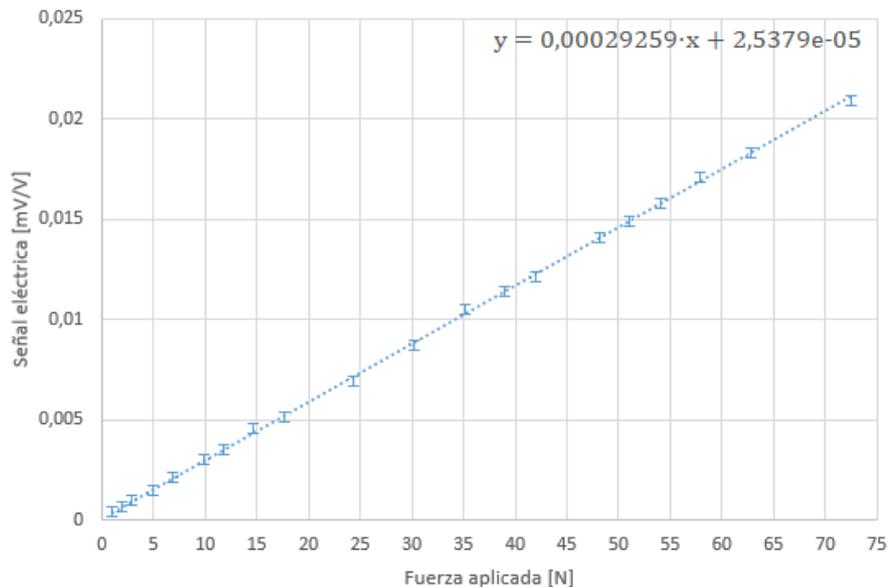


Figura 17. Regresión lineal de las medidas de calibración

Fuente: Elaboración propia.

Fuerza [N]	Señal eléctrica [mv/V]
-5000	-1,4629
-4000	-1,1699
-3000	-0,8780
-2000	-0,5850
-1000	-0,2930
0	0,0000
1000	0,2930
2000	0,5850
3000	0,8780
4000	1,1700
5000	1,4630

Tabla 7. Puntos de la curva de calibración introducidos en ClipX

Utilizando ahora la conversión a fuerza de la configuración de la célula calibrada, se repiten varias medidas con pesas, con las que estudiar el error estacionario y el ruido esperable en las medidas. Al igual que en la toma de puntos de la calibración, se registran los valores generados durante un intervalo de tiempo, anotando tanto el valor medio como la incertidumbre de la medida. Los datos obtenidos se presentan en la [Tabla 8](#).

Peso [N]	Promedio medido [N]	Error estacionario [N]	Amplitud del ruido [N]	
0	-0,07742	-0,07742	+0,84438	-0,70515
0,98	0,81912	-0,16188	+0,86753	-0,36266
4,91	4,81752	-0,08748	+0,73219	-0,81438
9,81	9,91894	+0,10894	+0,76890	-0,73618
14,72	14,80698	+0,09198	+0,57658	-0,84786
17,66	17,55257	-0,10543	+0,87569	-0,55352

Tabla 8. Error y ruido en medidas estáticas



En resumidas cuentas, las medidas estáticas de fuerza pueden tener una desviación media de alrededor de 0,1 N respecto a la fuerza que realmente se aplica sobre los sensores, pudiendo producirse un error ligeramente mayor para fuerzas bajas.

Por otra parte, debido al ruido, una medida puntual puede alejarse de la realidad hasta 0,9 N en ambas direcciones (0,9 N mayor o 0,9 N menor), resultando en un rango de incertidumbre de casi 2 N.

Puesto que los ensayos a realizar con el sistema planteado en este trabajo son ensayos dinámicos, habrá de considerarse el ruido intrínseco a los valores leídos por la célula de carga, tomando en cuenta la incertidumbre de 0,9 N ahora calculada.

3.3. Programación en LabVIEW

En el proyecto del banco de ensayos previo [2], se desarrolló un software para llevar a cabo ensayos de diverso tipo, entre ellos ensayos de DAFOs, por medio de la programación de un instrumento virtual en LabVIEW®.

A modo introductorio, LabVIEW® es un producto informático de la compañía National Instruments, que sirve de plataforma para la creación de sistemas de instrumentación, procesamiento de señales y control industrial. Utiliza un lenguaje de programación gráfico pensado para trabajar junto a hardware de adquisición de datos y control de sistemas.

Aunque las funciones fundamentales para la realización de los ensayos se encontraban ya presentes en el programa realizado para dicho banco de ensayos previo, se ha visto conveniente evolucionar este programa para introducir nuevas opciones y optimizar las existentes. Así es que se ha revisado el código en su totalidad, añadiendo nuevos bloques y descartando aquellos que resultaban innecesarios.

Dejando de lado los entresijos específicos de la programación subyacente, el nuevo programa con el que se llevará a cabo los ensayos se muestra a continuación. Debido a la extensión de la vista completa del programa, se ha añadido la imagen completa al anexo 4 y se presenta una vista recortada en la [Figura 18](#), así como se hará para capturas del programa posteriores.

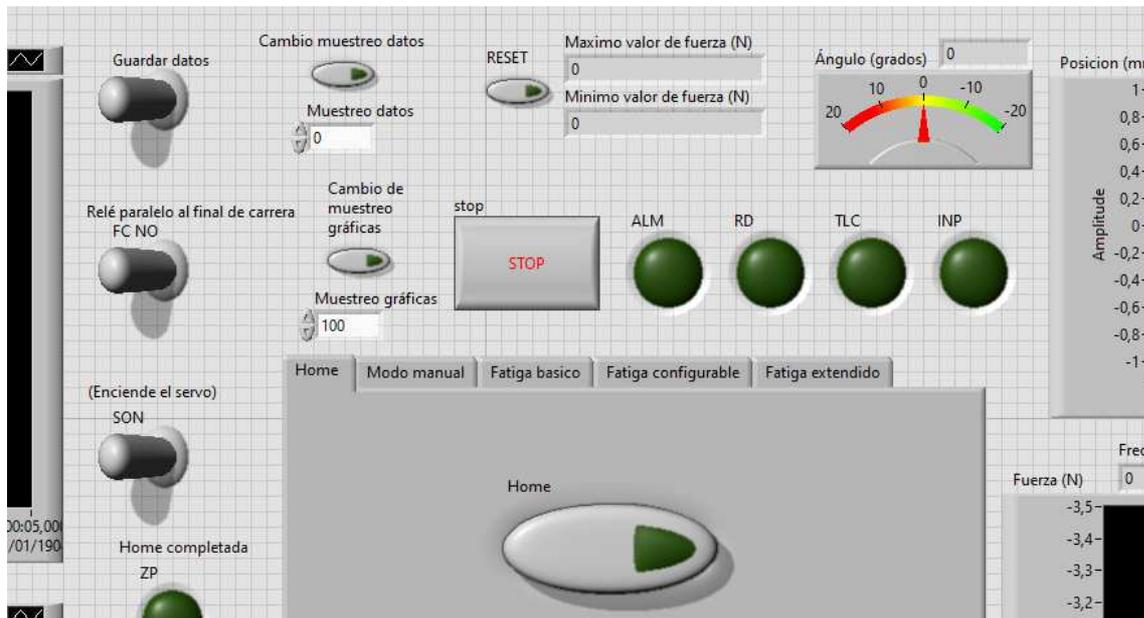


Figura 18. Primera vista del panel frontal del programa de LabVIEW

Fuente: Elaboración propia.

El panel mostrado puede entenderse como la vista de usuario del programa, donde se podrá interactuar con los múltiples botones y cuadros de introducción de parámetros para hacer funcionar la máquina de la forma deseada.

Recorriendo los elementos vistos en la [Figura 18](#), la parte de mayor interés es la referida al cuadro central-inferior, el cual tiene 6 pestañas cuya selección da acceso a una paleta de mandos específica con la cual enviar órdenes a la máquina para la realización de ensayos.

La mayoría de los otros elementos se han heredado del programa previamente existente. Los cuadros que aparecen cortados a ambos extremos corresponden a gráficas de visualización de datos, cada una asociada a una variable de interés como es la fuerza medida, la posición actual del actuador, o la velocidad y par que experimenta el servomotor. Se han añadido gráficas adicionales a la derecha de las anteriores para poder hacer un seguimiento a tiempo real del ángulo de flexión del sistema y un filtrado de la señal de fuerza, aunque su función es puramente de ayuda visual.

A mano izquierda, una hilera vertical de tres interruptores de palanca permitirá al usuario activar las acciones de encendido del servomotor, guardado de datos, y alerta por final de carrera, respectivamente. A su derecha hay dos botones acompañados de cuadros numéricos de introducción de datos, que sirven para cambiar las frecuencias de lectura (muestreo gráficas) y escritura de datos (muestreo datos).

En el centro de la imagen se encuentra el botón de parada (stop), que detiene el programa y desconecta el servomotor, dejando los puertos de salida de datos en valores conocidos por seguridad de los equipos de medida. Más arriba está la visualización de los máximos y mínimos de fuerza medida, con su botón de reinicio para devolverlos a su valor inicial.

Continuando hacia la derecha hay un dial que representa el ángulo de flexión desde una perspectiva similar a cuando se observa la máquina en funcionamiento, y debajo hay 4 señales luminosas para informar del estado de la máquina.

Los controles de cada pestaña del cuadro central-inferior son los siguientes:

1. Home (*Figura 19*). Solo contiene un botón con el cual ordenar al actuador ir a la posición cero, independientemente de las posiciones configuradas para los ensayos.

Tiene el propósito de llevar el actuador a una posición conocida o de recoger por completo el vástago sin riesgo a que salte una alerta por fin de carrera.



Figura 19. Pestaña «Home» del programa de LabVIEW

Fuente: Elaboración propia.

2. Modo manual (*Figura 20*). Tiene dos interruptores para hacer avanzar o retroceder el actuador sin especificarle una posición de parada, deteniéndose cuando se desactiva el interruptor o si salta una alarma de fin de carrera.

Resulta útil para comprobar que no haya problemas con el movimiento del sistema o para llevar el vástago a una posición favorable para el montaje o desmontaje de algún elemento de la máquina.

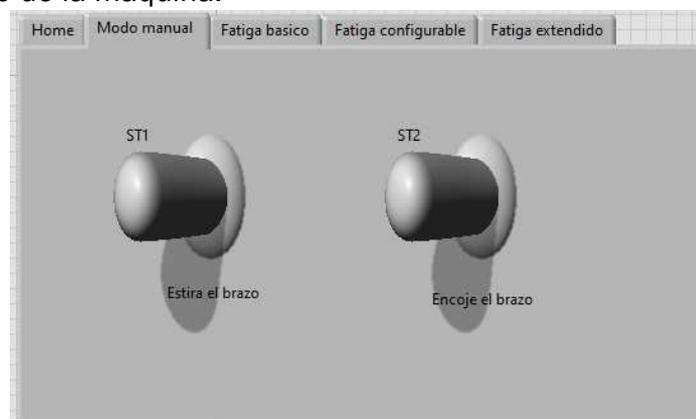


Figura 20. Pestaña «Modo manual» del programa de LabVIEW

Fuente: Elaboración propia.

3. Fatiga básico (*Figura 21*). El botón izquierdo activa el bloque de ensayo y lleva el actuador a la posición de inicio de ensayo. El interruptor de palanca hace comenzar el ciclado entre las posiciones configuradas. El número de ciclos deseado se especifica en el cuadro con la etiqueta “Nº Ciclos”, mientras que el cuadro “Nº de iteración” indica el ciclo actual durante la ejecución de los ensayos. El recuadro grande sirve de interfaz textual para informar al usuario del paso actual y las acciones a realizar.

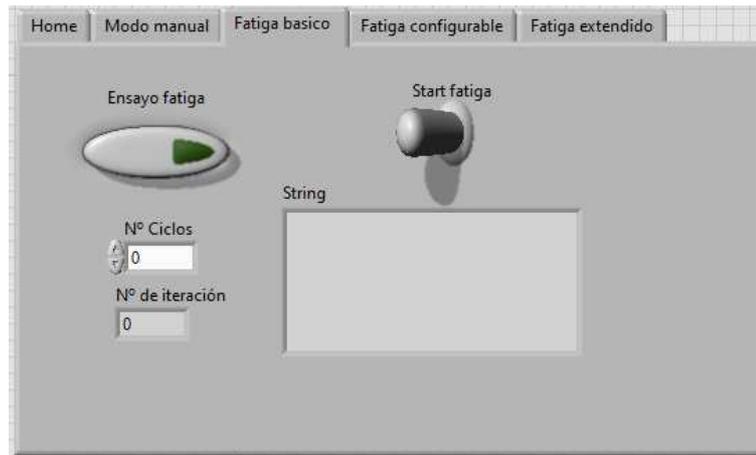


Figura 21. Pestaña «Fatiga basico» del programa de LabVIEW

Fuente: Elaboración propia.

Sirve como modelo simplificado para hacer ciclos de prueba que no requieran las condiciones de parada del modelo completo. Es equivalente al programa de ensayos previo y se ha utilizado como base para llevar a cabo las paletas de mandos posteriores.

4. Fatiga configurable (*Figura 22*). Los elementos se repiten respecto al panel anterior, salvo por los dos elementos de entrada numéricos situados a la derecha. La diferencia está en que en este caso los ciclos no consisten en desplazamientos del actuador entre dos posiciones de configuración fija, sino que se pueden introducir un número mayor de posiciones sin necesidad de cambiar la programación, y especificar un tiempo de espera en los puntos introducidos. Esto será de utilidad para hacer medidas estáticas de varias posiciones de un ciclo, asegurando que se detiene siempre en el punto exacto y durante el tiempo deseado.

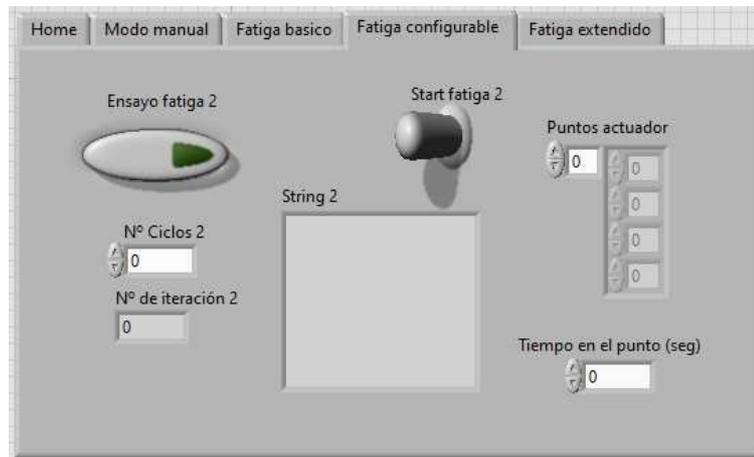


Figura 22. Pestaña «Fatiga configurable» del programa de LabVIEW

Fuente: Elaboración propia.

5. Fatiga extendido (Figura 23). Esta paleta de mandos es la utilizada para la realización de los ensayos de DAFOs. Los botones de activación del bloque e inicio de ensayos, y la interfaz textual, situados a la izquierda del resto, mantienen las mismas funciones vistas para las otras paletas. Se ha añadido un nuevo botón para detener los ensayos y otro para especificar si se quiere o no guardar los datos medidos en un fichero externo (las modalidades de “fatiga básica” y “fatiga configurable” activaban siempre el guardado de datos, y aunque podía desactivarse manualmente, se generaba un fichero indeseado).

Un selector de dos posiciones determina si el ensayo durará hasta una cantidad de ciclos concretada por el usuario o hasta un tiempo de ensayo límite. Unos contadores indican por qué ciclo llega el ensayo y cuánto tiempo ha transcurrido desde la hora inicio del ensayo, también mostrada en otro indicador.

Además, existe la posibilidad de guardar los datos del ciclo completo, o guardar solo los máximos y mínimos de fuerza medidos en el ciclo, o también ambas opciones en ficheros distintos. De cara a tener una cantidad de ciclos consistente y que no exceda las capacidades del programa con el que más adelante se analicen los datos (generalmente, Microsoft Office Excel), se configura en el código programado que se guarden los ciclos siguiendo la cadencia siguiente:

- Los 50 primeros ciclos.
- Desde el ciclo 50 hasta el 250, cada 20 ciclos se guardan 5 seguidos.
- Desde el ciclo 250 hasta el 1000, cada 30 ciclos se guardan 2 seguidos.
- Desde el ciclo 1000 hasta el 4000, cada 100 ciclos se guardan 2 seguidos.
- Cada 1000 ciclos se guardan 10 seguidos.

De igual forma, para el guardado de máximos y mínimos se plantea un guardado intermitente cada dos ciclos, así en el caso de que el ensayo dure 100.000 ciclos (alrededor de una semana funcionando sin parar) se guardarían 50.000 filas de datos, la misma cantidad aproximada que para los ciclos completos (tomando los datos por ciclo propios de los parámetros utilizados). Se ha comprobado que esta cantidad de datos ralentiza Excel, pero sin dejar de permitir trabajar con ello.

En el modo “Fatiga extendido” se ha incluido también dos condiciones de parada dependientes de la fuerza leída en el ensayo. Una de ellas detiene el ensayo cuando la fuerza excede en gran medida los valores típicos de un ensayo, algo que puede suceder si el movimiento del sistema se encuentra obstaculizado por el motivo que fuere. La otra hace activar un temporizador cuando la fuerza es demasiado baja: si durante el tiempo fijado las fuerzas medidas no superan un límite impuesto, se considera que se ha soltado el DAFO o se ha producido rotura, finalizando entonces el ensayo.



Figura 23. Pestaña «Fatiga extendido» del programa de LabVIEW

Fuente: Elaboración propia.

4. ENSAYOS REALIZADOS

4.1. Metodología de medida

La realización de ensayos de DAFOs en el banco diseñado sigue una serie de pasos desde la llegada del DAFO al banco de ensayos hasta la obtención de los resultados finales. El punto de partida es montar el DAFO en la máquina, realizando los ajustes que sea necesario en el sistema para una fijación correcta, sin que se produzcan contactos indeseados entre los elementos de la máquina y el DAFO. Se mide la distancia vertical y horizontal entre el eje de la articulación del sistema y el eje del tobillo del DAFO.

Antes de realizar los ensayos, hace falta conocer las posiciones que debe alcanzar el actuador al realizar los ciclos. La máquina debe avanzar hasta conseguir un cierto ángulo de dorsiflexión del supuesto pie, y retroceder hasta un cierto ángulo de plantarflexión. De acuerdo al estudio de la bibliografía realizado en el apartado 2.3, se ha decidido que los ángulos de flexoextensión a realizar durante los ensayos sean de 15 grados hacia delante (flexión dorsal) y 10 grados hacia atrás (flexión plantar).

La conversión entre posición del actuador y ángulo de la articulación sigue una relación únicamente dimensional, basado en cuentas trigonométricas. Para clarificar los cálculos se ha simplificado el sistema a un diagrama de barras bidimensional como el de la [Figura 24](#).

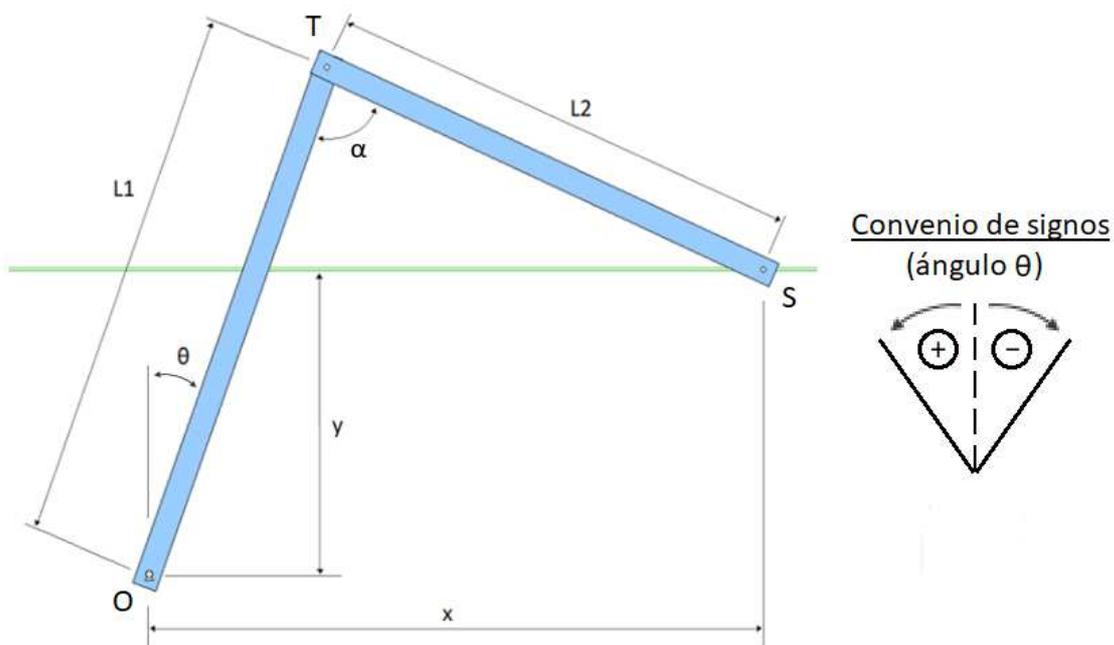


Figura 24. Modelo de barras simplificado del sistema

Fuente: Elaboración propia.

El punto “O” del diagrama es el eje de la articulación de la máquina, mientras que los puntos “T” y “S” son los ejes de los bulones de las uniones rótula-charnela. El punto “O” es un punto fijo. El punto “S” se mueve solidario al vástago del actuador, y está restringido



a un desplazamiento solo horizontal. Por lo tanto, la distancia “y” es constante, al igual que las longitudes “L1” y “L2” (las barras se consideran sólidos indeformables).

El sistema tiene un único grado de libertad, que se le atribuye al ángulo “θ”. A partir de esta variable, se puede calcular la distancia “x”, que guarda relación con la posición del actuador, y también el ángulo “α”, que será de utilidad para calcular la componente de fuerza que interviene en la generación de momento de fuerzas sobre el punto “O”. Las expresiones matemáticas que relacionan estas variables se recogen en la [Ecuación 1](#) y [Ecuación 2](#).

$$x = -L1 \cdot \text{sen}(\theta) + \sqrt{L2^2 - (L1 \cdot \cos(\theta) - y)^2}$$

Ecuación 1

$$\alpha = -\theta + \arccos\left(\frac{L1 \cdot \cos(\theta) - y}{L2}\right)$$

Ecuación 2

Estas expresiones se introdujeron en una hoja de cálculo con la que facilitar la conversión de variables y con la que poder variar cómodamente las constantes del sistema, por si al ensayar otro DAFO distinto fuera preciso ajustar algún parámetro dimensional del sistema. Se comprueba que los valores obtenidos son correctos modelizando el sistema con Working Model 2D, una aplicación de MSC Software que permite evaluar sistemas mecánicos bidimensionales formados por sólidos y sus uniones.

Conocida la distancia “x” en función del ángulo “θ”, se define la constante “x(HOME)” midiendo esta longitud “x” cuando la posición del actuador es cero. Así podrá calcularse la posición del actuador (“POS”) en función de “x” con una simple resta, de acuerdo a la [Ecuación 3](#).

$$POS = x(HOME) - x$$

Ecuación 3

Haciendo uso de estas ecuaciones, los ángulos de la articulación del sistema se transforman fácilmente a posiciones que introducir al actuador. No obstante, si el eje del tobillo del DAFO no coincide exactamente con el eje de flexión de la máquina, el ángulo de flexión tampoco será equivalente. Una nueva conversión matemática a mayores se deducirá a partir de la distancia entre los ejes, tomando en cuenta el punto de contacto en el amarre superior del DAFO a la máquina.

Al igual que el eje del tobillo del DAFO no se encuentra sobre la superficie trasera de la órtesis que toca con el talón, el punto de contacto en el amarre habrá de situarse sobre el eje de la pierna, y no en la superficie exterior donde tiene lugar el contacto real. Siguiendo el ejemplo de uno de los artículos [3] vistos en la revisión del estado del arte en el apartado [2.3](#), se definen dos puntos para la localización de cada eje de giro, y de ellos se extienden las líneas centrales de la barra de la máquina y de la hipotética pierna que llevaría el DAFO, cruzándose en el punto de contacto discutido. En la [Figura 25](#) se ilustra el diagrama de conversión de ángulos utilizado en dicho artículo.

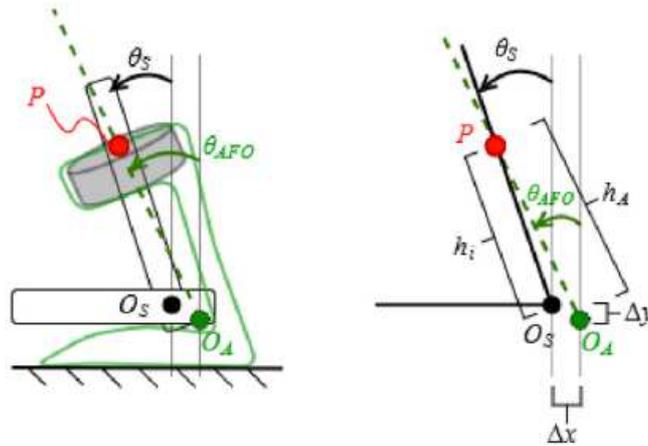


Figura 25. Diagrama para el ajuste del ángulo respecto al eje del tobillo

Fuente: “Design and evaluation of the SMap: a stiffness measurement apparatus for ankle-foot orthoses” (Totah et al, 2021) [3].

Hallar las distancias “ h_A ” y “ h_i ” puede no ser un asunto trivial. El punto de contacto “ P ” varía con el movimiento del sistema, lo cual complica seriamente el modelo de conversión de los ángulos. Para circunvalar este problema, se toma una consideración similar a la estimada en la bibliografía [3]: se asume que “ h_A ” se mantiene constante o, en otras palabras, que el contacto desliza sobre un único punto del DAFO.

A este fin, se adopta el punto de contacto en el instante en que el ángulo de flexión es nulo, posición en la que el DAFO está en reposo, que presumiblemente coincidirá con el centro del recorrido de contacto, y por tanto el posible margen de error incurrido será mínimo. Como resulta más sencillo medir la distancia “ h_i ” (debido a que se extiende entre puntos más identificables de los componentes del sistema real), se calcula la constante “ h_A ” del DAFO a partir de ese valor instantáneo de “ h_i ”, según la [Ecuación 4](#) (sólo válida para $\theta_{AFO} = 0$).

$$h_A = \Delta y + \sqrt{h_i^2 - \Delta x^2}$$

Ecuación 4

Conocida esta constante, el ángulo del sistema “ θ_S ” con el que acudir a las ecuaciones anteriores se calcula a partir del ángulo “ θ_{AFO} ” deseado, según la [Ecuación 5](#).

$$\theta_S = \arctg\left(\frac{h_A \cdot \sin(\theta_{AFO}) - \Delta x}{h_A \cdot \cos(\theta_{AFO}) - \Delta y}\right)$$

Ecuación 5

Añadiendo estas ecuaciones a la hoja de cálculo anteriormente mencionada, bastará con introducir los ángulos de flexión de 10 grados negativos (flexión plantar) y 15 grados positivos (flexión dorsal) para obtener el cálculo de las posiciones del actuador: 19,450 y 234,828 mm, respectivamente. También se calcula la posición correspondiente a 0 grados (112,497 mm), ya que se toma como posición de inicio y fin del ensayo.

Las posiciones obtenidas se llevan a la tabla de puntos del driver del actuador, accesible con el software MR Configurator2. Este software de la empresa Mitsubishi Electric



Automation está pensado para la configuración, análisis y simulación de servomotores, aunque en este trabajo solo se utilizará para asignar los puntos de operación del actuador para los ensayos.

Los valores introducidos en la tabla de puntos quedarán referenciados por su número en la tabla de puntos (1 a 255), de modo que al especificar con LabVIEW dicho número de la tabla de puntos, los equipos de control leerán la información contenida en la tabla. Lamentablemente, debido a la cantidad limitada de pines digitales de comunicación de los equipos, solo pueden accederse los primeros 16 puntos de la tabla, aunque de cara a la programación de los ensayos solo serán necesarios 3 puntos (ángulos de 15 grados positivos, 10 grados negativos y 0 grados).

Llegados a este punto, con el DAFO montado en la máquina y los puntos escritos en el driver del actuador, se procede a realizar los ensayos mediante la operación del programa de LabVIEW. Los pasos a seguir son los siguientes:

1. Se inicia la ejecución del programa.
2. Se activa el servomotor.
3. Se selecciona la pestaña de "Fatiga extendido".
4. Se especifica la duración del ensayo, ya sea por tiempo o por número de ciclos, marcando con el selector la opción deseada.
5. Se enciende el bloque de ensayo. Cambiará el mensaje mostrado en la interfaz de texto y el actuador se desplazará hasta la posición de inicio (la correspondiente a 0 grados de flexión del DAFO).
6. Se configura la opción de guardado de datos, pulsando el botón de palanca y poniendo a uno los recuadros numéricos para guardar ciclos completos y los picos (máximos y mínimos) de los ciclos.
7. Se tara la fuerza, asignando así el origen de fuerzas a la posición de ángulo nulo.
8. Se pulsa el botón de palanca de inicio de ensayo. El ensayo comenzará y el actuador avanzará hasta el ángulo de dorsiflexión de 15 grados, retrocediendo a continuación hasta el ángulo de plantarflexión de 10 grados, y así sucesivamente.

Tras finalizar el ensayo, se pulsa el botón de stop que está fuera del panel de pestañas y el programa deja de funcionar. Los datos del ensayo quedan guardados en un fichero con extensión TDMS. El paquete de instalación de LabVIEW añade automáticamente un complemento que permite abrir estos ficheros con Microsoft Excel.

Los datos guardados quedan distribuidos en filas y columnas; cada columna es una variable guardada (tiempo, fuerza, posición y número de ciclo), mientras que cada fila es un instante en el que se han tomado los valores medidos de cada una de esas variables.

Las medidas de fuerza de los ciclos llevan incluidos rozamientos y componentes dinámicas de fuerza debidos al movimiento de la máquina. Una prueba irrefutable de que las medidas no corresponden únicamente a esfuerzos sobre el DAFO es que si se realiza un ensayo con la máquina montada sin el DAFO (en vacío), las medidas resultantes no son planas, sino que se produce una cierta oscilación de las fuerzas acorde al movimiento del sistema.

Si se quiere aislar la medida de fuerza de estos efectos dinámicos parasitarios, una solución es restar de la medida de los ensayos de DAFOs la medida del ensayo de vacío [3]. Una posibilidad sería realizar un ensayo en vacío con la misma cantidad de ciclos que el ensayo en carga y restar los ciclos uno a uno, pero esta opción presenta inconvenientes. Por un lado, existe una ligera variabilidad entre ciclo y ciclo de las medidas registradas en los ensayos de vacío, y que esa varianza haga que la resta afecte de forma distinta a unos



ciclos y otros del ensayo del DAFO puede llevar a engaño en las medidas. Por otro, si en el ensayo en carga se realizan miles de ciclos, no tiene sentido realizar tal cantidad de ciclos en vacío si apenas hay diferencia entre las medidas de los ciclos.

Con esto en mente, se resuelve a realizar un único ensayo en vacío limitado a 40 ciclos. En vista de las disimilitudes de medida entre ciclos, se considera que esta cantidad es suficiente para recoger la variabilidad representativa de un ciclo a otro, independientemente de lo que pudiera ocurrir a la larga.

Con las medidas de estos 40 ciclos se calcula un ciclo en vacío promedio. Debido a la frecuencia de escritura de datos, los instantes guardados no se corresponden a las mismas posiciones en un ciclo y el siguiente, por lo que para cada ciclo habrá que interpolar los valores de fuerza a unas posiciones fijas.

El ciclo promedio resultante podrá multiplicarse fácilmente a la cantidad de ciclos que requieran los ensayos en carga. Los puntos de dichos ensayos de carga deberán interpolarse también a las posiciones fijadas en los datos en vacío. A cada valor de fuerza del ensayo en carga se le restará entonces su valor de fuerza en vacío para esa misma posición, consiguiéndose la fuerza “neta” del ensayo del DAFO.

Posteriormente, los datos de posición tendrán que transformarse al ángulo de flexión del DAFO, mientras que los de fuerza tendrán que convertirse a momentos respecto el eje de flexión.

En el caso de las posiciones, se cuenta con las relaciones definidas en la [Ecuación 1](#), la [Ecuación 3](#) y la [Ecuación 5](#), utilizadas para calcular la posición (“POS”) a partir del ángulo “ θ_{AFO} ”. Al intentar dar la vuelta a las ecuaciones para calcular el ángulo a partir de la posición, los términos angulares se encuentran repetidos en las fórmulas, dentro de senos y cosenos que impiden que se puedan agrupar de una forma sencilla para despejar y obtener la fórmula inversa. Por este motivo se recurre a expresiones iterativas como las definidas en la [Ecuación 6](#) y la [Ecuación 7](#).

$$[\theta_S]_i = \arcsen\left(\frac{\sqrt{L2^2 - (L1 \cdot \cos([\theta_S]_{i-1}) - y)^2} - x(HOME) + POS}{L1}\right)$$

Ecuación 6

$$[\theta_{AFO}]_i = \arcsen\left(\frac{tg(\theta_S) \cdot (h_A \cdot \cos([\theta_{AFO}]_{i-1}) - \Delta y) + \Delta x}{h_A}\right)$$

Ecuación 7

En la primera expresión se toma el valor inicial de ángulo nulo, y se comprueba que, para las posiciones más extremas, los ángulos “ θ_S ” convergen a una precisión de 3 decimales en la quinta iteración. En la segunda expresión se toma como primer “ θ_{AFO} ” el valor de “ θ_S ”, y se consigue que converja a la tercera iteración.

En el caso de la transformación de fuerzas a momentos, calcular el momento sobre el eje del sistema (“ M_S ”) pasa por coger el ángulo “ θ_S ” e ir a la [Ecuación 2](#) para obtener el ángulo “ α ”. Entonces, el par de fuerzas ejercido sobre “ O_S ” obedece a la [Ecuación 8](#).

$$M_S = F \cdot L1 \cdot \text{sen}(\alpha)$$

Ecuación 8

Desafortunadamente, al cambiar de origen de momentos, el valor del momento no permanece constante. A la hora de plantear el cálculo del momento respecto a “O_A”, se hace recomendable plantear un nuevo diagrama como el de la [Figura 26](#).

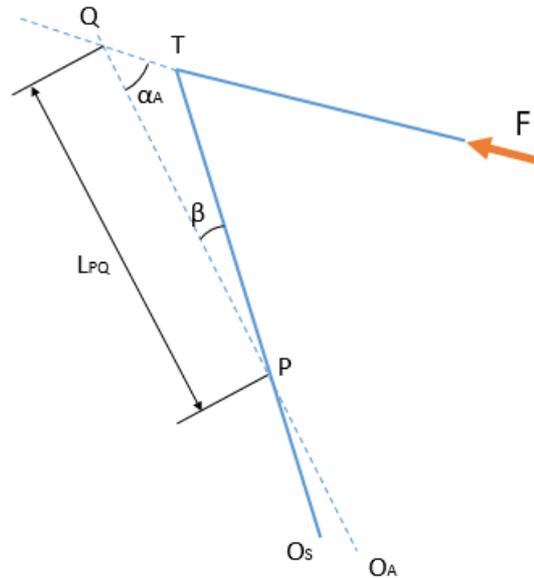


Figura 26. Diagrama para el cálculo del momento respecto al eje del DAFO

Fuente: Elaboración propia.

El diagrama se basa en extender las líneas del eje de la pierna del DAFO y de la barra que contiene la célula de carga (la línea de aplicación de la fuerza). El ángulo que forman esas dos líneas imaginarias se denomina “α_A”, y se calculará a partir de los otros dos ángulos que forman el triángulo “P-T-Q”. El ángulo “β” es conocido ya que es la diferencia entre “θ_{AF0}” y “θ_S”, mientras que el otro ángulo es el suplementario de “α”. La expresión para obtener “α_A” se recoge por tanto en la [Ecuación 9](#).

$$\alpha_A = 180 - (180 - \alpha) - \beta = \alpha - \beta$$

Ecuación 9

A su vez, la distancia “P-T” (o indistintamente “L_{PT}”) es la resta de “L1” y “h_i”, pero se recuerda que “h_i” es variable y debe calcularse a partir de “h_A”, dando origen a la [Ecuación 10](#). Si se conoce la distancia “P-T” puede aplicarse el teorema del seno para obtener “L_{PQ}”, de la forma indicada en la [Ecuación 11](#).

$$L_{PT} = L1 - \frac{h_A \cdot \text{sen}(\theta_{AF0}) - \Delta x}{\text{sen}(\theta_S)}$$

Ecuación 10

$$L_{PQ} = L_{PT} \cdot \frac{\text{sen}(180 - \alpha)}{\text{sen}(\alpha_A)}$$

Ecuación 11

Finalmente, el momento sobre el eje del DAFO (“M_A”) viene dado por la [Ecuación 12](#).

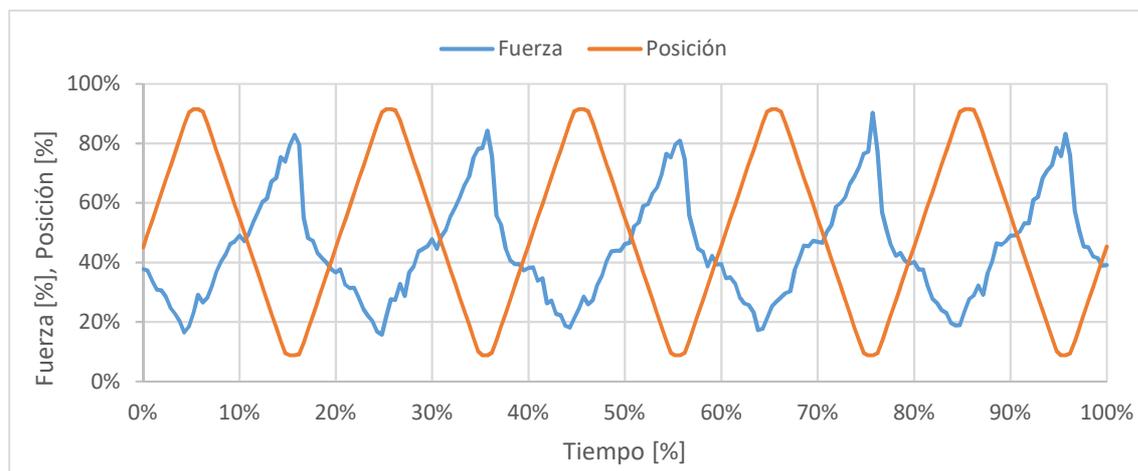
$$M_A = F \cdot (L_{PQ} + h_A) \cdot \text{sen}(\alpha_A)$$

Los valores calculados con estas expresiones se han comprobado modelizando este sistema de barras en Working Model 2D, obteniéndose resultados equivalentes.

4.2. Resultados de los ensayos

Siguiendo la metodología detallada en el apartado anterior, se ha ensayado un DAFO fabricado en 3D por la empresa Orthomedical3D. Para apreciar la diferencia entre las distintas fases del tratamiento de datos, se ofrecen los resultados obtenidos a cada paso del proceso.

En primer lugar, los valores en bruto de fuerza y posición, disponibles en el fichero generado por el programa de ensayos, se muestran enfrentados al tiempo en la [Gráfica 1](#). Por mantener la confidencialidad de los productos suministrados por la empresa colaboradora, todos los resultados se muestran en porcentajes.

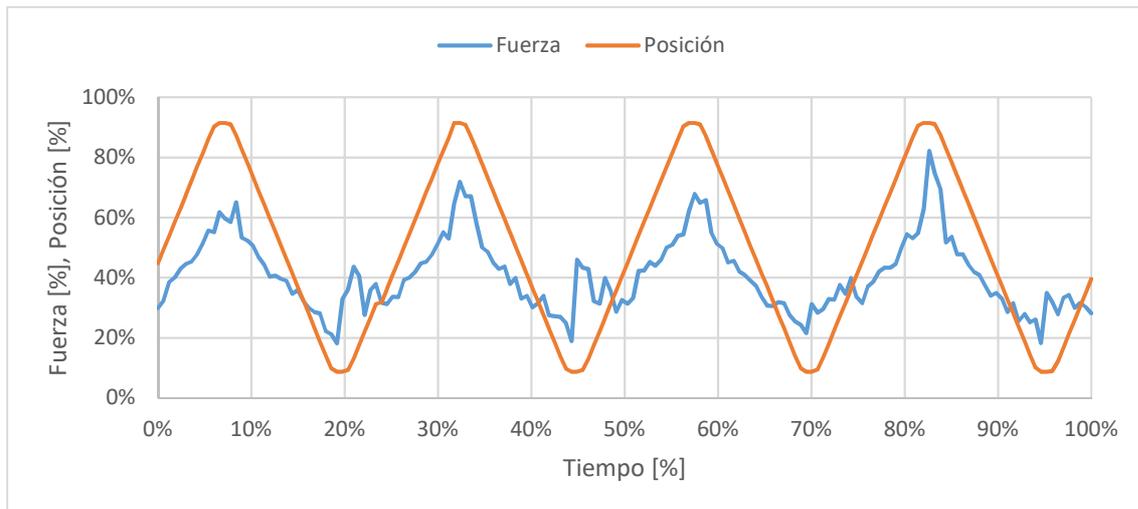


Gráfica 1. Fuerza y posición en bruto del DAFO frente al tiempo

Con propósito demostrativo se muestran solamente 5 ciclos de ensayo, pero el número de ciclos guardados en los ensayos de fatiga puede alcanzar las cuatro cifras, y todos ellos deben ser procesados según la metodología descrita para poder trabajar con ellos.

Aunque la conversión de la fuerza a valores porcentuales hace pensar que las fuerzas más bajas se encuentran cuando el actuador está en su posición máxima, esto es debido a que, durante los ángulos de flexión positivos del sistema, la célula de carga mide fuerzas a compresión, registrando valores negativos. Por el contrario, cuando el ángulo de flexión es negativo, la célula mide a tracción, y los datos guardados son positivos.

En otro ensayo se ha realizado los ciclos en vacío para las mismas condiciones de operación de la máquina. Las medidas de fuerza recogidas para algunos de estos ciclos se muestran en la [Gráfica 2](#).



Gráfica 2. Fuerza y posición del ensayo en vacío frente al tiempo

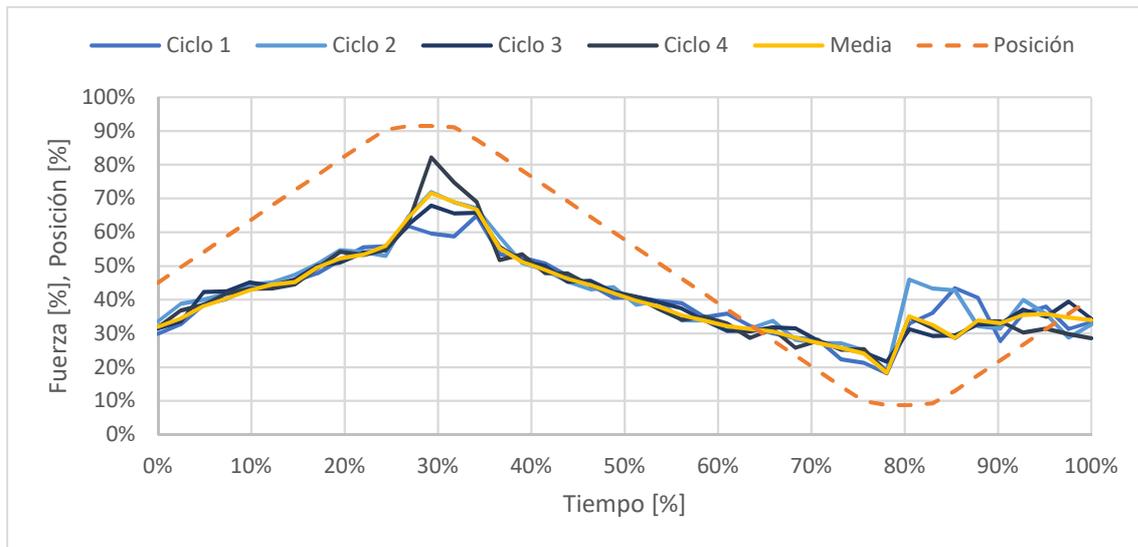
A diferencia de los ensayos en carga, los mínimos y máximos de la fuerza están “en fase” con la posición. La causa de esto puede entenderse enfocándose en la fase de avance: la inercia del sistema tiende a hacer que el ángulo de flexión aumente, mientras que el rozamiento del patín frena el desplazamiento y tira de la célula de carga desde su parte posterior. El esfuerzo total visto sobre la célula es una fuerza de tracción. El mismo razonamiento puede utilizarse para explicar la fuerza a compresión durante el retroceso.

El salto de fuerza visto en el entorno de la posición mínima puede ser debido al reparto de peso de la barra que une el patín del actuador a la barra-pierna, donde se encuentra la célula de carga. Cuando se produce el ángulo más negativo (plantarflexión máxima), el peso de la barra incide en mayor medida sobre el patín, invitando a una mayor inercia que aumenta la fuerza a compresión.

En el momento que el actuador se detiene en la posición límite, desaparece el efecto de la inercia y la compresión es menor, por lo que el valor de la gráfica sube ligeramente. En el arranque hacia la posición siguiente vuelve a bajar, ya que el peso de la barra hace que la contribución inicial de la inercia sea a compresión.

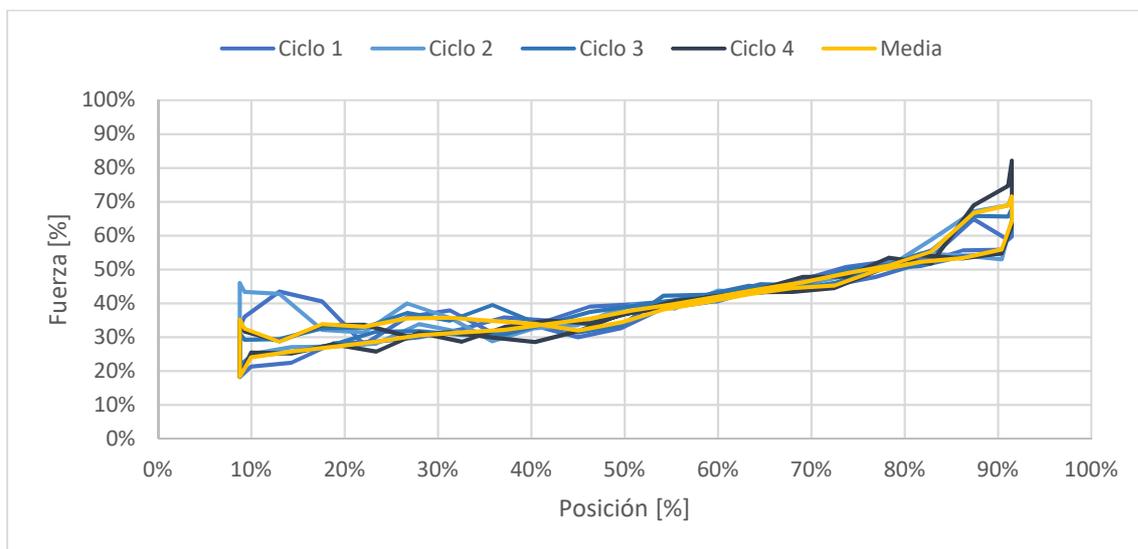
Realizando la interpolación de los puntos para que las posiciones coincidan de un ciclo a otro, se pueden superponer los ciclos en la representación frente al tiempo como en la [Gráfica 3](#), y calcular la media de los ciclos (la media mostrada corresponde a los 40 ciclos).

En esta representación superpuesta se hace evidente que la mayor variabilidad de las medidas tiene lugar en las posiciones extremas, ya que las dinámicas que ocurren en el frenado y aceleración del actuador cambian muy rápidamente. La instrumentación de baja frecuencia utilizada no es capaz de aportar una medida muy fiable de esas variaciones, resultando en medidas dispares entre sí, que generan una elevada incertidumbre en el entorno de los picos de fuerza.



Gráfica 3. Promediado de ciclos en vacío frente al tiempo

Igualmente, se puede representar la fuerza medida frente a la posición, como en el caso de la [Gráfica 4](#). Si bien esta representación tiene más sentido para interpretar las fuerzas observadas durante la carrera del actuador, en el caso de que los valores sean distintos para las fases de avance y las de retroceso (si se produce histéresis) no es inmediato identificar la línea de fuerzas correspondiente al avance de la línea correspondiente al retroceso. El riesgo de prescindir del tiempo en las gráficas es perder la noción de secuencialidad de los datos.

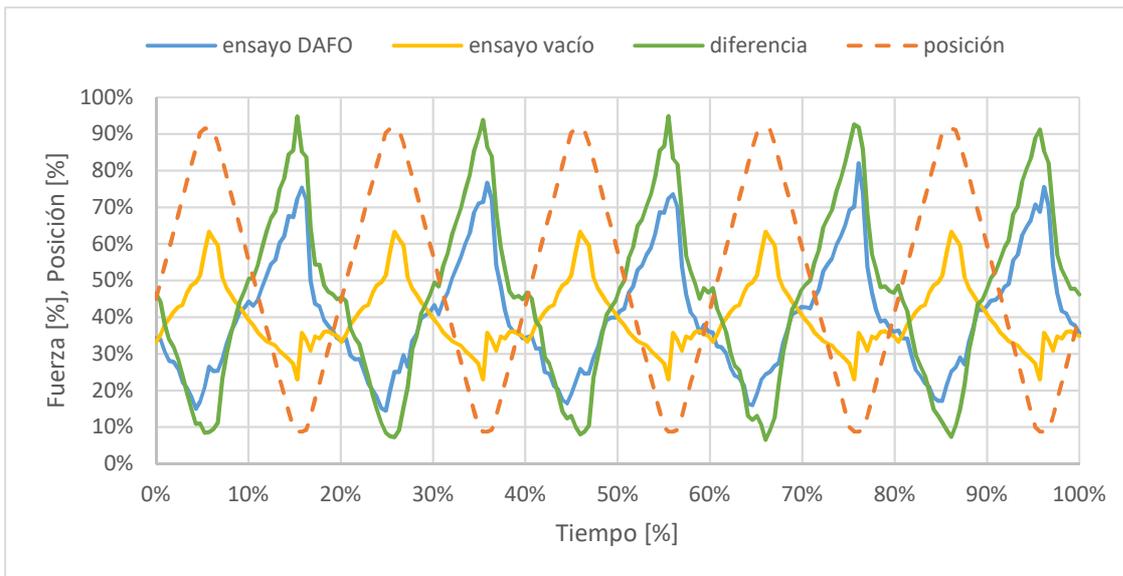


Gráfica 4. Promediado de ciclos en vacío frente a la posición

La vista de fuerza frente a posición recalca la incertidumbre alrededor de las posiciones límite, sufriendo la afectación de las dinámicas de aceleración y frenado que provocan ensanchamientos a cada lado de la gráfica. Dejando esto de lado, el ensayo en vacío no muestra una histéresis apreciable entre el recorrido de avance y retroceso del actuador. Se hace notar que el ruido en las medidas es mayor en la mitad izquierda de la gráfica,

cuando el ángulo de flexión es negativo, lo que refuerza la hipótesis de que el peso de la barra de unión influye en los valores de fuerza vistos.

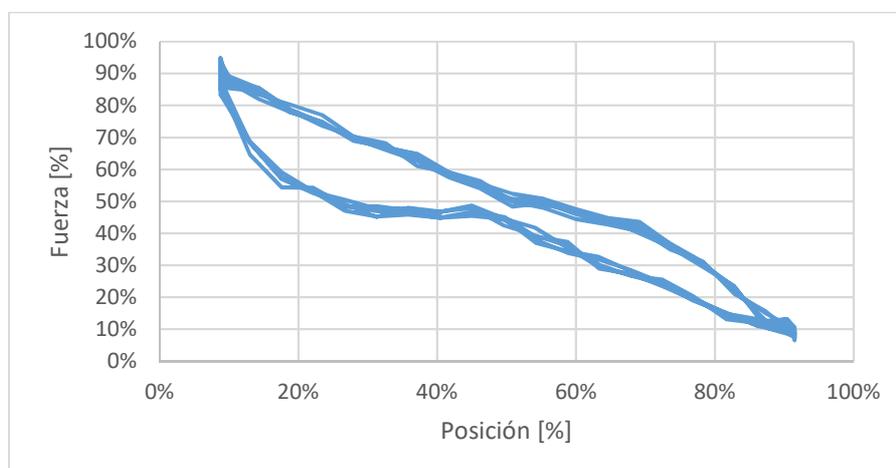
Sobre el ensayo del DAFO realizado, se restan las medidas promediadas de vacío de la manera descrita. En teoría, los puntos resultantes corresponden a la fuerza debida únicamente al DAFO, separada de las fuerzas parásitas debidas a la propia máquina. En la [Gráfica 5](#) se muestran las fuerzas a escala del ensayo en vacío, en carga y su diferencia.



Gráfica 5. Resta de ensayo en carga y en vacío frente al tiempo

Los signos contrapuestos de las fuerzas del ensayo con el DAFO y el de vacío resultan en que la diferencia sea una gráfica de mayor amplitud, llegando a aumentar los valores en 20 puntos porcentuales en los picos de fuerza positiva y 10 puntos en los picos de fuerza negativa. Este hecho será objeto de discusión en el apartado [¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.](#)

Los ciclos de fuerza “neta” pueden llevarse a un diagrama fuerza-posición como el de la [Gráfica 6](#) para observar la variabilidad entre ciclos y entre los recorridos de avance y retroceso del actuador.

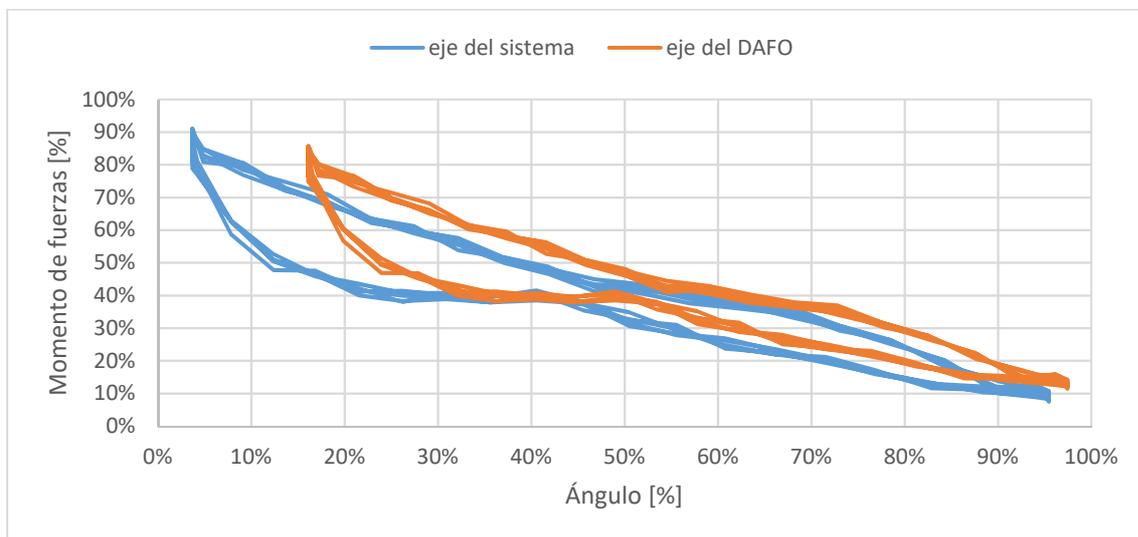


Gráfica 6. Fuerza neta de varios ciclos frente a la posición

Se observa que la repetitividad de los ciclos es buena, en parte porque la mayor amplitud de fuerzas hace que la desviación relativa sea menor, pero incluso en el entorno de las posiciones máxima y mínima las líneas confluyen unas sobre otras sin producirse demasiada variabilidad.

Identificando los recorridos del ciclo con su transcurso temporal, el punto de inicio del ciclo se situaría en el centro de la línea inferior. Desde ahí la fuerza disminuye hasta alcanzar la posición máxima, y regresa por la línea superior del trazado, llegando a la posición mínima, de donde vuelve a salir por la línea inferior hasta cerrar el trazado.

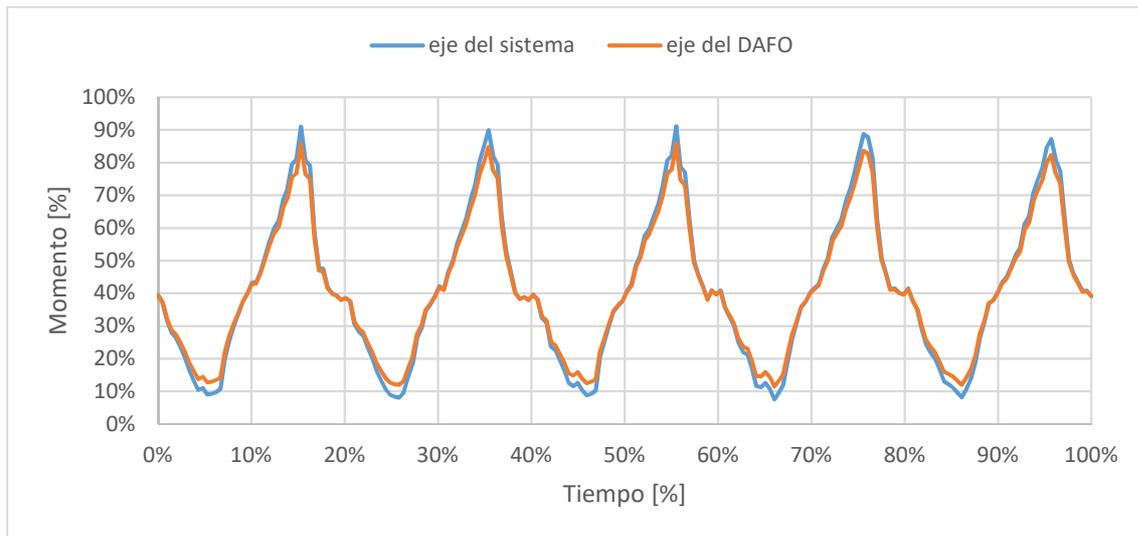
Por último, se convierten los valores de fuerza y posición utilizando las relaciones matemáticas proporcionadas en la descripción de la metodología. En la [Gráfica 7](#) se muestran los valores intermedios referentes al eje del sistema mecánico, así como los valores finales respecto al eje del DAFO.



Gráfica 7. Momentos respecto al eje del sistema y del DAFO frente a los respectivos ángulos

Los datos de los ciclos referidos a un eje y a otro quedan muy parecidos. La mayor diferencia está en el rango de ángulos abarcado, dando la impresión de que se trata de los mismos resultados con un “estiramiento” en horizontal. Además presentan también mucha similitud con la [Gráfica 6](#), ya que los porcentajes hacen inapreciables los cambios numéricos al pasar de una variable a otra.

Pese a tener referencias distintas y calcularse con múltiples ecuaciones de ajuste, los resultados de momentos quedan muy próximos. En la [Gráfica 8](#) se presentan de nuevo los momentos respecto al eje del sistema y respecto al DAFO, esta vez en su vista temporal.



Gráfica 8. Momentos respecto al eje del sistema y al eje del DAFO frente al tiempo

Las líneas de momento están tan superpuestas que apenas puede apreciarse la diferencia entre los puntos correspondientes el eje del sistema y los del eje del DAFO. Solo en los picos puede distinguirse parte de la línea azul que sobresale de la línea naranja.

Por virtud de las expresiones matemáticas, aunque llega a existir gran disparidad en cuanto a ángulos según desde que eje se midan, la distancia ortogonal a la línea de aplicación de la fuerza no se ve muy afectada al cambiar de un modelo a otro.

De la curva de momento-ángulo finalmente obtenida, puede obtenerse la rigidez del DAFO, expresable simplemente como los N·m/grado de los puntos obtenidos. En vista de la histéresis, será necesario realizar un promedio de esa rigidez, y deberá evaluarse paralelamente el área de histéresis, calculable por medio de una integración empírica entre la curva superior e inferior.

Si bien para mantener la confidencialidad de los productos no se revelarán los resultados definitivos de rigidez e histéresis, se ha llevado a cabo ensayos sobre el mismo DAFO impreso tomando distinta direccionalidad en la impresión. Debido a la anisotropía de la estructura del DAFO, el mismo dispositivo impreso con base en la planta del pie (en Z) e impreso con base en la parte de la pantorrilla (en XY) produce resultados distintos en los ensayos.

En esta comparativa se observó que la rigidez mayor tenía lugar durante la impresión en Z, produciéndose una histéresis de magnitud similar entre uno y otro.

Finalmente, en un intento de estudiar el fallo a fatiga de los DAFOs, se realizó un elevado número de ciclos para buscar la vida del elemento hasta rotura. Sin embargo, aun superando los 300.000 ciclos acumulados del DAFO, no daba signos de desgaste apreciable y hubo que abandonar este propósito por no poder llevarse a cabo antes del plazo de finalización del proyecto.



5. CONCLUSIONES

Tal y como se planteaba en los objetivos del trabajo, se ha rediseñado el banco de ensayos para acomodar un nuevo modelo de medida, tomando ideas de artículos bibliográficos revisados e ideando soluciones para adaptar este nuevo modelo a las posibilidades del banco de ensayos existente.

Se han fabricado y adquirido las piezas necesarias para el montaje y correcto funcionamiento del sistema, ajustando el diseño para optimizar las mecánicas y el comportamiento del sistema.

La puesta a punto de los instrumentos y la programación de un nuevo software de operación de los ensayos adaptado a las nuevas características de los ensayos se ha cumplimentado de acorde a las necesidades del modelo actual.

Definiendo una metodología clara, se han tomado varios ensayos analizando los datos obtenidos. No obstante, los valores alcanzados están envueltos en una elevada incertidumbre que empaña la fidelidad de las medidas.

En vista de los resultados obtenidos, es preciso poner en duda todas las decisiones y puntos de flexión que pueden haber supuesto una limitación por la influencia que pueden producir sobre los resultados finales.

En primer lugar, los equipos de medida de fuerza empleados están diseñados para medir fuerzas de hasta 5000 N, mientras que las fuerzas medidas son inferiores a 50 N. Trabajar por debajo del 10% de la capacidad de la célula de carga puede repercutir en la sensibilidad de las medidas, observando un ruido bastante significativo frente al valor auténtico de fuerza, como se observa en el apartado de calibración.

A su vez, el funcionamiento en baja frecuencia de estos mismos sensores no permite discernir una medida fiable en el entorno de los picos de fuerza, debido a las rápidas variaciones que ahí se producen. Todo esto suma un error acumulado, mayor aún al restarle un ensayo de vacío que sufre de un error similar.

En otro orden de cosas, la propia modelización del sistema no es completamente representativa de la marcha humana que quiere simular, sino que asume varias hipótesis que en definitiva se alejan de la realidad:

- La sobre-simplificación de la articulación del tobillo a un eje fijo perpendicular al plano sagital. En el estudio de la biomecánica del pie al andar de este mismo trabajo se observa que el eje no permanece constante, y se producen movimientos en los planos frontal y transversal.
- Suponer que un pie en contacto permanente pueda simular la marcha humana con sus múltiples tipologías de contacto distribuidas en las 8 fases vistas.
- Medir sobre un eje distinto al del tobillo, el cual localizamos de una forma empírica poco exacta, y hacer un ajuste posterior matemáticamente, asumiendo que la fuerza así calculada no va a salir distinta a la que se pudiera tener midiendo sobre el eje real. Si bien la conversión matemática puede aproximar ese resultado, cuanto más nos alejemos del tobillo, más distorsión habrá de la fuerza calculada.

Estos aspectos habrán de ser estudiados más a fondo, evaluando qué posible efecto tienen sobre las medidas realizadas. En cuanto a propuestas de mejora, se propone en primer lugar la utilización de equipos de medida más próximos al rango de fuerzas de



trabajo y buscar la forma de obtener una mejor medida de los picos de fuerza sin disminuir la velocidad de ciclado de tal forma que se afecte a las dinámicas origen de la velocidad de los movimientos.

Sería también recomendable llevar a cabo mejoras en el seguimiento del movimiento del pie. Para ello, quizás fuera posible actuar sobre la base de ensayos, provocando un recorrido de vaivén como el de una mecedora, que simule el despegue y aterrizaje del talón y región de los metatarsos.



BIBLIOGRAFÍA

- [1] W. K. Durfee and P. A. Iuzzo, "Medical applications of 3D printing," in *Engineering in medicine: advances and challenges*, Elsevier, 2019, pp. 527-543.
- [2] G. Santos Martínez, *Diseño, desarrollo y prototipado de un sistema de ensayo a fatiga para piezas impresas en 3D*, TFG - UVaDOC (Repositorio Documental de la Universidad de Valladolid), 2021.
- [3] D. Totah, M. Menon, D. H. Gates and K. Barton, "Design and evaluation of the SMAApp: A stiffness measurement apparatus for ankle-foot orthoses," *Mechatronics*, vol. 77, p. 102572, 2021.
- [4] J. D. Stewart, "Foot drop: where, why and what to do?," *Practical Neurology*, vol. 8, no. 3, pp. 158-169, 2008.
- [5] A. Aboutorabi, M. Arazpour, M. Ahmadi Bani, H. Saeedi and J. S. Head, "Efficacy of ankle foot orthoses types on walking in children with cerebral palsy: A systematic review," *Annals of Physical and Rehabilitation Medicine*, vol. 60, no. 6, pp. 393-402, 2017.
- [6] H. K. Surmen, N. E. Akalan and Y. Z. Arslan, "Design, manufacture, and selection of ankle-foot-orthoses," *Encyclopedia of Information Science and Technology, Fourth Edition*, pp. 298-313, 2018.
- [7] S. Erel, F. Uygur, B. Engin Şimşek and Y. Yakut, "The effects of dynamic ankle-foot orthoses in chronic stroke patients at three-month follow-up: a randomized controlled trial," *Clinical Rehabilitation*, vol. 25, no. 6, pp. 515-523, 2011.
- [8] S. Porras Ortiz, *Diseño y fabricación de un DAFO mediante impresión 3D*, TFG - UVaDOC (Repositorio Documental de la Universidad de Valladolid), 2020.
- [9] A. Viladot Voegeli, «Biomecánica del tobillo y de la subastragalina,» *Monografías de Actualización de la Sociedad Española de Medicina y Cirugía del Pie y Tobillo*, vol. 14, nº 1, pp. 9-15, 2022.
- [10] I. Gibson, D. Rosen, B. Stucker and M. Khorasani, *Additive Manufacturing Technologies*, Springer Publishing, 2021.
- [11] M. Lalegani Dezaki, M. K. A. Mohd Ariffin and S. Hatami, "An overview of fused deposition modelling (FDM): research, development and process optimisation," *Rapid Prototyping Journal*, vol. 27, no. 3, pp. 562-582, 2021.
- [12] R. B. Kristiawan, F. Imaduddin, D. Ariawan, Ubaidillah and Z. Arifin, "A review on the fused deposition modeling (FDM) 3D printing: Filament processing, materials, and printing parameters," *Open Engineering*, vol. 11, no. 1, pp. 639-649, 2021.
- [13] D. Bregman, A. Rozumalski, D. Koops, V. de Groot, M. Schwartz and J. Harlaar, "A new method for evaluating ankle foot orthosis characteristics: BRUCE," *Gait & Posture*, vol. 30, no. 2, pp. 144-149, 2009.

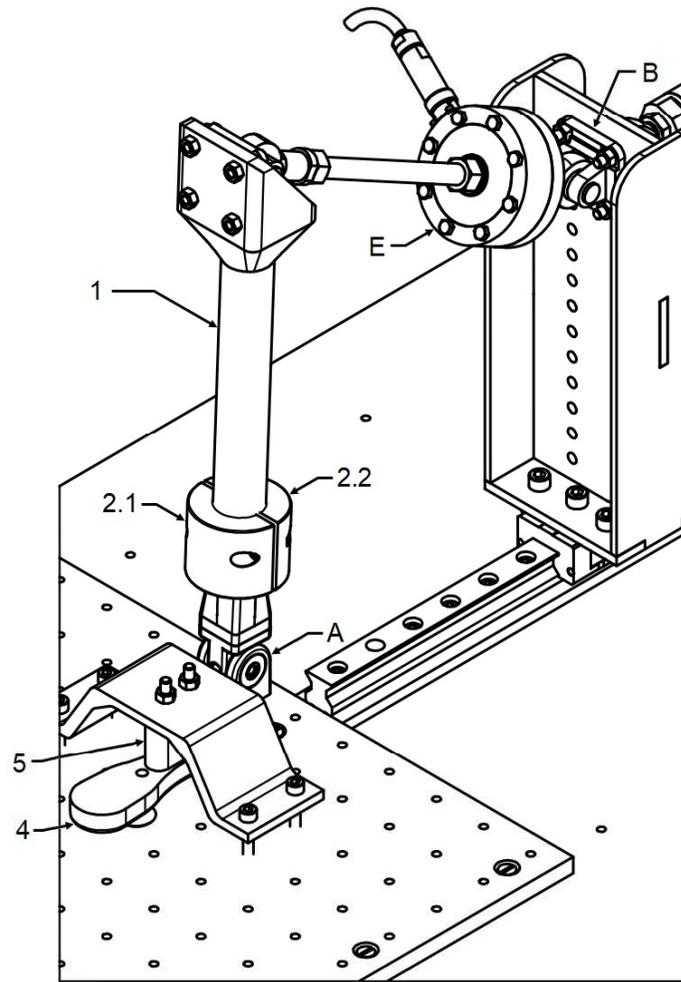
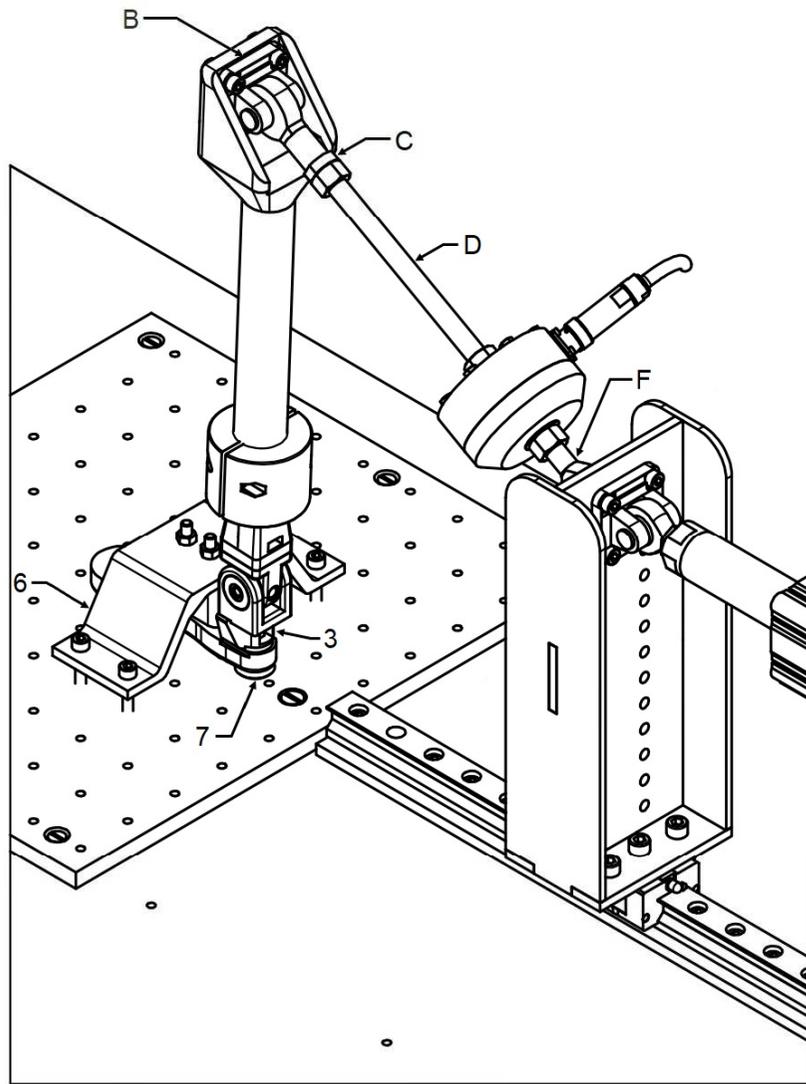


- [14] T. Kobayashi, A. K. L. Leung and S. W. Hutchins, "Techniques to measure rigidity of ankle-foot orthosis: A review," *The Journal of Rehabilitation Research and Development*, vol. 48, no. 5, pp. 565-576, 2011.
- [15] D. Totah, M. Menon, C. Jones-Hershinow, K. Barton and D. H. Gates, "The impact of ankle-foot orthosis stiffness on gait: A systematic literature review," *Gait & Posture*, vol. 69, pp. 101-111, 2019.
- [16] F. Gao, W. Carlton and S. Kapp, "Effects of joint alignment and type on mechanical properties of thermoplastic articulated ankle-foot orthosis," *Prosthetics & Orthotics International*, vol. 35, no. 2, pp. 181-189, 2011.
- [17] A. Ielapi, E. Vasiliauskaite, M. Hendrickx, M. Forward, N. Lammens, W. Van Paepegem, J. P. Deckers, M. Vermandel and D. B. M., "A novel experimental setup for evaluating the stiffness of ankle foot orthoses," *BMC Research Notes*, vol. 11, no. 1, pp. 649-656, 2018.
- [18] H. J. Lai, C. H. Yu, H. C. Kao, W. C. Chen, C. W. Chou and C. K. Cheng, "Ankle-foot simulator development for testing ankle-foot orthoses," *Medical Engineering & Physics*, vol. 32, no. 6, pp. 623-629, 2010.
- [19] B. R. Shuman and E. Russell Esposito, "Multiplanar Stiffness of Commercial Carbon Composite Ankle-Foot Orthoses," *Journal of Biomechanical Engineering*, vol. 144, no. 1, pp. 1-9, 2022.
- [20] AENOR, *UNE-EN ISO 22523 Prótesis de miembros externos y ortesis externas. Requisitos y métodos de ensayo*, 2007.
- [21] AENOR, *UNE-EN ISO 22675 Prótesis. Ensayo de las articulaciones de tobillo-pie y de las unidades de pie. Requisitos y métodos de ensayo*, 2017.
- [22] A. Rodríguez Muñoz, *Diseño y desarrollo de banco de ensayos para piezas impresas en 3D*, TFM - UVaDOC (Repositorio Documental de la Universidad de Valladolid), 2020.



ANEXO 1

Planos de conjunto y despiece



F	1	Cabeza de rótula macho
E	1	Célula de carga
D	1	Varilla roscada
C	1	Cabeza de rótula hembra
B	2	Charnela hembra estrecha
A	1	Articulación de tobillo
MARCA	UDS	DENOMINACIÓN
PIEZAS DE PROVEEDORES EXTERNOS		

7	3	Bola de contacto
6	1	Puente
5	1	Prisma de presión
4	1	Planta pie
3	1	Elevador
2.2	1	Agarre pantorrilla B
2.1	1	Agarre pantorrilla A
1	1	Barra-pierna
MARCA	UDS	DENOMINACIÓN
PIEZAS FABRICADAS POR IMPRESIÓN 3D		

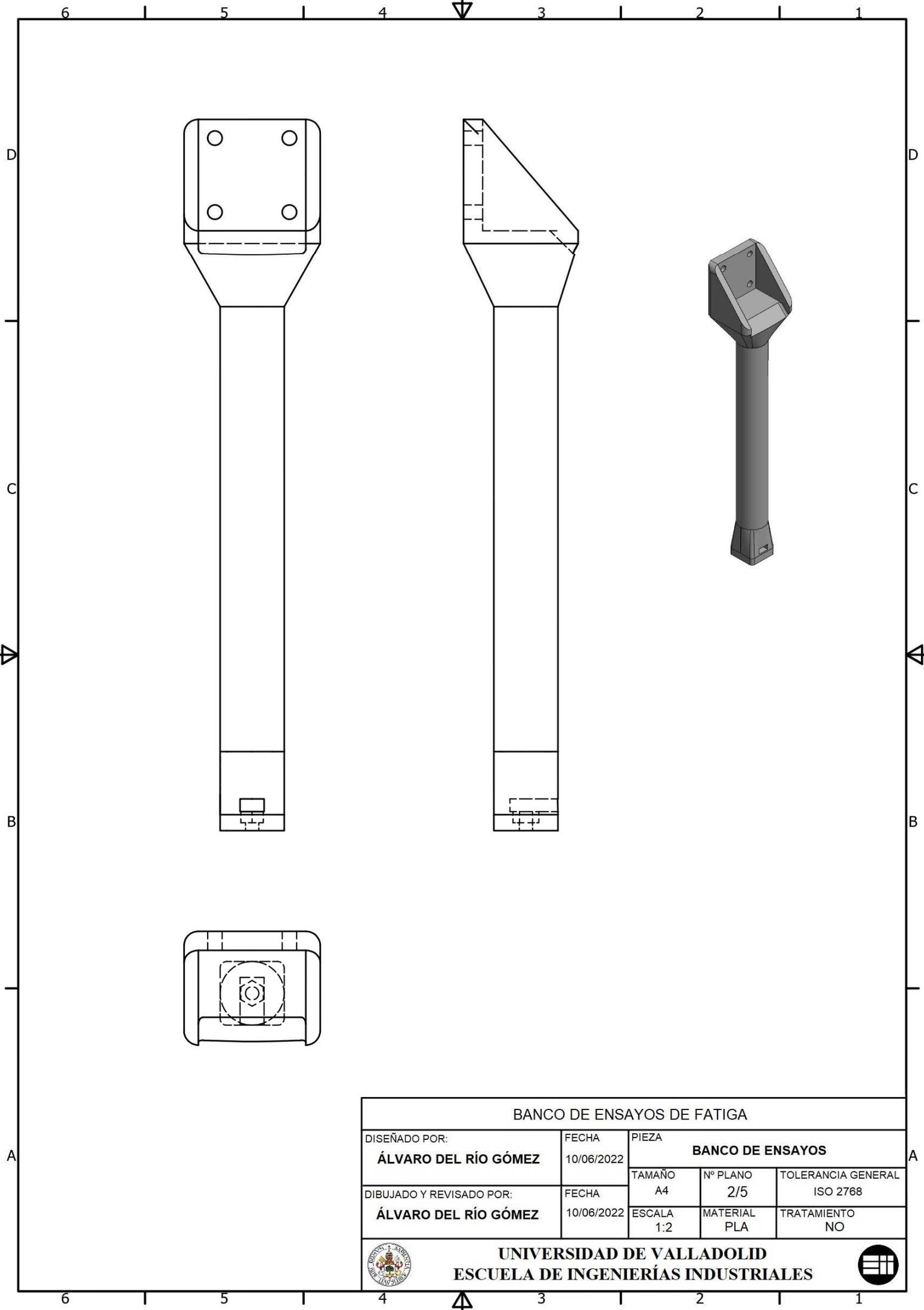
BANCO DE ENSAYOS DE FATIGA

DISEÑADO POR: ÁLVARO DEL RÍO GÓMEZ	FECHA 10/06/2022	PIEZA BANCO DE ENSAYOS		
DIBUJADO Y REVISADO POR: ÁLVARO DEL RÍO GÓMEZ	FECHA 10/06/2022	TAMAÑO A4	Nº PLANO 1/5	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768
		ESCALA 1:4	MATERIAL VARIOS	TRATAMIENTO



UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES



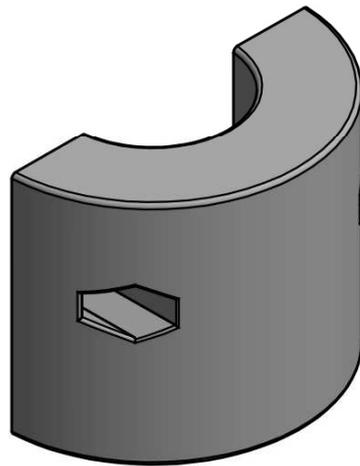
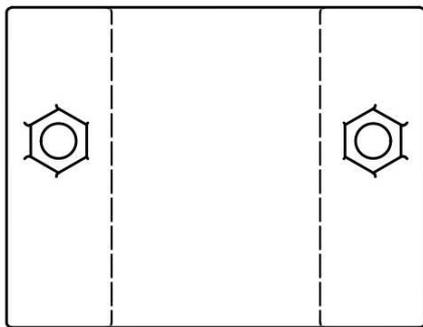
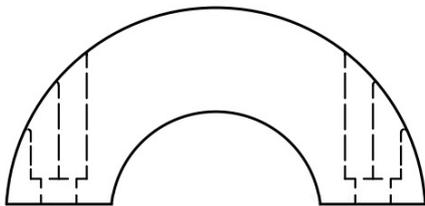
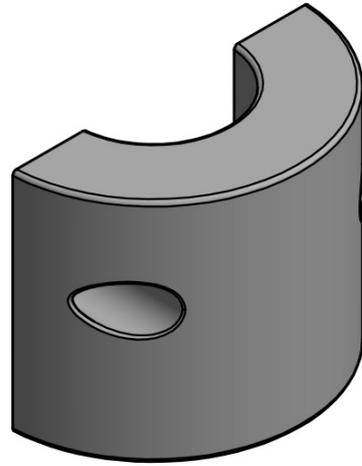
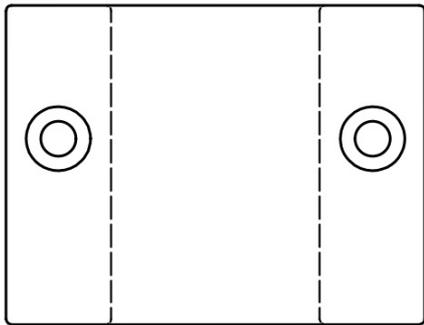
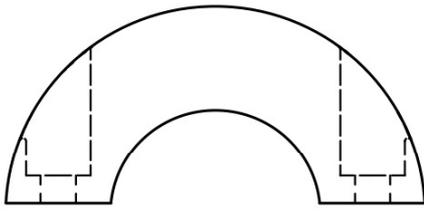


BANCO DE ENSAYOS DE FATIGA				
DISEÑADO POR: ÁLVARO DEL RÍO GÓMEZ	FECHA 10/06/2022	PIEZA BANCO DE ENSAYOS		
DIBUJADO Y REVISADO POR: ÁLVARO DEL RÍO GÓMEZ	FECHA 10/06/2022	TAMAÑO A4	Nº PLANO 2/5	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768
		ESCALA 1:2	MATERIAL PLA	TRATAMIENTO NO



UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES





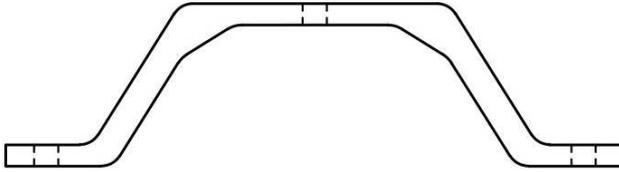
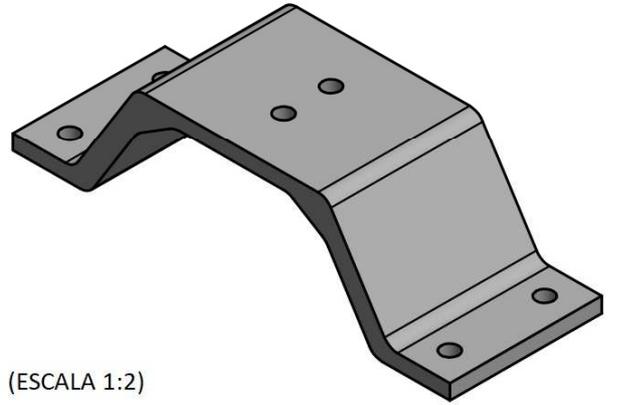
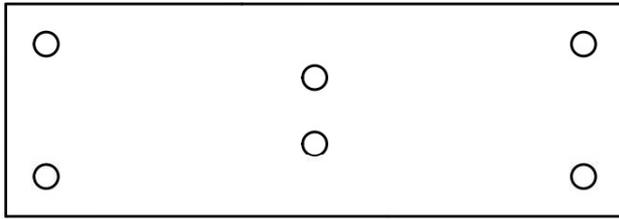
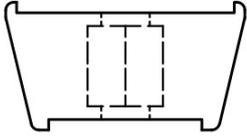
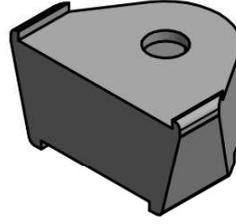
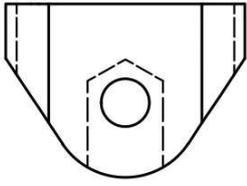
BANCO DE ENSAYOS DE FATIGA

DISEÑADO POR: ÁLVARO DEL RÍO GÓMEZ	FECHA 10/06/2022	PIEZA DESPIECE 2		
DIBUJADO Y REVISADO POR: ÁLVARO DEL RÍO GÓMEZ	FECHA 10/06/2022	TAMAÑO A4	Nº PLANO 3/5	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768
		ESCALA 1:1	MATERIAL PLA	TRATAMIENTO NO

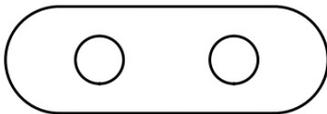
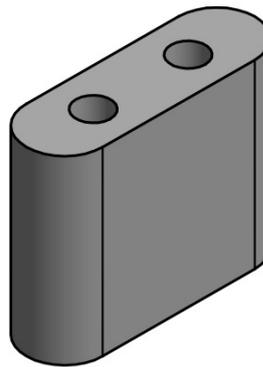
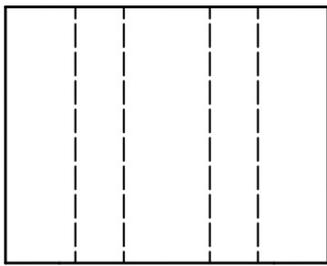


UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES



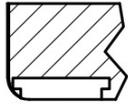


(ESCALA 1:2)



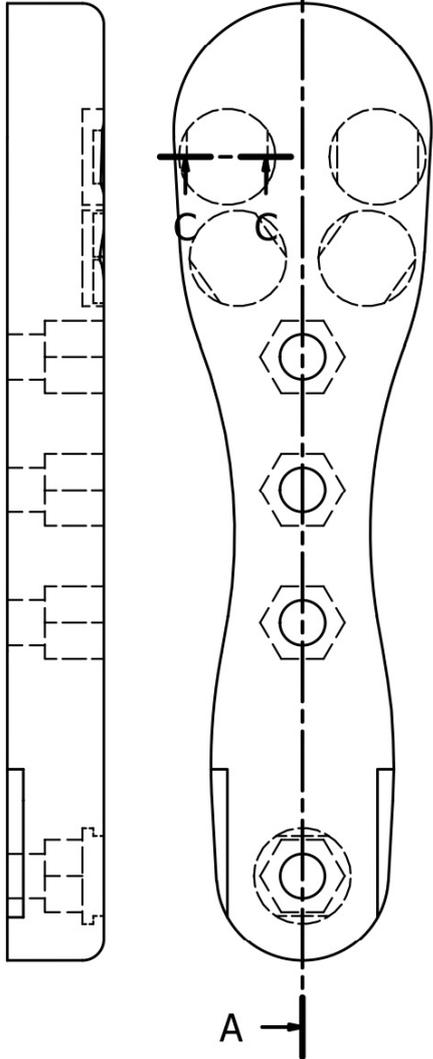
BANCO DE ENSAYOS DE FATIGA					
DISEÑADO POR: ÁLVARO DEL RÍO GÓMEZ	FECHA 10/06/2022	PIEZA DESPIECE 3			
DIBUJADO Y REVISADO POR: ÁLVARO DEL RÍO GÓMEZ	FECHA 10/06/2022	TAMAÑO A4	Nº PLANO 4/5	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768	
		ESCALA 1:1	MATERIAL PLA	TRATAMIENTO NO	
		UNIVERSIDAD DE VALLADOLID ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES			

C-C (1:1)

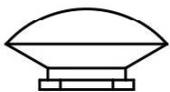
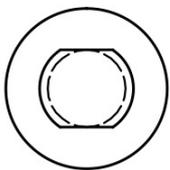
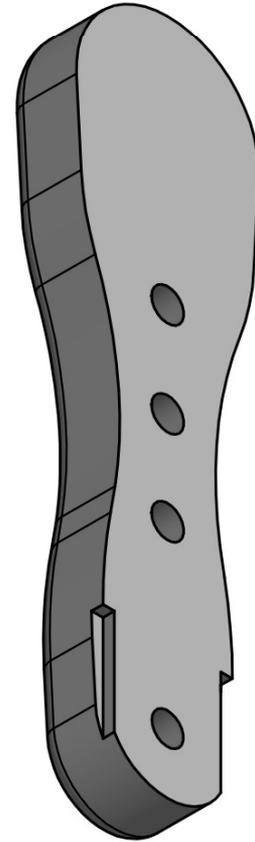
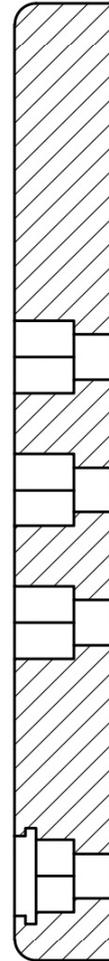


A →

A-A (1:1)



A →



BANCO DE ENSAYOS DE FATIGA

DISEÑADO POR: ÁLVARO DEL RÍO GÓMEZ	FECHA 10/06/2022	PIEZA DESPIECE 4		
DIBUJADO Y REVISADO POR: ÁLVARO DEL RÍO GÓMEZ	FECHA 10/06/2022	TAMAÑO A4	Nº PLANO 5/5	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768
		ESCALA 1:1	MATERIAL VARIOS	TRATAMIENTO NO



UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES





ANEXO 2

Hojas de especificación de los componentes comprados del
banco de ensayos

Ball-Bearing Hinge 8 40x40

0.0.494.11

Attributes

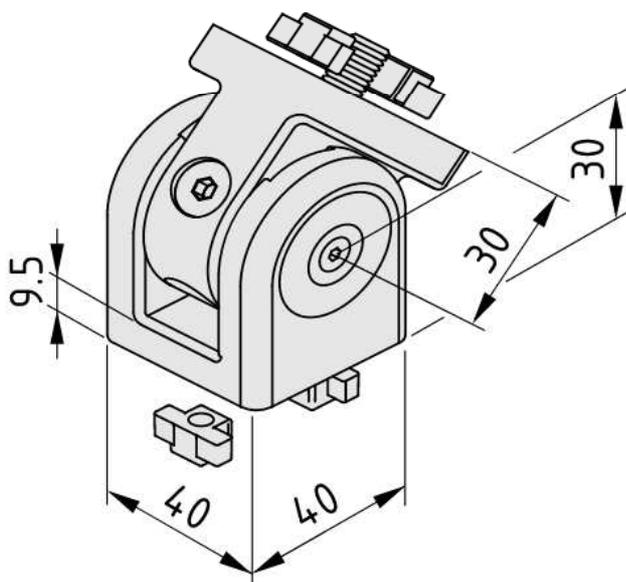
Ball-Bearing Hinge fork, die-cast zinc, RAL 9006 white aluminium
Ball-Bearing Hinge bearing block, die-cast zinc, RAL 9006 white aluminium
4 anti-torsion lugs, die-cast zinc
2 fastening screws M8x16, St, bright zinc-plated
Cap, PA-GF, grey
Retaining screw M8, St, bright zinc-plated

Line
line 8

Weight
m = 510 g

Delivery unit
1 pce.

Details



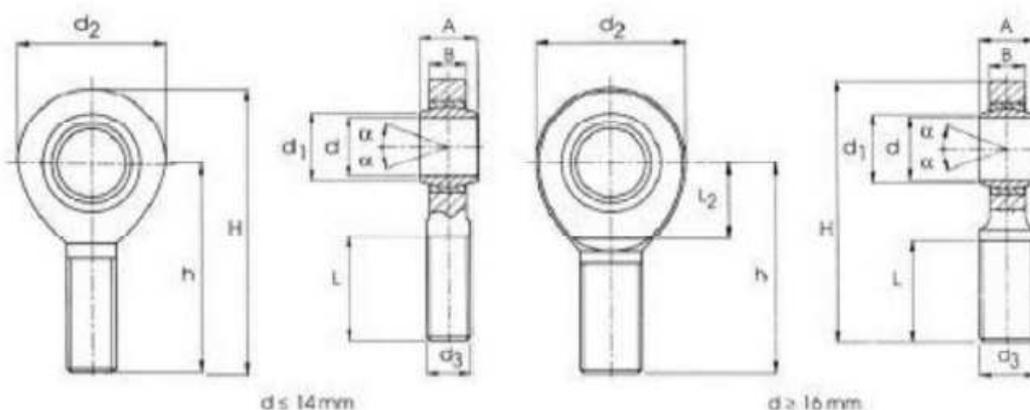
Ball-Bearing Hinge 8 40x40 is a fastening element for profiles that allows swivelling around 180°. The construction features a swivel axis with dual ball-bearing and guarantees high strength and low wear in continuous operation.



Cabezas de Rótula

Serie SAJK (macho)

Fabricadas según norma DIN 648-K – ISO 6126
 Acoplamiento: ACERO / PTFE
 Autolubrificante, sin mantenimiento



EQUIVALENCIA: INA:GAKFR...PW SKF:SAKB...F

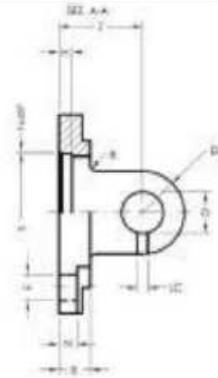
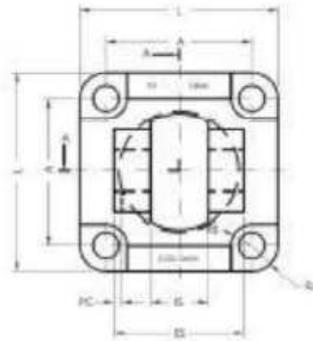
Ref.	d	d_1 min.	A max.	B	d_2 max.	d_3	h	H max.	L min.	L_2	C Dyn. KN	C_0 Stat. KN	α' \approx
SAJK06C	6	9	9	7,5	20	M6x1	36	46	21	-	1,6	5,3	9
SAJK08C	8	10,4	12	9,5	24	M8x1,25	42	54	25	-	3,1	9,2	12
SAJK010C	10	12,9	14	11,5	30	M10x1,5	48	62	28	-	4	12	10
SAJK012C	12	15,4	16	12,5	34	M12x1,75	54	71	32	-	5,6	17	12
SAJK14C	14	16,9	19	14,5	38	M14x2	60	78	36	18	7,2	22	14
SAJK16C	16	19,4	21	15,5	42	M16x2	66	87	37	23	9,3	30	14
SAJK20C	20	24,4	25	18,5	50	M20x2,5	78	103	45	26	13	40	14
SAJK20.1C	20	24,4	25	18,5	50	M20x2,5	78	103	45	26	13	40	14

Para rosca izquierda referencia SA(L)JK...C



Charnela Hembra Estrecha

ISO 15552
Material: Acero

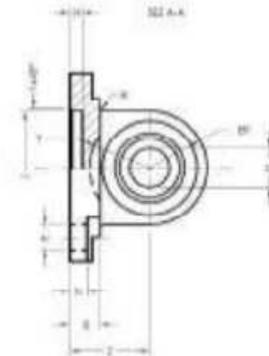
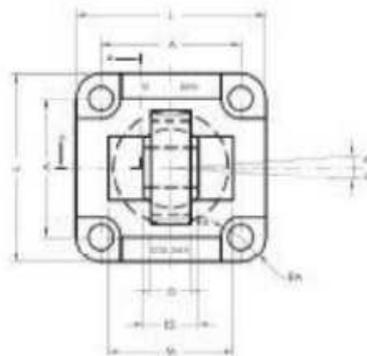


Código	Ø Cil	L	ES	IS	A	Z	H	B	N	S	D	E	RB	PC	LC	ER	RA	R	PESO (KG)
DFS02-032	32	45	34	14	32,5	22	5	9	5,5	30	10	6,6	5,5	3	3,3	10	6,25	2	0,115
DFS02-040	40	52	40	16	38	25	5	9	5,5	35	12	6,6	5,5	4	4,3	12	8,5	2	0,193
DFS02-050	50	65	45	21	46,5	27	5	11	6,5	40	16	9	7,5	4	4,3	15	9,25	3	0,302
DFS02-063	63	75	51	21	56,5	32	5	11	6,5	45	16	9	7,5	4	4,3	15	9,25	3	0,455
DFS02-080	80	95	65	25	72	36	5	14	10	45	20	11	9	4	4,3	20	11,5	4	1,020
DFS02-100	100	115	75	25	89	41	5	14	10	55	20	11	9	4	6,3	20	13	4	1,560
DFS02-125	125	140	97	37	110	50	7	20	10	60	30	14	10	6	6,3	30	15	5	3,200



Charnela Macho con Rótula

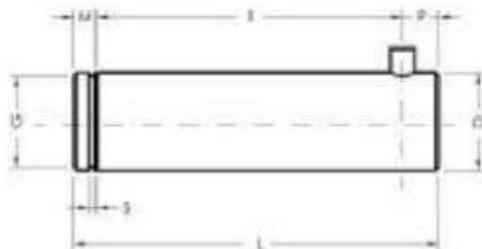
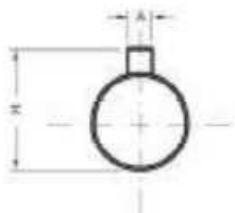
ISO 15552
Material: Acero



Código	Ø Cil	A	O	Z	D	ER	S	B	E	L	RB	N	H	M	T	RA	R	ES	PESO (KG)
DFS03-032	32	32,5	10,5	22	10	15	30	8	6,6	45	5,5	5,5	5			6,25	2	14	0,126
DFS03-040	40	38	12	25	12	18	35	8	6,6	55	5,5	5,5	5			8,5	2	16	0,207
DFS03-050	50	46,5	15	27	16	20	40	10	9	65	7,5	6,5	5	51	19	9,25	3	21	0,332
DFS03-063	63	56,5	15	32	16	23	45	10	9	75	7,5	6,5	5			9,25	3	21	0,485
DFS03-080	80	72	18	36	20	27	45	13	11	95	9	10	9	70	24	11,5	4	25	1,005
DFS03-100	100	89	18	41	20	30	55	13	11	115	9	10	9			13	4	25	1,468
DFS03-125	125	110	25	50	30	40	60	16	14	140	10	10	9	102	35	15	5	37	3,040

Bulón para Charnela Estrecha

ISO 15552
Material: Acero



Código	ø Cil	A	H	D	G	S	L	I	M	P	PESO (KG)
DFS04-032	32	3	14	10	9,6	1,1	41	32,5	4	4,5	0,025
DFS04-040	40	4	16	12	11,5	1,1	48	38	4	6	0,042
DFS04-050	50	4	20	16	15,2	1,1	54	43	5	6	0,085
DFS04-063	63	4	20	16	15,2	1,1	60	49	5	6	0,095
DFS04-080	80	4	24	20	19	1,3	75	63	6	6	0,185
DFS04-100	100	4	24	20	19	1,3	85	73	6	6	0,210
DFS04-126	126	6	36	30	28,6	1,6	110	94	7	9	0,600



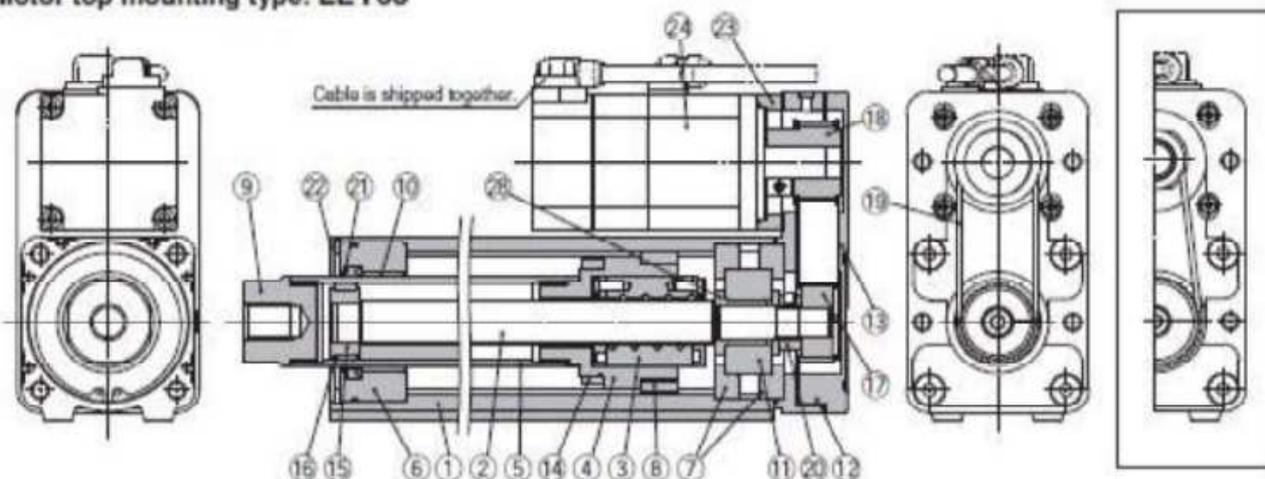
ANEXO 3

Hojas de especificación de los equipos de instrumentación

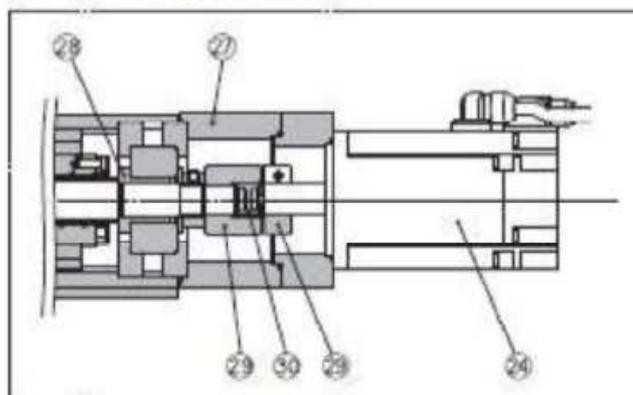
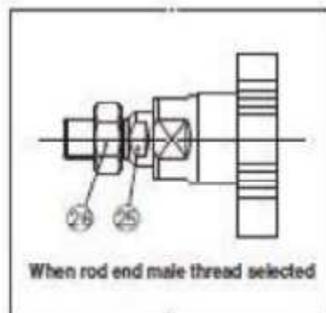
ACTUADOR ELÉCTRICO LEY63NZC-400

Construction

Motor top mounting type: LEY63



In-line motor type: LEY63D



Component Parts

No.	Description	Material	Note
1	Body	Aluminium alloy	Anodised
2	Ball screw shaft	Alloy steel	
3	Ball screw nut	Resin/Alloy steel	
4	Piston	Aluminium alloy	
5	Piston rod	Stainless steel	Hard chrome plating
6	Rod cover	Aluminium alloy	
7	Bearing holder	Aluminium alloy	
8	Rotation stopper	Resin	
9	Socket	Free cutting carbon steel	Nickel plating
10	Bushing	Lead bronze cast	
11	Bearing	—	
12	Return box	Aluminium alloy	Coating
13	Return plate	Aluminium alloy	Coating
14	Magnet	—	
15	wear ring holder	Stainless steel	

No.	Description	Material	Note
16	Wear ring	Resin	
17	Screw shaft pulley	Aluminium alloy	
18	Motor pulley	Aluminium alloy	
19	Belt	—	
20	Lock nut	Alloy steel	Black dyed
21	Seal	NBR	
22	Retaining ring	Steel for spring	
23	Motor adapter	Aluminium alloy	Coating
24	Motor	—	
25	Socket (Male thread)	Free cutting carbon steel	Nickel plating
26	Nut	Alloy steel	Trivalent chromated
27	Motor block	Aluminium alloy	Coating
28	Spacer A	Stainless steel	
29	Hub	Aluminium alloy	
30	Spider	Urethane	

Replacement Parts (Top/Parallel only)/Belt

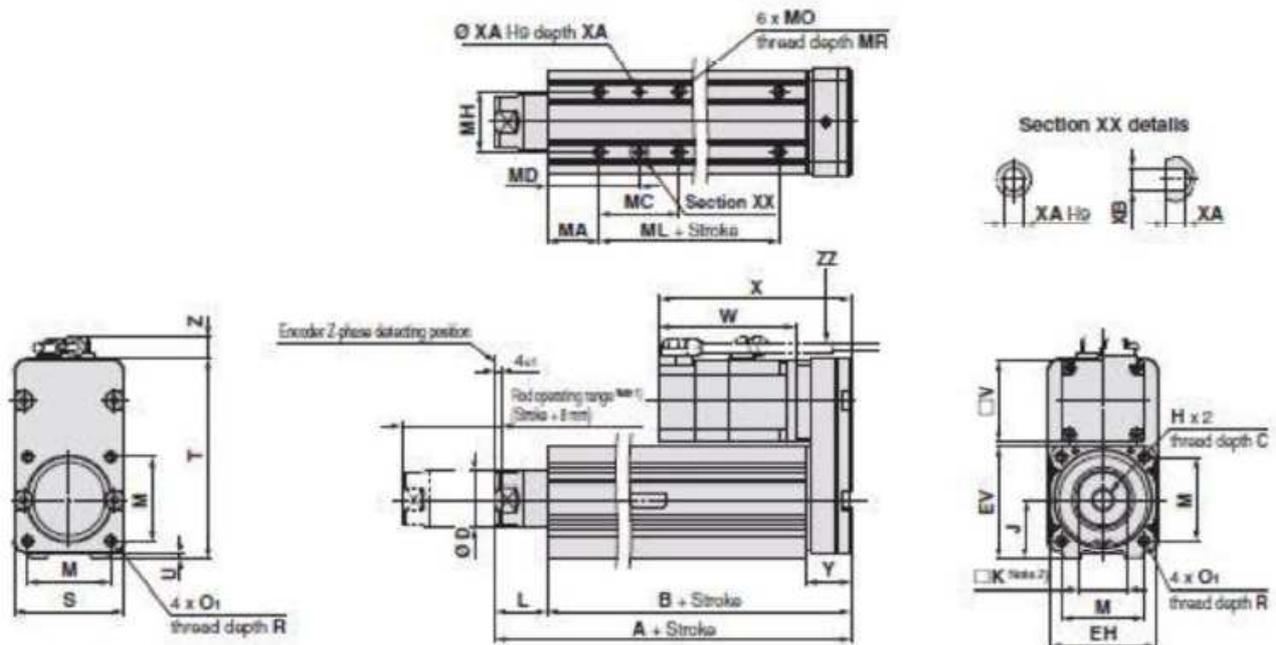
No.	Size	Lead	Order no.
19	63	A/B/C	LE-D-2-5
		L	LE-D-2-6

Replacement Parts/Grease Pack

Applied portion	Order no.
Piston rod	GR-S-010 (10 g) GR-S-020 (20 g)

* Apply grease on the piston rod periodically.
Grease should be applied at 1 million cycles or 200 km, whichever comes first.

Dimensions: Motor Top/Parallel



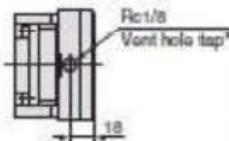
Note 1) Range within which the rod can move.

Make sure a workpiece mounted on the rod does not interfere with the workpieces and facilities around the rod.

Note 2) The direction of rod end width across flats (□K) differs depending on the products.

IP65 equivalent (Dust-tight/Water-jet-proof): LEY63□□□-□P

(View ZZ)



- When using the dust-tight/water-jet-proof (IP65 equivalent), correctly mount the fitting and tubing to the vent hole tap, and then place the end of the tubing in an area not exposed to dust or water. The fitting and tubing should be provided separately by the customer.
- Select [Applicable tubing O.D.: Ø 4 or more, Connection thread: Rc1/8].

Size	Stroke range [mm]	A	B	C	D	EH	EV	H	J	K	L	M	Ø ₁	R	S	Y	[mm]
63	Up to 200	192.6	155.2	21	40	76	82	M16 x 2	44	36	37.4	60	M8 x 1.25	16	80	32.2	
	205 to 500	227.6	190.2														
	505 to 800	262.6	225.2														
Size	Stroke range [mm]	T	U	V	Incremental encoder						Absolute encoder						
					Without lock			With lock			Without lock			With lock			
					W	X	Z	W	X	Z	W	X	Z	W	X	Z	
63	Up to 200	146	4	60	110.2	150.2	15.6 (16.6)*	138.8	178.8	15.6 (16.6)*	98.5	138.5	15.6 (16.6)*	138	178	15.6 (16.6)*	
	205 to 500																
	505 to 800																

* The values in () are the dimensions when L is selected for screw lead.

Body Bottom Tapped

Size	Stroke range [mm]	MA	MC	MD	MH	ML	MO	MR	XA	XB
63	50 to 74	38	24	50	44	65	M8 x 1.25	10	6	7
	75 to 124		45	60.5						
	125 to 200		58	67						
	201 to 500		96	81		100				
	501 to 800					135				

Características técnicas

Modelo		LEY63DS ⁺				
Características técnicas del actuador	Carrera [mm] ^{Nota 1)}		100, 200, 300, 400, 500, 600, 700, 800			
	Carga de trabajo [kg]	Horizontal ^{Nota 2)}	40	70	80	
		Vertical	19	38	72	
	Fuerza de empuje [N]/Valor de ajuste ^{Nota 3)} : 15 a 50% ^{Nota 4)}		156 a 521	304 a 1012	573 a 1910	
	Velocidad máx. [mm/s] ^{Nota 5)}	Rango de carrera	Hasta 500	1000	500	250
			505 a 600	800	400	200
			605 a 700	600	300	150
			705 a 800	500	250	125
	Velocidad de empuje [mm/s] ^{Nota 6)}		30 o menos			
	Aceleración/deceleración máx. [mm/s ²]		5000			
	Repetitividad de posicionamiento [mm]		±0.02			
	Paso de tornillo [mm] (Incluyendo una relación de poleas)		20	10	5	
	Resistencia a impactos/vibraciones [m/s ²] ^{Nota 7)}		50/20			
	Modelo de actuación		Husillo a bolas + Correa (1:1)/Husillo a bolas			
Modelo de guía		Casquillo deslizante (vástago de émbolo)				
Rango de temperatura de trabajo [°C]		5 a 40				
Rango de humedad de trabajo [% HR]		90 o inferior (sin condensación)				
Condiciones requeridas para la "Opción de regeneración" [kg] ^{Nota 8)}	Horizontal	No necesaria	No necesaria	No necesaria		
	Vertical	2 o más	5 o más	12 o más		
Potencia del motor/Tamaño		400 W/360				
Modelo de motor		Servomotor AC (200 VAC)				
Encoder		Modelo de motor S4: Encoder incremental de 17 bits (Resolución: 131072 p/rev) Modelo de motor S8: Encoder absoluto de 18 bits (Resolución: 262144 p/rev)				
Consumo de energía [W] ^{Nota 9)}	Horizontal	210				
	Vertical	230				
Consumo de energía en reposo durante el funcionamiento [W] ^{Nota 10)}	Horizontal	2				
	Vertical	18				
Consumo de energía máx. instantánea [W] ^{Nota 11)}		1275				
Modelo ^{Nota 12)}		Bloqueo no magnetizante				
Fuerza de retención [N]		313	607	1146		
Consumo de energía [W] a 20°C ^{Nota 13)}		7.9				
Tensión nominal [V]		24 VDC ⁰ _{-10%}				

Nota 1) Consulte con SMC para carreras no estándares, ya que son ejecuciones especiales se fabrican bajo demanda.

Nota 2) El valor máximo de la carga de trabajo horizontal. Se requiere una guía externa para soportar la carga. La carga de trabajo real varía en función del estado de la guía externa. Confírmelo con el dispositivo real.

Nota 3) Valores de ajuste para el accionador.

Nota 4) Rango de ajuste de la fuerza (valores de ajuste del accionador) para operación de empuje en el modo de control de par, etc. La fuerza de empuje y el factor de trabajo dependen del valor de ajuste. Fíjelo tras consultar la "Gráfica de conversión de fuerza" de la página 86.

Nota 5) La velocidad admisible varía en función de la carrera.

Nota 6) Velocidad de colisión admisible para operación de empuje en el modo de control de par, etc.

Nota 7) Resistencia a impactos: Supera la prueba de impacto tanto en dirección paralela como perpendicular al tornillo guía. (La prueba se llevó a cabo con el actuador en el estado inicial).

Resistencia a vibraciones: Supera la prueba en un rango de frecuencias entre 45 y 2000 Hz. La prueba se realizó tanto en dirección paralela como perpendicular al tornillo guía. (La prueba se llevó a cabo con el actuador en el estado inicial).

Nota 8) Las condiciones de carga de trabajo que requiere la "Opción de regeneración" cuando se usa a la velocidad máxima (Factor de trabajo: 100%).

Nota 9) El consumo de energía (incluyendo el accionador) corresponde al momento en el que el actuador está funcionando.

Nota 10) El consumo de energía en reposo durante el funcionamiento (incluyendo el accionador) corresponde al momento en el que el actuador está detenido en la posición de ajuste.

Nota 11) El consumo de energía máximo instantáneo (incluyendo el accionador) corresponde al momento en el que el actuador está funcionando.

Nota 12) Sólo cuando se selecciona la opción de motor "Con bloqueo".

Nota 13) Para un actuador con bloqueo, añada el consumo de energía para el bloqueo.

Peso

Peso del producto

[kg]

Serie		LEY63DS ⁺							
Carrera [mm]		100	200	300	400	500	600	700	800
Modelo de motor	Encoder incremental	5.6	6.7	8.4	9.6	10.7	12.4	13.5	14.7
	Encoder absoluto	5.7	6.8	8.5	9.7	10.8	12.5	13.6	14.8

Peso adicional

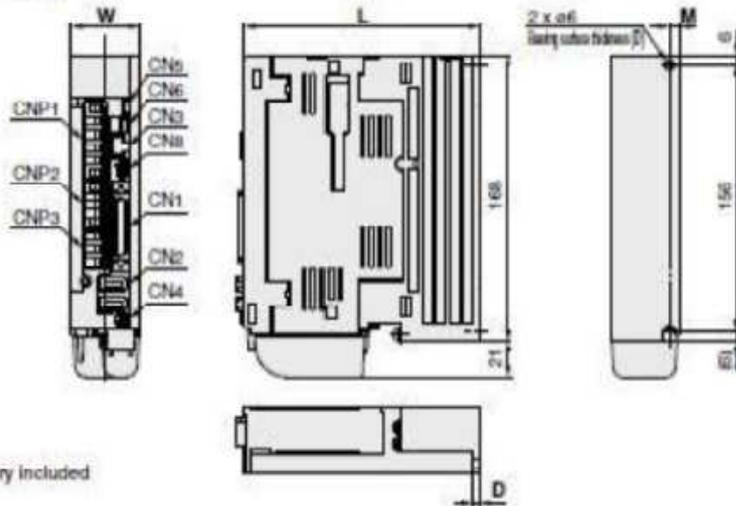
[kg]

Tamaño		83
Bloqueo	Encoder incremental	0.4
	Encoder absoluto	0.6
Rosca macho en extremo del vástago	Rosca macho	0.12
	Tuerca	0.04
Brida delantera (incluye perno de montaje)		0.51

DRIVER DEL ACTUADOR LECSB2-T8

Dimensions

LECSB2-T□

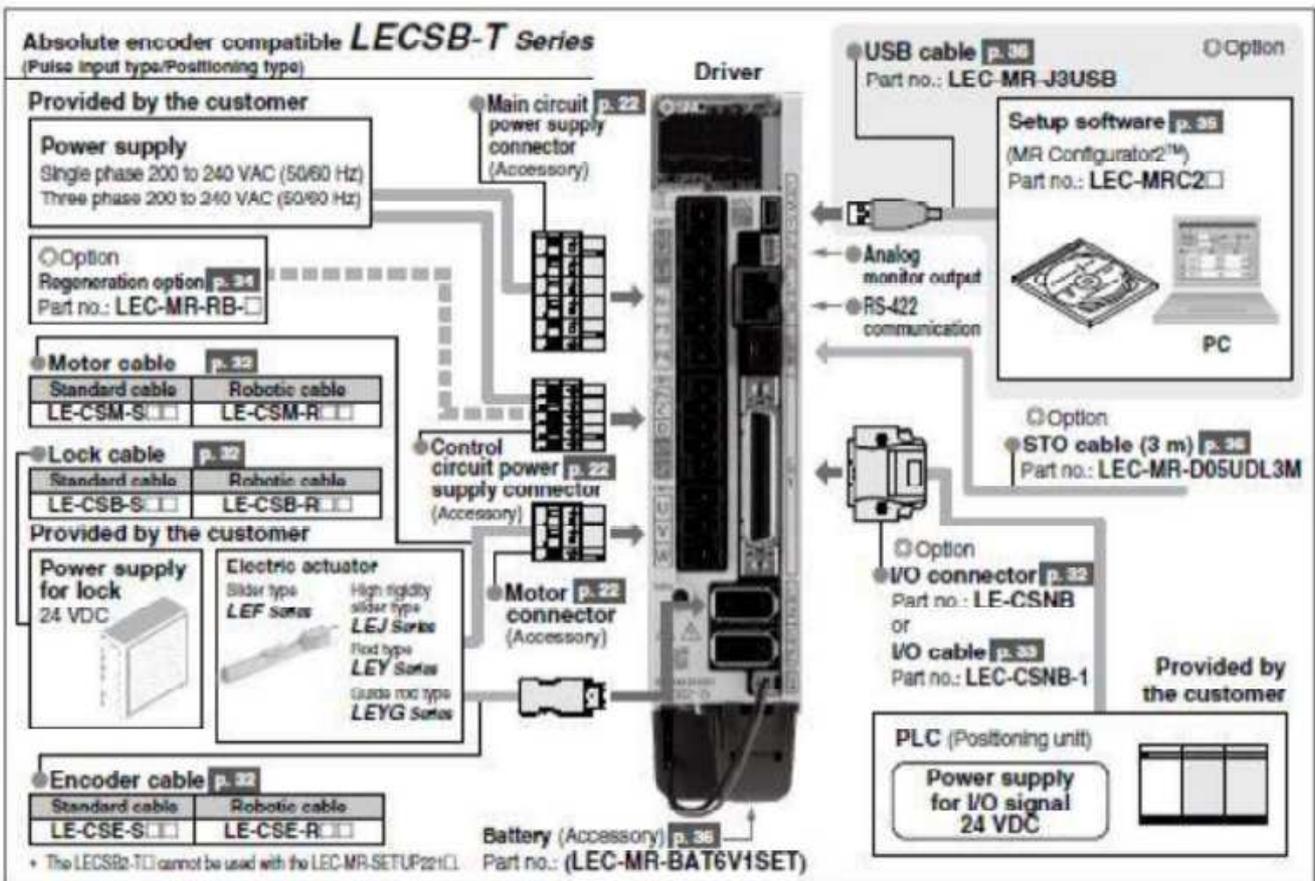


Connector name	Description
CN1	I/O signal connector
CN2	Encoder connector
CN3	RS-422 communication connector
CN4	Battery connector
CN5	USB communication connector
CN6	Analog monitor connector
CN8	STO Input signal connector
CNP1	Main circuit power supply connector
CNP2	Control circuit power supply connector
CNP3	Servo motor power connector

Dimensions		[mm]			
Model	W	L	D	M	
LECSB2-T5	40	135	4	6	
LECSB2-T7			5		
LECSB2-T8		170	5		

• Battery included

Conexiones



Specifications

LECSB-T Series

Model		LECSB2-T5	LECSB2-T7	LECSB2-T8
Compatible motor capacity [W]		100	200	400
Compatible encoder		Absolute 22-bit encoder (Resolution: 4,194,304 p/rev)		
Main power supply	Power voltage [V]	Three phase 200 to 240 VAC (50/60 Hz), Single phase 200 to 240 VAC (50/60 Hz)		
	Allowable voltage fluctuation [V]	Three phase 170 to 264 VAC (50/60 Hz), Single phase 170 to 264 VAC (50/60 Hz)		
	Rated current [A]	0.9	1.5	2.6
Control power supply	Control power supply voltage [V]	Single phase 200 to 240 VAC (50/60 Hz)		
	Allowable voltage fluctuation [V]	Single phase 170 to 264 VAC		
	Rated current [A]	0.2		
Parallel input		10 inputs		
Parallel output		6 outputs		
Max. input pulse frequency [pps]		4 M (for differential receiver), 200 k (for open collector)		
Function	In-position range setting [pulse]	0 to ±65535 (Command pulse unit)		
	Error excessive	±3 rotations		
	Torque limit	Parameter setting or external analog input setting (0 to 10 VDC)		
	Communication	USB communication, RS422 communication*1		
	Point table	Up to 255 points		
Pushing operation		Point table no. input method. Up to 127 points		
Operating temperature range [°C]		0 to 55 (No freezing)		
Operating humidity range [%RH]		90 or less (No condensation)		
Storage temperature range [°C]		-20 to 65 (No freezing)		
Storage humidity range [%RH]		90 or less (No condensation)		
Insulation resistance [MΩ]		Between the housing and SG: 10 (500 VDC)		
Weight [g]		800		1000

*1 USB communication and RS422 communication cannot be performed at the same time.

AC Servo Motor Driver

LECS□-T Series

Power supply voltage	200 to 240 VAC (LECS□-T Series: 200 to 240 VAC)
Motor capacity	100/200/400 W

LECSB-T Series (Pulse input type/Positioning type)

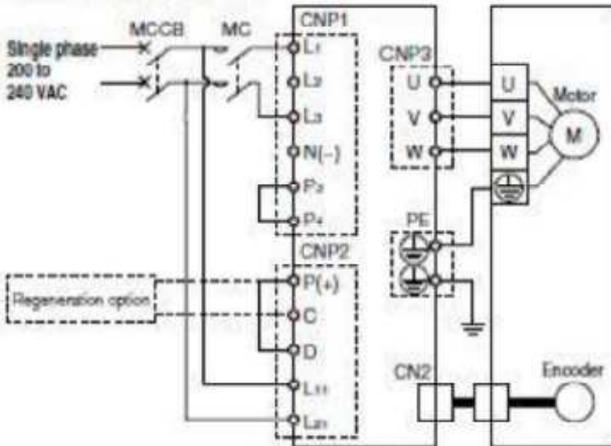
Absolute Type



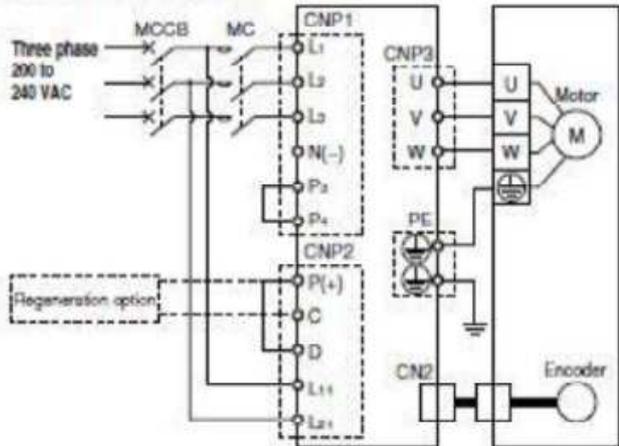
- Positioning by up to 255 point tables
- Input type: Pulse Input (Sink (NPN) type Interface/Source (PNP) type Interface)
- Control encoder: Absolute 22-bit encoder (Resolution: 4,194,304 p/rev)
- STO (Safe Torque Off) safety function available
- Parallel input: 10 inputs
output: 6 outputs

Power Supply Wiring Example: LECSB2-T□, LECSS2-T□

For single phase 200 VAC



For three phase 200 VAC



* For single phase 200 to 240 VAC, power supply should be connected to L1 and L3 terminals, with nothing connected to L2. Please note that the wiring locations differ from the LECSS□.

Main Circuit Power Supply Connector: CNP1 * Accessory

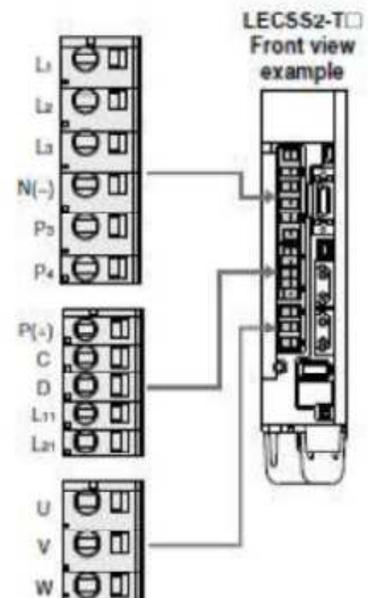
Terminal	Function	Details
L1	Main circuit power supply	Connect the main circuit power supply. LECSB2-T/LECSS2-T: Single phase 200 to 240 VAC, 50/60 Hz Connection terminal: L1, L3 Three phase 200 to 240 VAC, 50/60 Hz Connection terminal: L1, L2, L3
L2		
L3		
N(-)		Do not connect.
P2		Connect between P2 and P4. (Connected at time of shipping)
P4		

Control Circuit Power Supply Connector: CNP2 * Accessory

Terminal	Function	Details
P(+)	Regeneration option	Connect between P(+), and D. (Connected at time of shipping) * If regeneration option is required for "Model Selection," connect to this terminal.
C		
D		
L11	Control circuit power supply	Connect the control circuit power supply. LECSB2-T/LECSS2-T: Single phase 200 to 240 VAC, 50/60 Hz Connection terminal: L11, L21
L21		

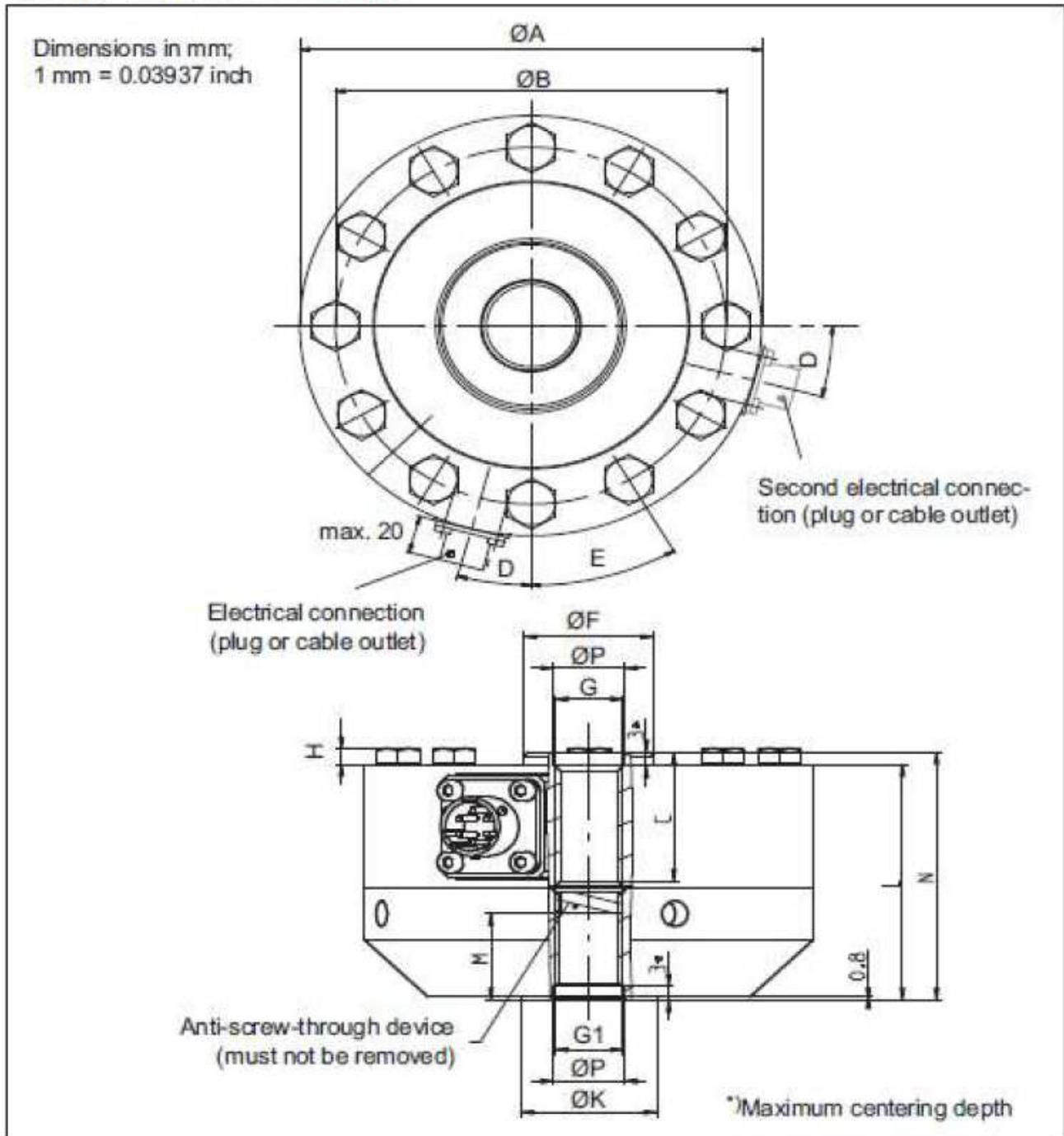
Motor Connector: CNP3 * Accessory

Terminal	Function	Details
U	Servo motor power (U)	Connect to motor cable (U, V, W).
V	Servo motor power (V)	
W	Servo motor power (W)	



CÉLULA DE CARGA U10M-5KN

U10M with foot adapter



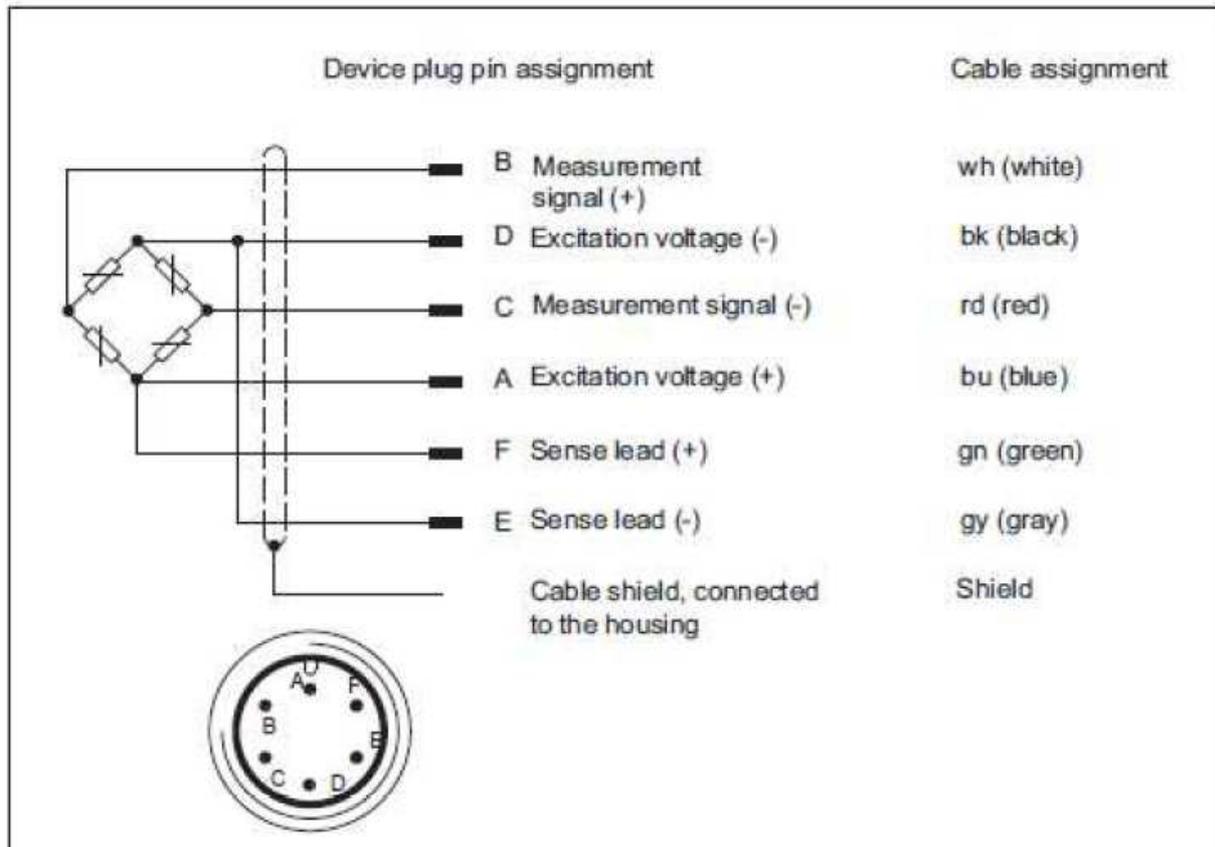
Nominal (rated) force	Dims. in	ØA	ØB	C	D	E	ØF	G	H	M
1.25 kN - 5 kN	mm	104.8	88.9	33.3	22.5°	45°	30.4	M16x2-4H	4	22
	inch	4.13	3.5	1.3			1.2		0.16	

Nominal (rated) force:	Dims. in	G1	ØK	L	N	ØP _{H8}
1.25 kN - 25 kN	mm	M16x2-4H 22.1 mm deep	31.8	60.3	63.5	16.5
	inch		1.25	2.37	2.5	0.65

Nominal (rated) force	F_{nom}	kN	1.25	2.5	5	12.5	25
Accuracy							
Accuracy class			0.02			0.03	
Relative reproducibility and repeatability errors without rotation	b_{rg}	%	0.02				
Hysteresis at 0.4 F_{nom} , rel. to the full scale value	$v_{0.4}$	%	0.02			0.03	
Non-linearity	d_{lin}	%	0.02			0.025	
rel. zero point return	v_{w0}	%	0.008				
Relative creep	$d_{\alpha, F+E}$	%	0.02				
Effect of the bending moment at 10% F_{nom} * 10mm	d_{Mb}	%	0.01				
Effect of lateral forces (lateral force = 10% of F_{nom})	d_Q	%	0.01				
Temperature coefficient of the rated output	TC_S	% / 10 K	0.015				
Temperature effect on zero signal	TC_0	% / 10 K	0.015				
Rated electrical outputs							
Rated output (nominal)	C_{nom}	mV/V	1			2	
Relative zero signal error	$d_{S,0}$	%	1				
Rated output error (with "adjusted rated output" option)	d_C	%	0.1				
Rated output range (without "adjusted rated output" option)	C	mV/V	1 ... 1.5			2 ... 2.5	
Rated output error, tension/compression	d_{zD}	%	0.2				
Input resistance	R_i	Ω	>345				
Output resistance (without "adjusted rated output" option)	R_o	Ω	280 ... 360				
Output resistance (with "adjusted rated output" option)	R_o	Ω	365				
Output resistance tolerance in the "adjusted rated output" option	d_{Ra}	%	$\pm 0.5 \Omega$				
Insulation resistance	R_{is}	G Ω	>2				
Operating range of the excitation voltage	$B_{U,G}$	V	0.5 ... 12				
Reference excitation voltage	U_{ref}	V	5				
Connection			6-wire circuit				

Nominal (rated) force	F_{nom}	kN	1.25	2.5	5	12.5	25
Temperature							
Reference temperature	T_{ref}	°C	23				
		°F	73.4				
Nominal (rated) temperature range	$B_{T,nom}$	°C	-10 ... +45				
		°F	14 ... 113				
Operating temperature range	$B_{T,G}$	°C	-30 ... +85				
		°F	-22 ... +185				
Storage temperature range	$B_{T,S}$	°C	-30 ... +85				
		°F	-22 ... +185				
Characteristic mechanical quantities							
Maximum operating force	F_G		240				
Force limit	F_L	% of F_{nom}	240				
Breaking force	F_B		>400				
Torque limit	$M_{G,max}$	N*m	30	60	125	315	635
Bending moment limit	$M_{b,max}$		30	60	125	315	635
Static lateral force limit	F_Q	% of F_{nom}	100				
Nominal (rated) displacement	s_{nom}	mm	0.02			0.03	
Fundamental frequency	f_G	kHz	4.5	5.9	9.3	6.6	9.2
Relative permissible oscillatory stress	f_{rb}	% of F_{nom}	200				
Stiffness	F/S	10^5 N/mm	0.625	1.25	2.5	4.17	8.33

- Conexiones



Prüfprotokoll

test record / protocole d'essai



Typ: type / type	U10M/5kN	Auftrag: order no / commission	802184562
Justiermessbereich [kN] Adjusted range / étendue de mesure	5.00	Prüfer: examiner / contrôleur	EI Moutouk
IdentNr: serial no / N°-ident	024226S	Datum: test date / date d'essai	2020-05-12

Prüfergebnisse:

test results / résultats d'essai

Eingangsgröße des Messbereichs [kN]

input quantity / échelle d'essai

Ausgangsgröße [mV/V]

output quantity / résultats

	Zug tension / traction	Druck compression / compression
0	0.0000	0.0000
1	0.2437	-0.2438
2	0.4875	-0.4875
3	0.7312	-0.7313
4	0.9748	-0.9752
5	1.2185	-1.2190
2	0.4875	-0.4875
0	0.0000	0.0000

Aus den Prüfergebnissen berechnete messtechnische Kenngrößen:

Metrological characteristic quantities computed from the test results

Grandeurs caractéristiques de mesure calculées à partir des résultats d'essai

Kennwert C [mV/V]

sensitivity / sensibilité

1.2185

-1.2190

Linearitätsabweichung [%vC]

linearity deviation / linéarité

(Abweichung von der bestpassenden Geraden durch das Nullsignal)

(deviation from bestfit through zero / écart par rapport à la meilleure droite passant par le zéro)

-0.004

0.005

Relative Umkehrspanne 0,4 F_{nom}

relative hysteresis / hystérésis relatif

in % vom Istwert

in % of reading / en % de lecture

in % vom Kennwert C

in % of sensitivity / en % de sensibilité

-0.001

-0.001

0.000

0.000

Alle aus den Messergebnissen ermittelten Kenngrößen entsprechen den Spezifikationen gemäß Datenblatt.

All characteristic quantities determined from the measurement results correspond to the specifications per datasheet.

Toutes les grandeurs caractéristiques déterminées à partir des résultats de mesure correspondent aux spécifications selon les caractéristiques techniques.

Allgemeine Zusatzinformationen:

general information / informations complémentaires

Alle weiteren messtechnischen Eigenschaften des Aufnehmers sind durch Typprüfungen und laufende Produktaudits des Qualitätswesens abgesichert.

All other metrological characteristics of the transducer are verified by type testing and regular product audits of the quality department.

Toutes les autres caractéristiques techniques du capteur sont garanties par le Service Qualité, au moyen d'essais et d'audits réguliers sur le produit.

Das Prüfprotokoll wurde unter Berücksichtigung der Anforderungen der DIN EN ISO/IEC 17025 mit Messmitteln, die im Sinne der DIN EN ISO 9001 und DIN EN ISO 10012 auf Nationale Normale rückführbar sind, erstellt.

The test was performed respecting the requirements of ISO/IEC 17025 using calibration equipment traceable to National Standards according to ISO 9001 and ISO 10012.

Le rapport d'essai a été élaboré en tenant compte des exigences de la norme ISO/IEC 17025 avec des moyens de mesure traçables à des étalons nationaux selon les normes ISO 9001 et ISO 10012.

Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Im Tiefen See 45, 64293 Darmstadt, Germany | www.hbm.com

Registered as GmbH (German limited liability corporation) in the commercial register at the local court of Darmstadt, HRB 1147

Company domiciled in Darmstadt | CEO: Thomas Lippok, Jena Wiegand | Chairman of the board: Joe Vorth

Zertifiziert nach ISO 9001 und ISO 14001 / ISO 9001 and ISO 14001 certified / Certification selon ISO 9001 et ISO 14001

Nr. 238

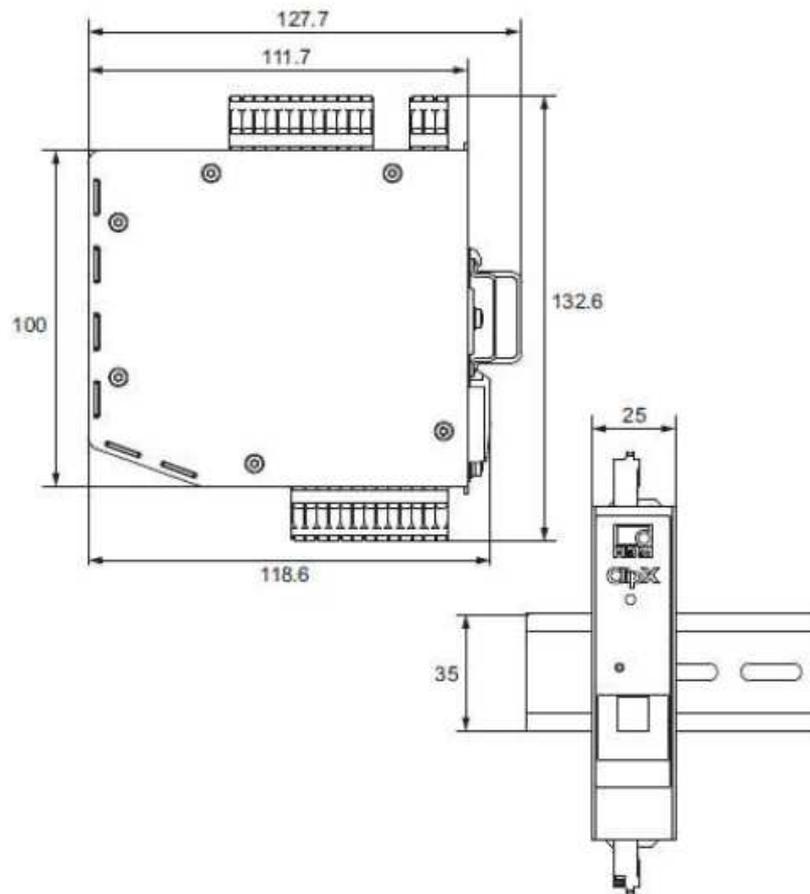
HBM Business document

V8.3/SC-T/12.18

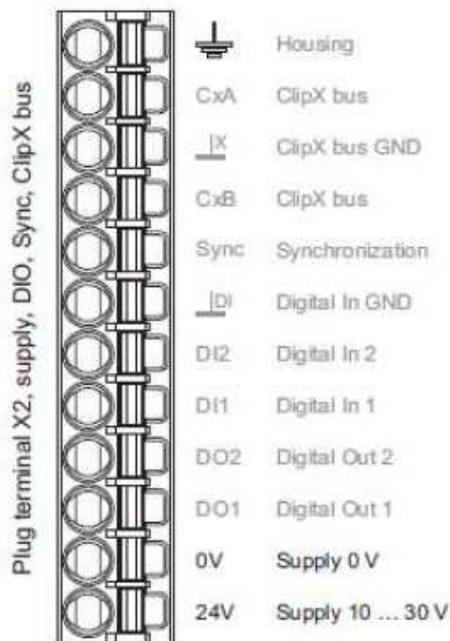
Seite / Page 1 (1)

ACONDICIONADOR DE SEÑAL CLIPX BM40IE

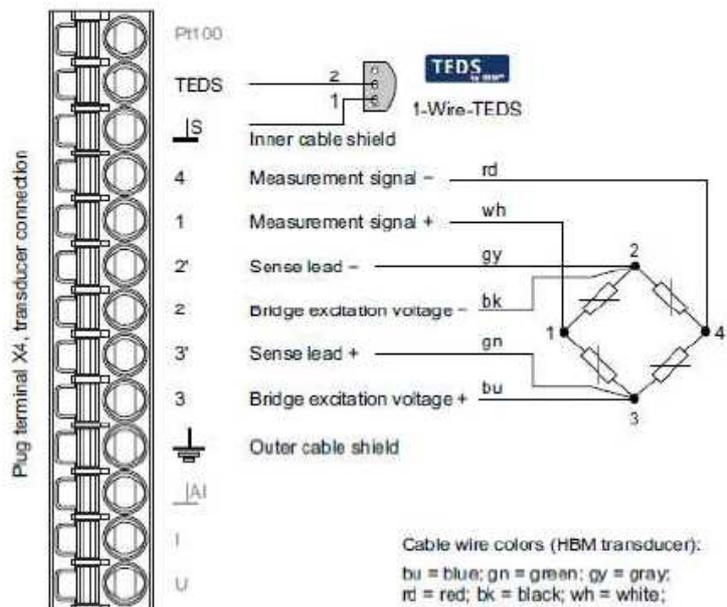
- Dimensiones



- Conexiones



Supply voltage at plug terminal X2



Plug terminal X4, 6-wire pin assignment; with half bridge, connector 4 is omitted; TEDS optional, view from below (solder side)

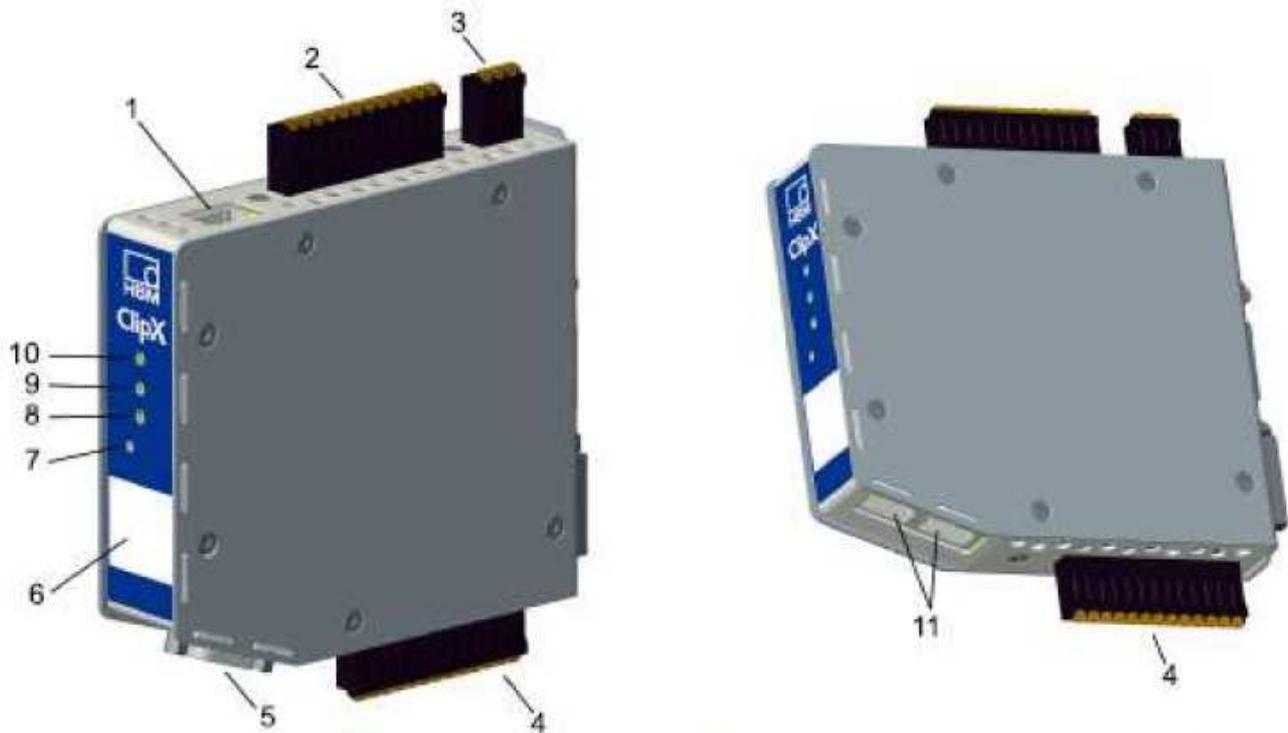


Fig. 8: Locations of the connections and LEDs; the connector designations X1 to X7 are imprinted on the housing; for meanings see table.

No.	Description
1	X1: Ethernet port
2	X2: Power supply, Digital I/O, ClipX bus
3	X3: Analog output
4	X4: Transducer connection, TEDS
5	X5: Fieldbus, here PROFIBUS (only BM40PB)
6	HBM calibration label and free labeling space
7	Reset button, see "User Management" on page 82, "Resetting Ethernet network settings (DHCP), enabling fixed IP address" on page 80
8	Fieldbus LED 1, only BM40IE; EtherCAT, Modbus-TCP: ERR, PROFINET: BF, EtherNet/IP™: NS
9	Fieldbus LED 2, only BM40IE and BM40PB; EtherCAT, Modbus-TCP: RUN, PROFINET: SF, EtherNet/IP™: MS; PROFIBUS: BUS
10	System LED
11	X6, X7: 2 x RJ45; P1/IN (X7) and P2/OUT (X6) for EtherNet/IP™, PROFINET, EtherCAT or Modbus-TCP (only BM40IE)

- Características

		
BM40	BM40PB	BM40IE
Sin bus de campo	Esclavo Profibus (DPV1)	Dispositivo Profinet (transf. de datos 4 kHz), esclavo EtherCAT® (transf. de datos 4 kHz), esclavo Ethernet/IP™ (transf. de datos 1 kHz)

Interfaz Ethernet para PC:

- Interfaz Ethernet (TCP/IP) de parametrización (Interfaz web ClipX) y aplicaciones de PC, con velocidad de transferencia hasta 1 kHz por cada ClipX
- Puede integrarse con numerosos programas de software: LabVIEW, Visual Studio .NET, etc., bajo Windows y Linux.
- Interfaz Ethernet con OPC-UA

Entrada de sensores: Una entrada de medida conmutable con tecnología TEDS®, certificado de calibración interno, frecuencia de muestreo 19,2 kHz, conversión analógica-digital y filtrado de 24 bits, ancho de banda de medición de hasta 3,5 kHz, suministro a los sensores opcional de CC o frecuencia portadora, escalado de 2 puntos, polinómico o basado en tablas.



Galgas extensométricas de puente completo (0,01)



Galgas extensométricas de medio puente (0,1)



Piezoresistivos de puente completo (0,01)



Suministro de CC a sensores (5 V)



Suministro de sensores de frecuencia portadora (5 V, 1200 Hz)



Transductores potenciométricos (0,1)



Pt100 (0,5 °C)



Señal de tensión (0,05)



Entrada de corriente (0,05)

La clase de precisión se indica entre paréntesis

Análisis de señales (parametrización libre):

- 3 valores pico: mín., máx., pico-pico, función muestrear + mantener (tiempo de adquisición (52 µs), 2 valores muestrear/mantener)
- 4 valores límite ajustables, 2 entradas digitales, 2 salidas digitales (tiempo de respuesta 1 ms)
- 1 salida analógica (mA/V), conmutable (ancho de banda 2 kHz, precisión del 0,05%)

Canales de cálculo internos:

- Pueden utilizar señales medidas o de análisis, valores de bus de campo y Ethernet
- Álgebra (+, -, *, /), bloques lógicos (AND, OR, ...), temporizador, contador, media aritmética, valores pico, matriz de 6x6, ventana de tolerancia, medidas de ancho de impulsos, controlador PID, generadores de señal
- Escalado: Matriz de compensación para transductores multicomponente (de 2x2 a 6x6), conversión de coordenadas (polares/cartesianas)

Bus ClipX: Bus de valores medidos para la transmisión de señales y estado de la señal entre unidades ClipX, hasta un máximo de 6 unidades acopladas, con velocidad de transferencia de 1 kHz

Bloques de parámetros: (formulaciones)/memoria de la unidad/diagnóstico

- 10 bloques de parámetros internos para almacenamiento de todos los ajustes de la unidad, 3 niveles de usuarios (operario, servicio y administrador)
- Diagnóstico y señalización de errores internos; un monitor de estado monitoriza todas las señales y funciones de la unidad
- Información directa de diagnóstico mediante LEDs

PLC (CDAQ 9174, NI 9375, NI 9411, NI 9215, NI 9977)

- Especificaciones CompactDAQ 9174

SPECIFICATIONS

NI cDAQ™ -9174

NI CompactDAQ Four-Slot USB Chassis

These specifications are for the National Instruments CompactDAQ 9174 chassis only. These specifications are typical at 25 °C unless otherwise noted. For the C Series I/O module specifications, refer to the documentation for the C Series I/O module you are using.

Analog Input

Input FIFO size.....	127 samples per slot
Maximum sample rate ¹	Determined by the C Series I/O module or modules
Timing accuracy ²	50 ppm of sample rate
Timing resolution ³	12.5 ns
Number of channels supported.....	Determined by the C Series I/O module or modules

Analog Output

Number of channels supported	
Hardware-timed task	
Onboard regeneration.....	16
Non-regeneration.....	Determined by the C Series I/O module or modules
Non-hardware-timed task.....	Determined by the C Series I/O module or modules
Maximum update rate	
Onboard regeneration.....	1.6 MS/s (multi-channel, aggregate)
Non-regeneration.....	Determined by the C Series I/O module or modules
Timing accuracy.....	50 ppm of sample rate
Timing resolution.....	12.5 ns

Output FIFO size	
Onboard regeneration.....	8,191 samples shared among channels used
Non-regeneration.....	127 samples per slot
AO waveform modes.....	Non-periodic waveform, periodic waveform regeneration mode from onboard memory, periodic waveform regeneration from host buffer including dynamic update

Digital Waveform Characteristics

Waveform acquisition (DI) FIFO.....	127 samples per slot
Waveform generation (DO) FIFO.....	2,047 samples
Digital input sample clock frequency	
Streaming to application.....	System-dependent memory
Finite.....	0 to 10 MHz
Digital output sample clock frequency	
Streaming from application.....	System-dependent memory
Regeneration from FIFO.....	0 to 10 MHz
Finite.....	0 to 10 MHz
Timing accuracy.....	50 ppm

General-Purpose Counters/Timers

Number of counters/timers.....	4
Resolution.....	32 bits
Counter measurements.....	Edge counting, pulse, semi-period, period, two-edge separation, pulse width
Position measurements.....	X1, X2, X4 quadrature encoding with Channel Z reloading; two-pulse encoding
Output applications.....	Pulse, pulse train with dynamic updates, frequency division, equivalent time sampling

Internal base clocks.....	80 MHz, 20 MHz, 100 kHz
External base clock frequency.....	0 to 20 MHz
Base clock accuracy.....	50 ppm
Output frequency.....	0 to 20 MHz
Inputs.....	Gate, Source, HW_Arm, Aux, A, B, Z, Up_Down
Routing options for inputs.....	Any module PFI, analog trigger, many internal signals
FIFO.....	Dedicated 127-sample FIFO

Frequency Generator

Number of channels.....	1
Base clocks.....	20 MHz, 10 MHz, 100 kHz
Divisors.....	1 to 16 (integers)
Base clock accuracy.....	50 ppm
Output.....	Any module PFI terminal

Module PFI Characteristics

Functionality.....	Static digital input, static digital output, timing input, and timing output
Timing output sources ⁴	Many analog input, analog output, counter, digital input, and digital output timing signals
Timing input frequency.....	0 to 20 MHz
Timing output frequency.....	0 to 20 MHz

Digital Triggers

Source.....	Any module PFI terminal
Polarity.....	Software-selectable for most signals
Analog input function.....	Start Trigger, Reference Trigger, Pause Trigger, Sample Clock, Sample Clock Timebase
Analog output function.....	Start Trigger, Pause Trigger, Sample Clock, Sample Clock Timebase

Counter/timer function.....Gate, Source, HW_Arm, Aux, A, B, Z,
Up_Down

Module I/O States

At power-on.....Module-dependent. Refer to the documentation
for each C Series I/O module.



Note The chassis may revert the input/output of the modules to their power-on state when the USB cable is removed.

Power Requirements



Caution You must use a National Electric Code (NEC) Class 2 power source with the NI cDAQ-9174 chassis.



Note Some C Series I/O modules have additional power requirements. For more information about C Series I/O module power requirements, refer to the documentation for each C Series I/O module.



Note Sleep mode for C Series I/O modules is not supported in the NI cDAQ-9174.

Input voltage range.....9 to 30 V
Maximum required input power⁵.....15 W
Power input connector.....2 positions 3.5 mm pitch pluggable screw
terminal with screw locks similar to Sauro
CTMH020F8-0N001
Power input mating connector.....Sauro CTF020V8, Phoenix Contact 1714977,
or equivalent
Power consumption from USB,.....500 μ A maximum
4.10 to 5.25 V

Bus Interface

USB specification.....USB 2.0 Hi-Speed
High-performance data streams.....7
Data stream types available.....Analog input, analog output, digital input,
digital output, counter/timer input,
counter/timer output, NI-XNET⁶



Note If you are connecting the NI cDAQ-9174 chassis to a USB hub, the hub must be externally powered.

- Especificaciones tarjeta NI-9375

DATASHEET

NI 9375

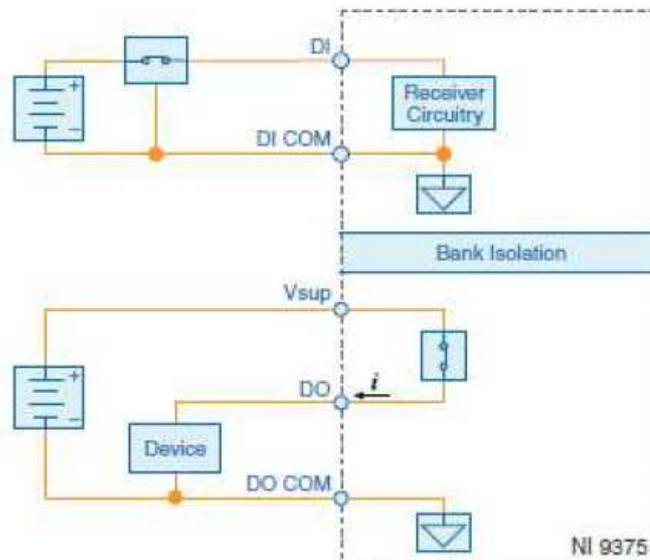
16 DI/16 DO, 30 VDC, 7 μ s Sinking DI, 500 μ s Sourcing DO



- DSUB or spring-terminal connectivity
- 60 VDC, DI-bank-to-DO-bank isolation
- 60 VDC, CAT I, channel-to-earth isolation

The NI 9375 is a combination digital input, digital output module for CompactDAQ and CompactRIO systems. The digital input lines are compatible with 24 V logic levels and the digital output lines are compatible with 6 V to 30 V signals, based on the external power supply. The NI 9375 offers 1,000 Vrms withstand isolation from channel to earth ground. It works with industrial logic levels and signals for direct connection to a wide array of industrial switches, transducers, and other devices.

NI 9375 Circuitry



- The bank of 16 digital input channels and the bank of 16 digital output channels on the NI 9375 are isolated from each other and isolated from earth ground.
- The NI 9375 internally limits current signals connected to DI.
- The NI 9375 has sinking inputs. Sinking inputs provide a path to COM when the sourcing device connected to the NI 9375 drives current or applies voltage to DI.
- The NI 9375 has sourcing outputs. Sourcing outputs drive current from V_{sup} to DO when the channel is on.

Allowable Current Per Module

The NI 9375 has a per module continuous output current specification. Use the following equation to determine whether the total module current of your loads for channels that are turned on are within the specification.

Figure 1. Total Module Current Equation

$$(I_{DO0})^2 + (I_{DO1})^2 + \dots + (I_{DO15})^2 = \text{Total Module Current}$$

For example, an NI 9375 with spring terminal with two channels at 250 mA, six channels at 125 mA, and eight channels at 62 mA has the following per module continuous output current.

Figure 2. Total Module Current Example

$$\{(250 \text{ mA})^2 * 2\} + \{(125 \text{ mA})^2 * 6\} + \{(62 \text{ mA})^2 * 8\} = 0.25 \text{ A}^2$$

NI 9375 Specifications

The following specifications are typical for the range -40 °C to 70 °C unless otherwise noted. All voltages are relative to COM unless otherwise noted.



Caution Do not operate the NI 9375 in a manner not specified in this document. Product misuse can result in a hazard. You can compromise the safety protection built into the product if the product is damaged in any way. If the product is damaged, return it to NI for repair.

Input/Output Characteristics

Number of channels 32 channels: 16 digital input and 16 digital output

Digital Input

Input type Sinking

Input voltage range 0 VDC to 30 VDC

Digital logic levels

OFF state

Input voltage $\leq 5 \text{ V}$

Input current $\leq 150 \mu\text{A}$

ON state	
Input voltage	≥ 10 V
Input current	≥ 330 μ A
Hysteresis	
Input voltage	1.7 V minimum
Input current	50 μ A minimum
Input impedance	30 k Ω \pm 5%
Setup time ¹	1 μ s maximum
Update/transfer time ²	7 μ s maximum

Digital Output

Output type	Sourcing
Power-on output state	Channels off
External power supply voltage range (V_{sup})	6 VDC to 30 VDC
Continuous output current (I_O)	
NI 9375 with spring terminal	
All channels on	125 mA maximum (per channel)
One channel on	500 mA maximum
Per module	0.25 A ²
NI 9375 with DSUB	
All channels on	100 mA maximum (per channel)
One channel on	400 mA maximum
Per module	0.16 A ² maximum
Output impedance (R_O)	0.3 Ω maximum
Output voltage (V_O)	$V_{sup} - (I_O R_O)$
Reversed-voltage protection	None
Current limiting	None
V_{sup} current consumption	18 mA

Update/transfer time ³	7 μ s maximum
Propagation delay ⁴	500 μ s maximum

Related Information

[Allowable Current Per Module](#) on page 5

Power Requirements

Power consumption from chassis

Active mode	450 mW maximum
Sleep mode	25 μ W maximum

Thermal dissipation (at 70 °C)

Active mode	1.5 W maximum
Sleep mode	0.6 W maximum

Safety Voltages

Connect only voltages that are within the following limits:

Channel-to-COM or Vsup-to-COM	30 VDC maximum
-------------------------------	----------------

Isolation

DI bank-to-DO bank	60 VDC maximum
Channel-to-Channel	No isolation between channels
Channel-to-earth ground	
Continuous	60 VDC, Measurement Category I
Withstand	1,000 Vrms, verified by a 5 s dielectric withstand test

- Especificaciones tarjeta NI-9411

DATASHEET

NI 9411 Datasheet

6 DI, ± 5 V to 24 V, Differential/Single-Ended, 500 ns



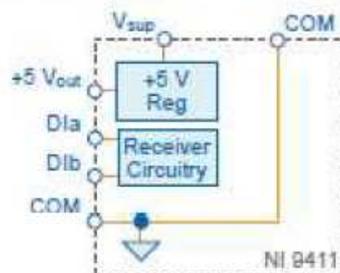
- DSUB connectivity
- CompactDAQ counter compatibility
- 60 VDC, CAT I, channel-to-earth isolation

The NI 9411 works with industrial logic levels and signals for direct connection to a wide array of industrial switches, transducers, and devices. The NI 9411 is a correlated digital module, so it can perform correlated measurements, triggering, and synchronization when installed in a CompactDAQ chassis.

Input Circuitry

The NI 9411 channels share a common ground isolated from other modules in the system.

Figure 1. NI 9411 Input Circuitry



NI 9411 Specifications

The following specifications are typical for the range -40 °C to 70 °C unless otherwise noted. All voltages are relative to COM unless otherwise noted.



Caution Do not operate the NI 9411 in a manner not specified in this document. Product misuse can result in a hazard. You can compromise the safety protection built into the product if the product is damaged in any way. If the product is damaged, return it to NI for repair.

Input Characteristics

Number of channels	6 digital input channels
Input type	Differential or single-ended

Digital logic levels

Differential (DIa and DIb)	
Input high range	300 mV to 24 V
Input low range	-300 mV to -24 V
Common-mode voltage	-7 V to 12 V
Single-ended	
Input high range	2 V to 24 V
Input low range	0 V to 0.8 V
Input current	
At 5 V	±1 mA per channel
At 24 V	±4 mA per channel
Input impedance	8.4 kΩ
I/O protection	
Input voltage (channel-to-COM)	30 V maximum
Input current	±4 mA, internally limited
Input delay time	500 ns maximum
MTBF	800,319 hours at 25 °C; Bellcore Issue 2, Method 1, Case 3, Limited Part Stress Method

Power Requirements

Power consumption from chassis	
Active mode	340 mW maximum
Sleep mode	1.1 mW maximum
Thermal dissipation (at 70 °C)	
Active mode	1.4 W maximum
Sleep mode	1.1 W maximum

External Power Supply

Input voltage range (V_{sup})	5 VDC to 30 VDC maximum
5 V regulated output	
Voltage tolerance	5 V ± 3%, $V_{sup} \geq 6$ V
Current	200 mA
Short-circuit protection	400 mA



Note The NI 9411 does not provide overvoltage protection for the external power supply.

Safety Voltages

Connect only voltages that are within the following limits.

Channel-to-COM or V_{sup} -to-COM	30 V maximum, Measurement Category I
Isolation	
Channel-to-channel	None

Channel-to-earth ground	
Continuous	30 Vrms, 42.4 Vpk, 60 VDC
Withstand	400 Vrms, verified by a 5 s dielectric withstand test

- Especificaciones tarjeta NI-9215

DATASHEET

NI 9215 Datasheet

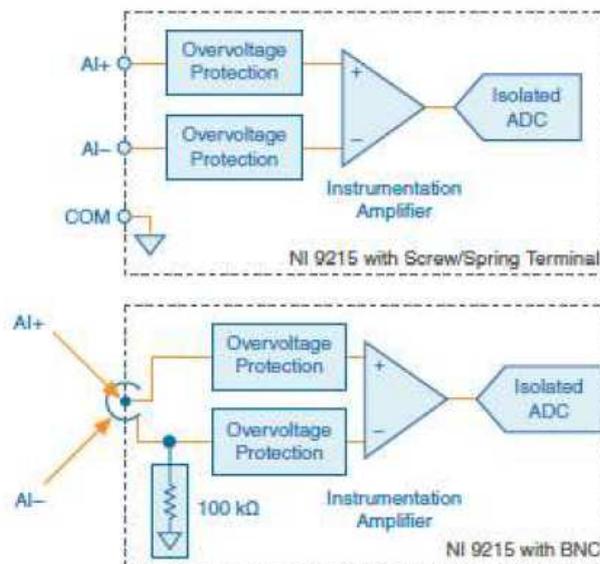
4 AI, ± 10 V, 16 Bit, 100 kS/s/ch Simultaneous



- BNC, screw-terminal, or spring-terminal connectivity
- 250 Vrms, CAT II, channel-to-earth isolation (screw terminal); 60 VDC, CAT I, channel-to-earth isolation (BNC)

The NI 9215 is an analog input module for use with NI CompactDAQ and CompactRIO systems. The NI 9215 includes four simultaneously sampled analog input channels and successive approximation register (SAR) 16-bit analog-to-digital converters (ADCs). The NI 9215 contains NIST-traceable calibration, a channel-to-earth ground double isolation barrier for safety and noise immunity, and high common-mode voltage range.

NI 9215 Input Circuitry



- Input signals on each channel are buffered, conditioned, and then sampled by an ADC.
- Each AI channel provides an independent track-and-hold amplifier, enabling you to sample all channels simultaneously.

NI 9215 Specifications

The following specifications are typical for the range $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ unless otherwise noted.



Caution Do not operate the NI 9215 in a manner not specified in this document. Product misuse can result in a hazard. You can compromise the safety protection built into the product if the product is damaged in any way. If the product is damaged, return it to NI for repair.

Input Characteristics

Number of channels	4 analog input channels
ADC resolution	16 bits
Type of ADC	Successive approximation register (SAR)
Input range	$\pm 10.0\text{ V}$
Input Voltage Ranges	
Measurement Voltage, AI+ to AI-	
Minimum ¹ (V)	± 10.2
Typical (V)	± 10.4
Maximum (V)	± 10.6
Maximum Voltage (Signal + Common Mode)	
NI 9215 with screw terminal	Each channel must remain within $\pm 10.2\text{ V}$ of common.
NI 9215 with spring terminal	Each channel must remain within $\pm 10.2\text{ V}$ of common.
NI 9215 with BNC	All inputs must remain within 10.2 V of the average AI- inputs.
Overvoltage protection	$\pm 30\text{ V}$
Conversion time	
Channel 0 only	$4.4\text{ }\mu\text{s}$
Channels 0 and 1	$6\text{ }\mu\text{s}$
Channels 0, 1, and 2	$8\text{ }\mu\text{s}$
Channels 0, 1, 2, and 3	$10\text{ }\mu\text{s}$

Table 1. Accuracy

Measurement Conditions		Percent of Reading (Gain Error)	Percent of Range ² (Offset Error)
Calibrated	Maximum ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $70\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0.2%	0.082%
	Typical ($23\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0.02%	0.014%
Uncalibrated ³	Maximum ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $70\text{ }^{\circ}\text{C}$)	1.05%	0.82%
	Typical ($23\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0.6%	0.38%

Stability

Gain drift	$10\text{ ppm}/^{\circ}\text{C}$
Offset drift	$60\text{ }\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$

CMRR ($f_{in} = 60$ Hz)	73 dB min
Input bandwidth (-3 dB)	420 kHz minimum
Input impedance	
Resistance	
NI 9215 with screw terminal (AI-to-COM)	1 G Ω
NI 9215 with spring terminal (AI-to-COM)	1 G Ω
NI 9215 with BNC (Between any two AI- terminals)	200 k Ω
Input bias current	10 nA
Input noise	
RMS	1.2 LSB _{rms}
Peak-to-peak	7 LSB
Crosstalk	-80 dB
Settling time (to 2 LSBs)	
NI 9215 with screw terminal	
10 V step	10 μ s
20 V step	15 μ s
NI 9215 with spring terminal	
10 V step	10 μ s
20 V step	15 μ s
NI 9215 with BNC	
10 V step	25 μ s
20 V step	35 μ s
No missing codes	15 bits guaranteed
DNL	-1.9 to 2 LSB
INL	\pm 6 LSB maximum
MTBF	1,167,174 hours at 25 °C; Bellcore Issue 6, Method 1, Case 3, Limited Part Stress Method

Power Requirements

Power consumption from chassis (full-scale input, 100 kS/s)	
Active mode	560 mW maximum
Sleep mode	25 μ W maximum
Thermal dissipation (at 70 °C)	
Active mode	560 mW maximum
Sleep mode	25 μ W maximum



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES



ANEXO 4

Vista del programa de LabVIEW

Control_actuador_edit (X) Front Panel

File Edit View Project Operate Tools Window Help

15pt Application Font

Search

Velocidad servomotor

0 ie_0 (Arith. Mean)

Par

0 (Arith. Mean)

Guardar datos

Cambio muestreo datos

Muestreo datos

0

Cambio de muestreo gráficas

Muestreo gráficas

100

(Enciende el servo)

SON

Home completada

ZP

Velocidad=0

ZSP

RESET

Maximo valor de fuerza (N)

0

Minimo valor de fuerza (N)

0

Ángulo (grados)

0

20 0 -10 -20

stop

ALM RD TLC INP

Home

Modo manual Fatiga basico Fatiga configurable Fatiga extendido

Home

Tab Control

Ensayo fatiga en curso

Frecuencia posición TARA (Posición) Posición (mm)

0 0

Plot 0

Gráfica ángulo

Plot 0

Frecuencia fuerza TARA (Fuerza) Fuerza (N)

0 0

Fuerza

Señales

Original

Media

Centro minmax

Retención de valores (media) 0,00

Plot 0

contador rotura 00:00:00,000

reset contador 00:00:00,000 DD/MM/YYYY

Tlim cont rotura 100 (segundos)

Fuerza corte inferior 14

Fuerza corte superior 120