

UNIVERSIDAD DE ALMERIA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

Análisis y compensación de oscilaciones en
un actuador hidráulico



Curso 2022/2023

Alumno/a:

Raúl Aguilera López

Director/es:

Manuel Berenguel Soria
Alejandro García Segura

Análisis y compensación de oscilaciones en un actuador hidráulico



Trabajo de Investigación

Autor:

Raúl Aguilera López

Director/es:

Manuel Berenguel Soria

Alejandro García Segura



DLR

**Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt**
German Aerospace Center

Agradecimientos

Estos últimos años han sido una etapa muy especial para mí, que ha estado llena de cambios, de momentos complicados y de muchas alegrías. Esta memoria es la culminación de la misma y hay varias personas a las que quiero agradecer.

A Manuel y Alejandro, mis tutores, que han tenido una paciencia increíble y me han ayudado a encarrilar tanto este trabajo como las prácticas asociadas al mismo. Por muchas dificultades que encontrara, al final, con vuestro conocimiento y sobre todo, vuestro apoyo, me habéis ayudado a tomar decisiones correctas y seguir adelante, muchas gracias.

A mi familia y mis antiguos compañeros y amigos, Bea y Edu, ya que a pesar de no compartir tanto tiempo juntos como antes, habéis seguido conmigo y no os puedo olvidar.

A mis nuevos compañeros durante este máster, Bueso, Ana, Noelia, Isa, Alejandro, Fernando y Carlos. Hemos compartidos muchos momentos y habéis sido una segunda familia para mí.

Al personal de DLR y CIEMAT, por esta oportunidad que me habéis brindado de trabajar con vosotros. Quiero agradecer especialmente al equipo del proyecto REPA. Me habéis enseñado muchísimo y estos meses a vuestro lado han sido una experiencia única.

Índice

Índice de figuras	III
Índice de tablas	V
Índice de ecuaciones.....	V
Siglas y acrónimos	VI
Lista de símbolos.....	VII
Resumen	IX
Abstract	IX
1. Introducción.....	1
1.1. Interés	1
1.2. Objetivo	5
1.3. Fases de desarrollo y cronograma	5
2. Revisión bibliográfica.....	7
2.1. Tecnología CSP	7
2.1.1. Discos parabólicos.....	8
2.1.2. Sistemas de torre central	9
2.1.3. Captadores cilindroparabólicos.....	10
2.1.4. Captador lineal Fresnel.....	11
2.1.5. Interconexiones.....	11
2.1.6. Fluidos de transferencia térmica	14
2.2. Ensayo de REPA.....	18
2.2.1. Bancos de ensayo de REPA en el mundo	20
3. Materiales y métodos	27
3.1. Banco de ensayo REPA de la PSA	27
3.1.1. Características generales	28
3.1.2. Estructura principal	31
3.1.3. Balance de planta	42
3.1.4. Zona de armarios.....	45
3.1.5. Sistema SCADA.....	46
3.1.6. Oscilaciones en la estructura principal.....	49
3.2. MATLAB	51
3.3. Estudio y análisis de vibraciones.....	52
3.3.1. Vibraciones	52

3.3.2.	Movimiento armónico	53
3.3.3.	Análisis armónico.....	54
3.3.4.	Vibraciones en sistemas mecánicos	57
3.3.5.	Medida de vibración.....	59
3.4.	Kit de medida para el análisis de vibraciones.....	61
3.5.	Vibromatrix	61
3.6.	Lti DriveManager	62
3.7.	TIA Portal	63
3.8.	Condiciones de ensayo	64
4.	Resultados y discusión.....	67
4.1.	Enfoques de resolución	67
4.2.	Indicadores de oscilaciones	69
4.3.	Provocación de oscilaciones	71
4.4.	Ensayos con acelerómetros	72
4.5.	Suavizado de perfiles de velocidad	75
4.6.	Resintonización del PID interno del servocontrolador	80
5.	Conclusiones y líneas futuras de trabajo.....	86
6.	Bibliografía	89
7.	Anexos	92
7.1.	Planos del <i>drive pylon</i>	92
7.2.	Plano del <i>traverse</i>	94
7.3.	Ficha técnica del servomotor.....	95
7.4.	Esquema hidráulico completo	99
7.5.	Plano de los cilindros de rotación.....	100
7.6.	Planos de las placas del contrapeso	101
7.6.1.	Placa rectangular hexagonal 10 20 mm.....	101
7.6.2.	Placa rectangular 10 mm	102
7.6.3.	Placa rectangular 20 mm.	103
7.7.	Ficha técnica del encoder para la traslación	104
7.8.	Ficha técnica del scale magnet	106
7.9.	Ficha técnica de los acelerómetros (KS95B.100).....	113
7.10.	Ficha técnica del módulo InnoBeamer L2	115
7.11.	Diagrama de control completo. Manual de <i>Lti DriveManager</i>	116

Índice de figuras

Figura 1. Variación de la temperatura media global.	1
Figura 2. Vista panorámica aérea de la PSA.	3
Figura 3. Tipos de REPA y consecuencias de su fallo	3
Figura 4. Estructura principal del banco de ensayos REPA.	4
Figura 5. Cronograma de las fases de realización de este trabajo.	6
Figura 6. Esquema general de una instalación CSP	7
Figura 7. Esquema de un disco parabólico	8
Figura 8. Esquema de un sistema de torre central	9
Figura 9. Esquema de un captador cilindroparabólico.	10
Figura 10. Esquema de un captador lineal Fresnel	11
Figura 11. Modelos de interconectores. Junta de bolas y manguera flexible	12
Figura 12. Corte de la rótula de una junta de bolas	12
Figura 13. Modelo comercial de manguera flexible	13
Figura 14. Simplificación de una instalación PTC con DSG	15
Figura 15. Simplificaciones de una instalación con sales fundidas como HTF	17
Figura 16. Estado y previsión de desarrollo de la energía solar térmica en 2015	19
Figura 17. Banco de ensayos de Advanced Thermal Systems	21
Figura 18. Cubierta de la rótula de una BJA de Hyspan y su banco de pruebas.	21
Figura 19. SJ de IRAtec y SJ en el banco de ensayos de IRAtec	22
Figura 20. Banco de ensayo de SF. Modelo CAD y fotografía	23
Figura 21. Ensayo de REPA en el lazo HTF de la PSA.	24
Figura 22. Banco de ensayo de REPA de Abengoa. Montaje con BJA y RFHA	24
Figura 23. Modelo CAD del diseño inicial del banco de ensayos REPA de la PSA. .	28
Figura 24. Fotografía del banco REPA de la PSA en 2017	28
Figura 25. Esquema del banco de ensayos de la PSA.	29
Figura 26. Ciclo diario de un PTC.	30
Figura 27. Unidad hidráulica y sus elementos más importantes.	32
Figura 28. Esquema simplificado del circuito hidráulico	32
Figura 29. Foto del drive pylon visto desde el norte, a 180°, con contrapeso.	33
Figura 30. Gráficas de desplazamiento de los cilindros de rotación	34
Figura 31. Dibujo de la manivela y diagrama de fuerzas durante la rotación	35
Figura 32. Gráfica del brazo de palanca de cada cilindro de rotación y suma total. .	36
Figura 33. Par de arranque del servomotor para distintos momentos gravitatorios. .	37
Figura 34. Contrapeso 8L-CW	39
Figura 35. Par de arranque del servomotor para distintos contrapesos	39
Figura 36. Modelo CAD del drive pylon mostrando los cilindros.	41
Figura 37. Modelo CAD con sensores de posición y finales de carrera	41
Figura 38. Foto del balance de planta de la instalación, en 2016.	42
Figura 39. Foto de la bomba de HTF desmontada, en 2023	43
Figura 40. Análisis de tensiones del circuito de HTF en ROHR2	44
Figura 41. Armarios de potencia y control	45

Figura 42. Configuración del PLC en TIA Portal.....	47
Figura 43. Sistema SCADA del banco de trabajo de la PSA	49
Figura 44. Medidas de vibración en movimiento step-by-step.....	50
Figura 45. Perfil trapezoidal de velocidad del servomotor	51
Figura 46. Suma de movimientos armónicos utilizando números complejos	54
Figura 47. Series de Fourier de una función periódica	55
Figura 48. Función seno y función periodica con sus espectros de frecuencia	55
Figura 49. Aplicación de DFT a un conjunto finito de valores.....	56
Figura 50. Sistemas de 1 GDL	57
Figura 51. Esquema del proceso de medición de vibración	60
Figura 52. Esquema de un transductor piezoelectrico y un acelerómetro	60
Figura 53. Acelerómetro monoaxial KS95B.100 y módulos InnoBeamer L2	61
Figura 54. Interfaz de InnoMaster RT en su versión 1.6.0.....	62
Figura 55. Interfaz de <i>Lti DriveManager</i>	63
Figura 56. Interfaz de TIA Portal STEP 7	64
Figura 57. Localización inicial de los acelerómetros.....	66
Figura 58. Ensayo de provocación de oscilaciones.....	71
Figura 59. Aceleración en el dominio de la frecuencia con oscilaciones	73
Figura 60. Gráficas de la aceleración frente al tiempo sin y con oscilaciones	74
Figura 61. Perfiles de la posición y sus derivadas para rampas limitadas en <i>jerk</i>	76
Figura 62. Velocidad y posición en <i>DriveManager</i> para rampas de aceleración	76
Figura 63. Gráficas del efecto del JT en un perfil trapezoidal de velocidad.....	77
Figura 64. Par y velocidad del servomotor para JT	79
Figura 65. Par y velocidad del servomotor para JT y <i>preBuffer</i> aumentado	80
Figura 66. Esquema completo de control del servomotor	81
Figura 67. Velocidad y par del servomotor junto a su voltaje y corriente.....	83
Figura 68. Modelos de velocidad controlados por voltaje y corriente	84

Índice de tablas

Tabla 1. Fases de realización de este trabajo con fechas y horas dedicadas	6
Tabla 2. Clasificación de tecnologías CSP	8
Tabla 3. Propiedades de HTF comerciales.....	18
Tabla 4. Características de bancos de ensayo de REPA en el mundo	25
Tabla 5. Ángulos críticos de rotación, estado de válvulas y de los cilindros	34
Tabla 6. Masa de las placas que conforman el contrapeso.....	38
Tabla 7. Ensayos de oscilación con valores de aceleración máxima	73
Tabla 8. Resultados para distintas configuraciones de parámetros del PI	85

Índice de ecuaciones

Ecuación 1. Par de rotación generado por los cilindros.....	36
Ecuación 2. Par de rotación generado por los cilindros (simplificación)	36
Ecuación 3. Equilibrio de momentos en el eje de rotación del banco	37
Ecuación 4. Movimiento armónico, posición.....	53
Ecuación 5. Movimiento armónico, velocidad.....	53
Ecuación 6. Movimiento armónico, aceleración.....	53
Ecuación 7. Movimiento armónico con números complejos, posición	54
Ecuación 8. Movimiento armónico con números complejos, velocidad	54
Ecuación 9. Movimiento armónico con números complejos, aceleración.....	54
Ecuación 10. Frecuencia de un movimiento armónico	54
Ecuación 11. Período de un movimiento armónico	54
Ecuación 12. Composición de movimientos armónicos.....	54
Ecuación 13. Transformada de Fourier	56
Ecuación 14. Transformada de Fourier discreta.....	56
Ecuación 15. Ley de Hooke.....	58
Ecuación 16. Energía potencial elástica	58
Ecuación 17. Fuerza amortiguadora.....	58
Ecuación 18. Segunda ley de Newton.....	58
Ecuación 19. Ecuación de movimiento en sistemas de N GDL.....	59
Ecuación 20. Ecuación de movimiento en sistemas libres sin amortiguamiento	59
Ecuación 21. Problema de autovalores: frecuencias de vibración.....	59
Ecuación 22. Problema de autovectores: modos de vibración	59
Ecuación 23. Solución al problema de autovalores para N GDL.....	59
Ecuación 24. Solución al problema de autovalores para 1 GDL	59
Ecuación 25. Constante piezoeléctrica.....	60

Siglas y acrónimos

Abreviación	Significado en español	Significado en idioma original
BJA	Junta de bolas	Ball joint assembly
BOP	Balance de planta	Balance of plant
CA	Ángulos críticos	Critical angle
CIEMAT	Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas	
CRS	Sistema de torre central	Central receiver system
CSP	Energía solar concentrada	Concentrated Solar Power
DFT	Transformada discreta de Fourier	Discrete Fourier Transform
DLR	Centro Aeroespacial Alemán	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DP-DPO	Difenilo-difenilóxido	Diphenyl-diphenyl oxide
DSG	Generación Directa de Vapor	Direct Steam Generation
E/S	Entrada y salida	
FFT	Transformada rápida de Fourier	Fast Fourier Transform
GUI	Interfaz gráfica de usuario	Graphical user interface
HTF	Fluido de transferencia térmica	Heat transfer fluid
JT	Tiempo de <i>jerk</i>	Jerk time
KU	Unidad cinemática	Kinematic unit
OLE	Vinculación e incrustado de objetos	Object Linking and Embedding
OPC	OLE para control de procesos	OLE for Process Control
PLC	Controlador lógico programable	Programmable logic controller
PSA	Plataforma Solar de Almería	
PTC	Captador cilindroparabólico	Parabolic trough collector
PV	Energía fotovoltaica	Photovoltaics
REPA	Interconexión flexible	Rotary and expansion performing assembly
RFHA	Unión de manguera flexible	Rotating flexible hose assembly
SCADA	Supervisión, control y adquisición de datos	Supervisory, control and data acquisition
SJ	Junta rotativa	Swivel joint

Lista de símbolos

Símbolo	Magnitud	Unidades
a	Aceleración de una oscilación	[m/s ²]
a_n	N-ésimo coeficiente de Fourier de los términos coseno	
A	Amplitud de una oscilación	[m]
\vec{A}	Aceleración de una oscilación como número complejo	[m]
b_n	N-ésimo coeficiente de Fourier de los términos seno	
c	Amortiguamiento de un cuerpo	[N·s/m]
\mathbf{c}	Matriz de amortiguamiento de un sistema	[N·s/m]
d	constante piezoeléctrica	[pC/N]
D	Corriente en el eje directo de un rotor	[A]
e	Número de Euler	
f	Frecuencia de una oscilación	[Hz]
\mathbf{f}	Vector de fuerzas externas sobre un sistema	[N]
F_c	Fuerza amortiguadora	[N]
F_{cyl}	Fuerza ejercida por cualquiera de los cilindros de rotación	[N]
$F_{cyl, east}$	Fuerza ejercida por el cilindro este	[N]
$F_{cyl, west}$	Fuerza ejercida por el cilindro oeste	[N]
F_e	Fuerza elástica	[N]
F_i	Fuerza de inercia	[N]
F_x	Fuerza aplicada en un material piezoeléctrico	[N]
j	Unidad imaginaria	
JT	Tiempo de <i>jerk</i>	[ms]
k	Rigidez de un cuerpo	[N/m]
\mathbf{k}	Matriz de rigidez de un sistema	[N/m]
K_p	Ganancia proporcional del controlador PI paralelo de velocidad	[N·m/rpm]
$l_{eff, east}$	Brazo de palanca del cilindro este	[mm]
$l_{eff, west}$	Brazo de palanca del cilindro oeste	[mm]
m	Masa de un cuerpo	[kg]
\mathbf{m}	Matriz de masa de un sistema	[kg]
M_{cyl}	Par de rotación generado por los cilindros	[kN·m]
$M_{f, st}$	Par de fricción estática	[kN·m]
M_g	Par gravitatorio	[kN·m]
Q	Corriente en el eje en cuadratura de un rotor	[A]
Q_x	Carga eléctrica generada en un material piezoeléctrico	[pC]
r_{acc}	Rampa de aceleración del servomotor	[rpm/s]
r_{dec}	Rampa de deceleración del servomotor	[rpm/s]
t	Tiempo	[s]
t_{go}	Tiempo de marcha del servomotor	[ms]
t_n	N-ésimo valor discreto de tiempos de muestreo	[s]
t_{stop}	Tiempo de parada del servomotor	[ms]
T_n	Tiempo integral del controlador PI paralelo de velocidad	[ms]

Símbolo	Magnitud	Unidades
U	Energía potencial almacenada	[J]
v	Velocidad de una oscilación	[m/s]
\vec{V}	Velocidad de una oscilación como número complejo	[m/s]
x	Desplazamiento de una oscilación	[m]
x_n	N-ésimo valor discreto de una señal muestreada	Depende de la señal
\vec{X}	Desplazamiento de una oscilación como número complejo	[m]
θ	Fase de una oscilación	[°]
π	Número pi	
τ	Período de una oscilación	[s]
φ	Modos de vibración de un sistema	
φ_0	Fase inicial de una oscilación	[°]
φ_{start}	Posición inicial del seguimiento solar de un captador	[°]
φ_{stop}	Posición final del seguimiento solar de un captador	[°]
φ_{stow}	Posición de descanso de un captador	[°]
ω	Frecuencia angular o pulsación de una oscilación	[rad/s]
ω	Frecuencias de vibración de un sistema	[rad/s]

Resumen

La energía solar es una de las energías renovables más empleadas debido a que el sol es una fuente de energía accesible, inagotable y no contaminante. La energía solar concentrada no es tan barata como la fotovoltaica, pero permite el uso de almacenamiento térmico para producir energía eléctrica durante horas nocturnas o incluso de manera ininterrumpida. Para reducir la inversión inicial de estos sistemas, uno de los pasos fundamentales es el ensayo de todos los procesos y componentes del sistema. Los grandes centros de investigación cumplen una labor muy importante para cumplir este propósito, como la Plataforma Solar de Almería. Una de las tecnologías más estudiadas allí son los captadores cilindroparabólicos, y uno de sus componentes principales son las interconexiones flexibles o REPA. Estos componentes se ensayan en un marco de colaboración con el Centro Aeroespacial Alemán en la instalación REPA, en condiciones nominales de operación, simulando en unas pocas semanas los ciclos equivalentes a la vida útil de estos componentes. Sin embargo, tras el montaje de un nuevo contrapeso, las oscilaciones de la estructura principal de la instalación se amplificaron, obligando a reducir la velocidad de operación y haciendo los tiempos de ensayo inviables. El objetivo de este trabajo es la compensación de dichas oscilaciones para permitir reducir los tiempos de ensayo de interconexiones flexibles en la mayor medida posible.

Palabras clave: Ensayos de vida acelerados, REPA, Oscilaciones.

Abstract

Solar energy is one of the most widely used renewable sources because sunlight is an easily accessible, endless and clean energy source. Concentrated solar energy is more expensive than photovoltaics but allows the use of thermal storage to produce electricity during night hours or even uninterruptedly. In order to reduce the initial investment of such systems, testing all their processes and components is fundamental. Research centers such as the Plataforma Solar de Almería play a very important role for this purpose. Parabolic trough collectors are one of the most studied technologies there, and Rotary and Expansion Performing Assemblies (REPA) are one of their main components. REPA are tested within a collaboration framework with the German Aerospace Center in the REPA facility under actual operating conditions, simulating the number of cycles equivalent to the lifetime of the component in a few weeks. However, after the installation of a new counterweight, the oscillations of the facility main structure were amplified, making the test times unfeasible. The goal of this work is to compensate these oscillations, thereby reducing REPA test times as much as possible.

Keywords: Accelerated lifetime testing, REPA, Oscillations.

1. Introducción

1.1. Interés

Se sabe que, desde la revolución industrial, los niveles de emisión de CO₂ se encuentran en aumento y, con ellos, la temperatura media global de la Tierra [1], como se muestra en la **Figura 1**. Las acciones necesarias para frenar este aumento deben ser medidas multilaterales adoptadas por todos los países, y en especial, por los más contaminantes.

En este sentido, el Acuerdo de París [2] se trata de la primera actuación global con carácter vinculante contra el cambio climático, acordada por los 195 miembros de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático. En este acuerdo, se pactó limitar el incremento de temperatura media global a un máximo de 2 °C a finales de siglo, respecto a niveles preindustriales, reduciendo las emisiones contaminantes y procurando una gestión sostenible de los recursos que sea compatible con los flujos financieros.

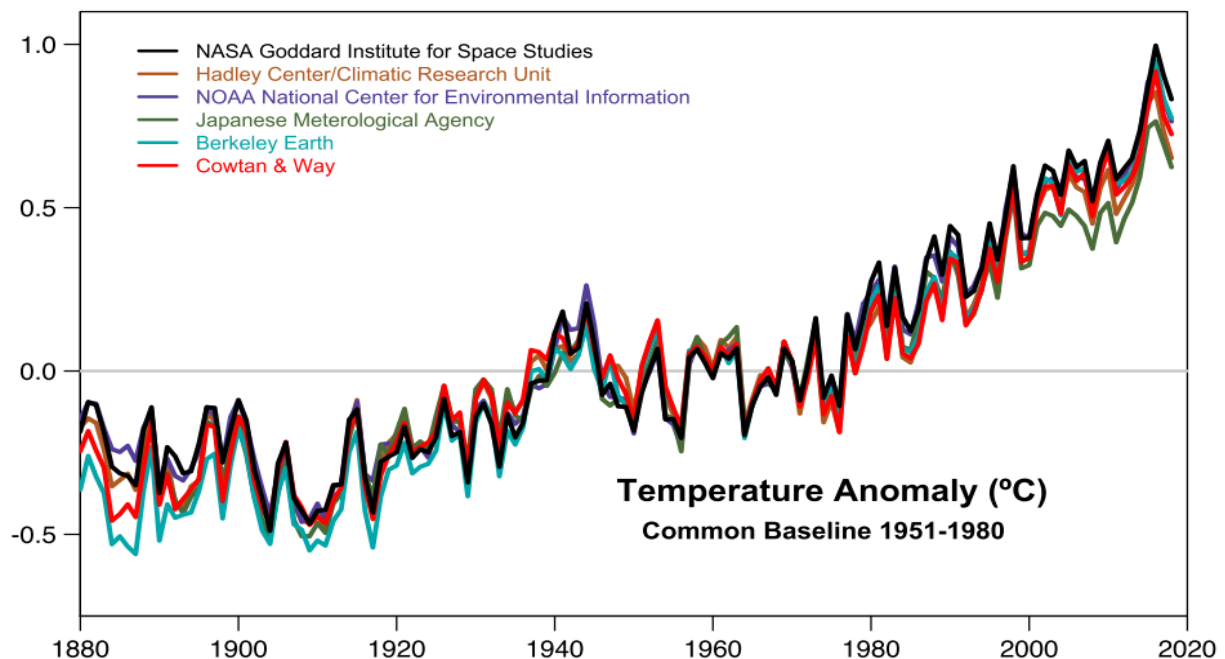


Figura 1. Variación de la temperatura media global según seis estudios distintos [1].

En este uso sostenible de los recursos disponibles juegan un papel fundamental las energías renovables. Existen muchos tipos distintos de energías renovables según su obtención, pero una de las más empleadas es la energía solar, debido a su gran disponibilidad geográfica y a que su recurso, el sol, es no contaminante y virtualmente inagotable. Dependiendo de la manera en la que se aprovecha la radiación proveniente del sol, se puede distinguir entre energía fotovoltaica o *Photovoltaics* (PV), que emplea esta radiación para producir electricidad directamente por efecto fotoeléctrico; y energía solar térmica o termosolar que, en su lugar, la utiliza para calentar un fluido.

En el sector eléctrico, es común el uso de la energía térmica solar de concentración o *Concentrated Solar Power* (CSP), para la cual se utilizan grandes captadores compuestos de múltiples facetas reflectantes que enfocan toda la luz solar sobre un receptor de pequeña superficie. Dentro de este receptor se hace circular un fluido de transferencia térmica o *Heat Transfer Fluid* (HTF), que absorbe todo el calor incidente y puede utilizarse para producir vapor, con el que posteriormente alimentar una turbina para generar electricidad.

También es común el uso de PV, cuya principal ventaja es su menor coste inicial, de operación y de mantenimiento, ya que prácticamente solo se requiere de los módulos PV y un inversor para comenzar a proporcionar electricidad aprovechable. Sin embargo, su principal desventaja surge por la disponibilidad del recurso solar y su dependencia de las condiciones climáticas: durante la noche y en días nublados, no existe generación, y para abastecer la demanda, es necesario el uso de baterías, cuyos altos precios para capacidades de almacenamiento moderadas disminuyen la ventaja de los sistemas PV. Pero aquí es donde se puede encontrar la ventaja de los sistemas CSP frente a los PV, pues permiten el uso de almacenamiento térmico para prolongar el abastecimiento de la demanda más allá de las horas diurnas, permitiendo la generación eléctrica a potencia nominal durante la noche, intervalos nubosos o incluso de manera ininterrumpida [3].

Sin embargo, el coste de los sistemas CSP es todavía demasiado alto y entraña riesgos. Para que su competitividad aumente, se debe disminuir la inversión inicial de sus componentes, y aumentar su robustez frente a fallos. Un paso necesario y fundamental para cumplir ambos objetivos es el ensayo de todos los procesos y componentes que forman el sistema y su mejora continua. Los centros de investigación y desarrollo, junto a los fabricantes y las propias instalaciones comerciales juegan un papel esencial para realizar dicha labor. La Plataforma Solar de Almería o PSA (**Figura 2**), perteneciente al Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT) es pionera en el ámbito de la energía solar, al tratarse del mayor centro de investigación en tecnologías de concentración de Europa [4]. En la PSA se realizan ensayos tanto de componentes aislados y materiales como de lazos completos de captadores, bajo condiciones de operación reales a las que estarían sometidos en cualquier instalación comercial.

Una de las tecnologías más estudiadas en la PSA son los captadores cilindroparabólicos, en los que se emplea un receptor con forma de tubo por el que circula el HTF y sobre el que se concentra la radiación solar. Como la posición del sol en la bóveda celeste cambia a lo largo del día, estos captadores rotan para conseguir la máxima eficiencia posible. Esto implica que, al rotar solidariamente a los espejos, una parte del circuito de HTF es móvil mientras que otra parte es fija. Se debe cerrar el circuito de HTF, pero a su vez, permitir el movimiento relativo entre ambas partes, tanto de rotación como por expansión térmica del tubo receptor, que puede ser de hasta 1,3 m cada 150 m [5]. La solución a este problema es el uso de interconexiones flexibles, conocidas como *Rotary and Expansion Performing Assembly* (REPA).

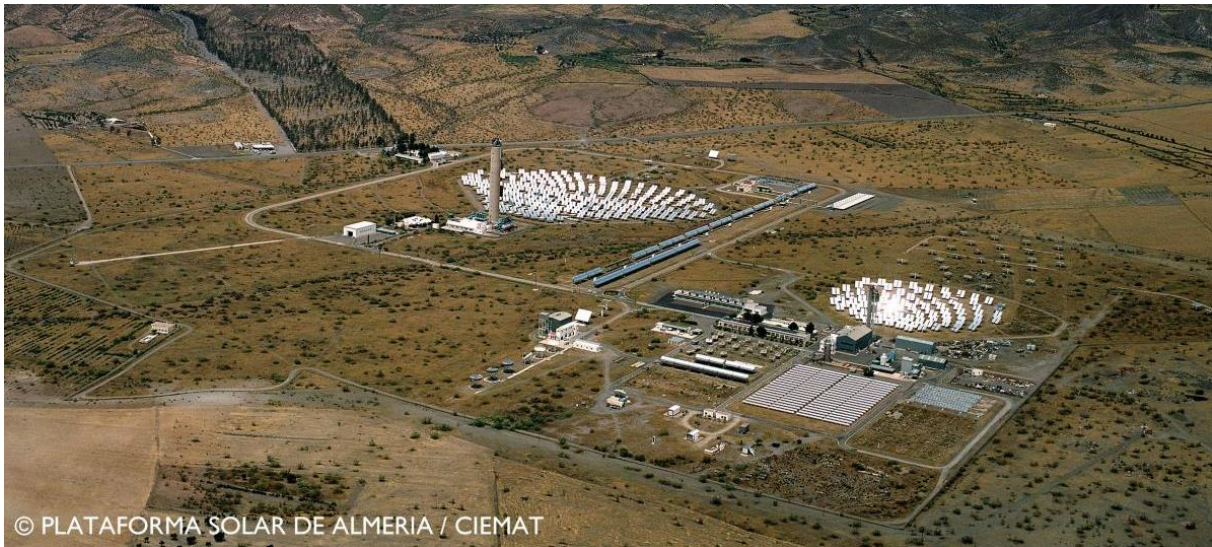


Figura 2. Vista panorámica aérea de la PSA [4].

En una instalación típica de 120 lazos de captadores se pueden llegar a encontrar aproximadamente 960 REPA, por lo que son un componente muy numeroso, suponiendo un coste total de más de un millón de euros [6]. Además, el fallo de un REPA tiene consecuencias catastróficas a muchos niveles:

- **A nivel de seguridad:** ya que las fugas pueden ocasionar incendios y emisión de gases tóxicos [7], al disminuir súbitamente la presión del aceite caliente.
- **A nivel medioambiental:** por el vertido al exterior tanto del HTF líquido como de los gases de combustión si ocurre un incendio, ya que la mayoría de los HTF empleados típicamente son contaminantes.
- **A nivel económico:** tanto por el reemplazo del REPA adecuado y el resto de los componentes dañados en el fuego, como por los costes asociados a la parada de la planta hasta que dichos componentes sean reemplazados.

Además, los REPA están sometidos a multitud de cargas, como fricción, carga mecánica o fatiga, que a menudo son difíciles de estimar. Las condiciones de trabajo también son exigentes, al ser afectados por la radiación solar, alta temperatura, lluvia o el flujo interno del HTF. Todos estos factores muestran la importancia de que los REPA sean componentes a prueba de fallos y deban ser ensayados.



Figura 3. Tipos de REPA y consecuencias de su fallo. Izquierda: REPA de junta de bolas. Centro: REPA de manguera flexible. Derecha: incendio provocado por el fallo de un REPA en la planta de Andasol [7].

Varias de las instalaciones en la PSA se encuentran dentro del marco de colaboración con el Centro Aeroespacial Alemán o *Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt* (DLR) [8]. Las tareas de investigación de DLR se centran en cinco áreas: “Aeronáutica”, “Espacial”, “Energía”, “Transporte” y “Seguridad y Defensa”. Dentro del área de Energía, se halla el Instituto de Investigación Solar, con una de sus sedes en Almería, realizando experimentos de cualificación de componentes de tecnología CSP en la PSA. Una de las instalaciones de colaboración mencionadas está dedicada al estudio de las interconexiones flexibles, un banco de ensayos conocido también como REPA (**Figura 4**). Esta instalación surge de la necesidad de ensayar los REPA en condiciones de operación realistas, que no dependan de condiciones externas como radiación solar y en un tiempo de ensayo lo más pequeño posible. Su estructura principal se basa en un captador comercial *EuroTrough* modificado, de manera que la distancia focal puede ser ajustada, la temperatura del HTF modificada con calentadores y el movimiento de expansión térmica es simulado mediante dos cilindros hidráulicos y dos brazos que pivotan. La rotación la efectúa una manivela que convierte el movimiento lineal de dos cilindros hidráulicos en giro.



Figura 4. Estructura principal del banco de ensayos REPA [Cortesía de DLR].

Durante el proceso de implantación de este sistema, se diseñó un contrapeso para equilibrar el par en el eje de rotación y reducir tanto la torsión de dicho eje como el par motor del servomotor durante todo el giro y en especial, en el arranque. El montaje de este contrapeso, sin embargo, puso de manifiesto un problema de diseño con los rodamientos que permiten la rotación y amplificó las oscilaciones naturales de la estructura. Las oscilaciones obligaron a reducir la velocidad de rotación del banco y aumentó la duración de los ensayos de vida acelerados de REPA, volviéndolos inviables. Tras reducir la holgura de los rodamientos, desmontar parcialmente el contrapeso y disminuir el valor de las rampas de aceleración del servomotor, la amplitud y aparición de las oscilaciones se redujo considerablemente, aunque el problema aún persistía.

El propósito de este trabajo es encontrar una solución al problema no resuelto de las oscilaciones, de manera que la rotación del banco de trabajo esté libre de oscilaciones y los tiempos de ensayo de vida de REPA se reduzcan en la mayor medida posible. La realización de este trabajo ha sido acompañada de una estancia de un año en DLR.

1.2. Objetivo

El principal objetivo es la reducción de los tiempos de ensayo en la instalación REPA en la mayor medida posible, mediante el análisis y la compensación de las oscilaciones de gran amplitud que experimenta la unidad cinemática del banco de ensayos, al incrementarse la velocidad de operación máxima admisible.

Este objetivo puede descomponerse para su realización en otros más sencillos:

- Análisis de las vibraciones existentes, búsqueda de soluciones para su compensación y planteamiento de alternativas.
- Desarrollo e implementación de un algoritmo para la compensación de oscilaciones.
- Medida de la reducción del tiempo de ensayo mediante reducción de la amplitud de las oscilaciones o su frecuencia de aparición.

1.3. Fases de desarrollo y cronograma

Las fases en las que se ha dividido finalmente este trabajo para poder cumplir los objetivos planteados han sido las siguientes:

1. Revisión bibliográfica y estudio de problema: lectura de la documentación existente, reuniones de equipo orientativas y visitas a la instalación.
2. Planteamiento y discusión de enfoques de resolución: propuesta de las distintas maneras de abordar el problema, su viabilidad y elección de las más convenientes.
3. Estudio de indicadores de oscilación: búsqueda de parámetros de la instalación que permitan detectar la presencia de oscilaciones y discusión de su utilidad.
4. Ensayos de provocación de oscilaciones: diseño y realización de ensayos para encontrar qué tipo de ciclo permite reproducir el fenómeno de las oscilaciones en condiciones controladas y análisis posterior.
5. Ensayos con acelerómetros: diseño y realización de ensayos con medidas de aceleración en el *traverse* (**Apartado 3.1.2**) y análisis de los datos obtenidos.
6. Ensayos de suavizado de perfiles: diseño y realización de ensayos modificando los perfiles de velocidad del servomotor y análisis posterior.
7. Ensayos de resintonización del PID del servocontrolador: diseño y realización de ensayos ajustando los valores predeterminados del PID del servocontrolador y análisis de los resultados obtenidos.
8. Redacción de la memoria: elaboración del presente documento.

En la **Tabla 1** se puede consultar la fecha de inicio y finalización de todas las etapas mencionadas, así como una estimación del tiempo total empleado en cada una de ellas. Se presenta además un cronograma tipo diagrama de Gantt (**Figura 5**) en el que se puede visualizar más fácilmente la extensión de cada una de las etapas anteriores a lo largo del tiempo.

Fases	Horas estimadas	Fecha inicio	Fecha final
Fase 1 – Revisión bibliográfica y estudio el problema	50	1/10/2021	11/11/2021
Fase 2 – Planteamiento y discusión de enfoques de resolución	40	5/10/2021	11/11/2021
Fase 3 – Estudio de indicadores de oscilación	15	22/10/2021	28/10/2021
Fase 4 – Ensayos de provocación de oscilaciones	25	28/10/2021	12/11/2021
Fase 5 – Ensayos con acelerómetros	150	11/11/2021	3/03/2022
Fase 6 – Ensayos de suavizado de perfiles	100	18/03/2022	8/06/2022
Fase 7 – Ensayos de resintonización de PID	60	17/05/2022	8/06/2022
Fase 8 – Redacción de la memoria	95	16/05/2022	2/06/2023

Tabla 1. Fases de realización de este trabajo con fechas de inicio, de finalización y horas dedicadas.

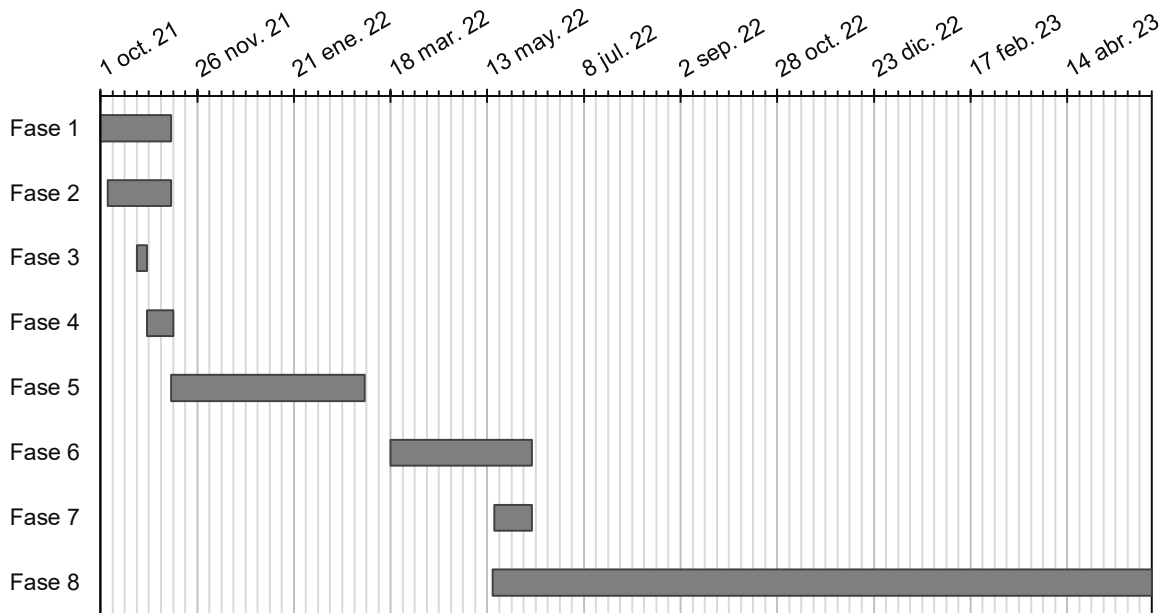


Figura 5. Cronograma de las fases de realización de este trabajo.

2. Revisión bibliográfica

2.1. Tecnología CSP

Si bien la cantidad de energía procedente del sol es muy grande, esta energía se reparte sobre toda la superficie de la Tierra, lo que lo hace una fuente dispersa de energía, incapaz de generar trabajo directamente en un ciclo termodinámico. Por este motivo, las tecnologías CSP emplean grandes captadores que reciben la radiación solar y la reflejan hacia un pequeño receptor. Así, se consigue multiplicar de manera efectiva la potencia de la radiación solar incidente, al recoger la energía correspondiente a una superficie extensa y enfocarla sobre la pequeña área del receptor.

A diferencia de la tecnología PV, se aprovecha el calor producido por la radiación solar que, una vez concentrada, es utilizada para calentar un fluido. La energía térmica almacenada en dicho fluido se utiliza con multitud de aplicaciones, como fuente de calor en procesos industriales, para producción eléctrica, en procesado de materiales, tratamiento de aguas o procesos químicos, entre otras (ver **Figura 6**). Esta energía puede ser almacenada en tanques aislados térmicamente, y utilizarse cuando se considere conveniente, aumentando la rentabilidad económica de las instalaciones CSP. A menudo, cabe la posibilidad de “hibridar” la instalación, es decir, complementar la producción de calor por concentración empleando otras fuentes, como combustibles fósiles, biomasa o PV, cuando la generación sea inferior a la demanda o el almacenamiento térmico resulte insuficiente.

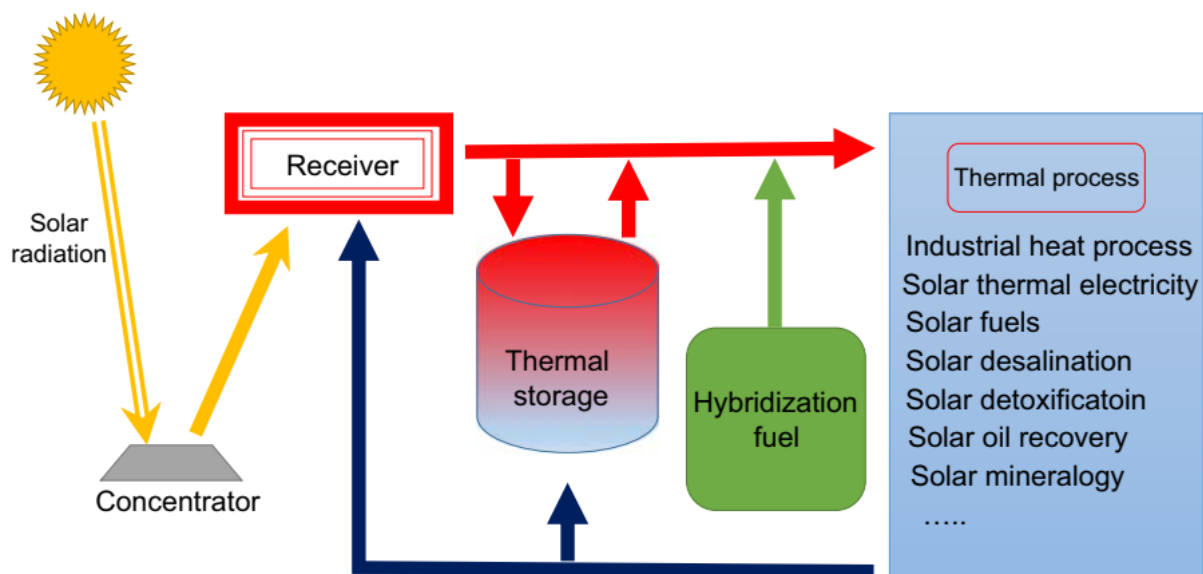


Figura 6. Esquema general de una instalación CSP [9].

Existen diversas tecnologías CSP, que pueden ser clasificadas en función del número de captadores que utilizan y de la geometría del receptor. Esto da lugar a cuatro tecnologías diferentes, enumeradas en la **Tabla 2**.

		Número de captadores	
		Uno	Varios
Geometría del foco	Lineal	Captadores cilindroparabólicos	Captador lineal Fresnel
	Puntual	Discos parabólicos	Sistemas de torre central

Tabla 2. Clasificación de tecnologías CSP.

2.1.1. Discos parabólicos

Los discos parabólicos consisten en una superficie con forma de paraboloides de revolución, tal que su foco es un único punto, donde se situará el receptor, que se encuentra fijo a la estructura del disco. El disco utiliza un sistema de seguimiento solar en dos ejes para enfocar la luz sobre el receptor, que se mueve de manera solidaria al disco, de manera que la radiación incida en la dirección del eje del paraboloides. La superficie del disco puede estar conformada por múltiples espejos planos llamados “facetas”, dispuestos alrededor del foco para aproximar la superficie parabólica, aunque también se puede construir en una pieza. Es común el uso de membranas que, al vacío, se estiran y adoptan la curvatura requerida, al ajustar la presión de succión de esta.

El receptor debe diseñarse de manera que la sombra que este y su soporte crean sobre el disco sea mínima; y que su masa sea la menor posible para facilitar el seguimiento. Comúnmente emplean un motor Stirling en su receptor, de manera que convierten el calor en energía mecánica y a continuación, en energía eléctrica. También admiten el uso de HTF para aplicaciones térmicas, aunque es un sistema más difícil de incorporar debido al movimiento en dos ejes del receptor. A continuación, se muestra un esquema de un captador disco parabólico:

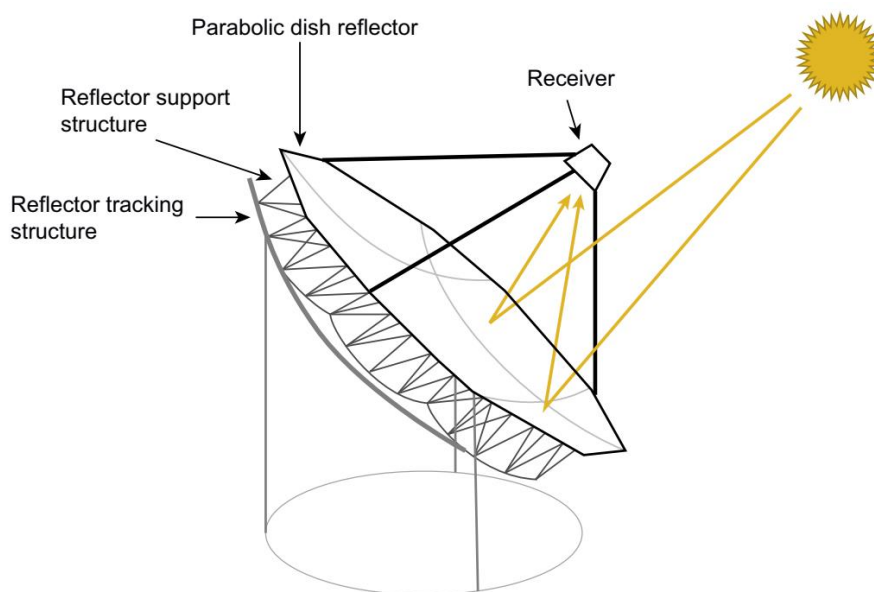


Figura 7. Esquema de un disco parabólico [9].

El factor de concentración de los discos parabólicos siempre ha sido reducido, aunque actualmente pueden encontrarse modelos comerciales de factor mayor a 2000 [9], gracias al seguimiento solar en dos ejes con el que siempre se mantienen enfocados, lo que convierte a los discos parabólicos en la tecnología CSP con mayor rendimiento.

2.1.2. Sistemas de torre central

Un sistema de torre central o *Central Receiver Systems* (CRS) utilizan numerosos espejos planos llamados heliostatos para concentrar la radiación solar incidente y enfocarla hacia un único punto, mediante seguimiento en dos ejes. En este punto se dispone un receptor, normalmente a gran altura para que los heliostatos abarquen la mayor cantidad de superficie posible sin producirse sombras entre ellos. Además de evitar sombras, es necesario optimizar la altura de la torre, la disposición y el tamaño de los heliostatos para que no existan colisiones entre ellos, se minimice la cantidad de tubería usada y existe un espacio suficiente para el mantenimiento del campo. A continuación, se muestra un esquema típico de instalaciones CRS:

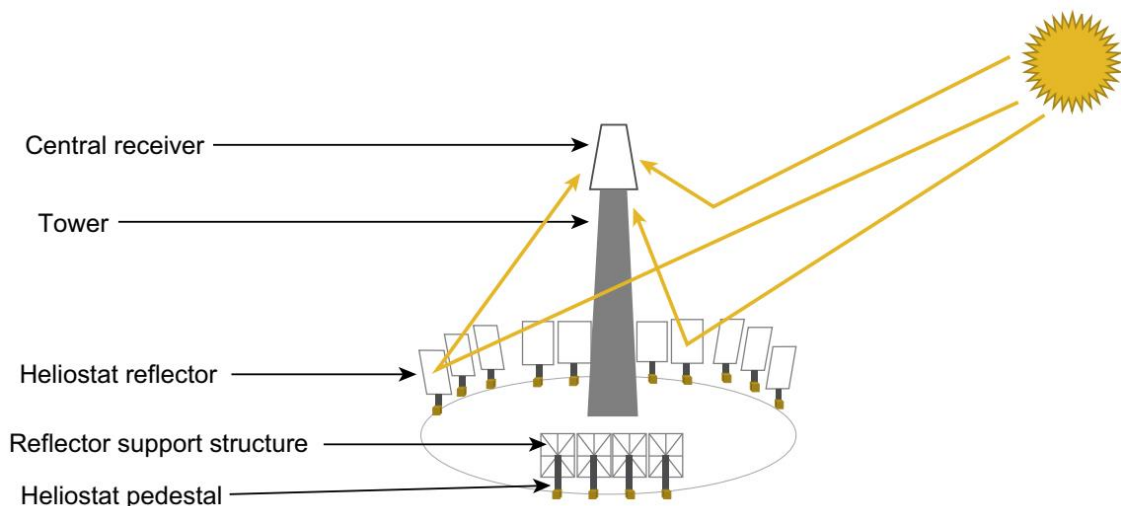


Figura 8. Esquema de un sistema de torre central [9].

Debido a las largas distancias que tienen que recorrer los haces de luz hasta alcanzar el receptor central, las instalaciones CRS no son tan aconsejables en localizaciones con gran cantidad de polvo y partículas disueltas en el aire, debido a las pérdidas por atenuación que se producen por la interacción con estos componentes de la atmósfera. Estas pérdidas pueden suponer un porcentaje nada despreciable de la potencia total y son mayores cuanto más grande sea el campo de captadores y mayores sean las distancias entre heliostatos y receptor, suponiendo una limitación más a la hora de dimensionar la instalación. Sin embargo, debido a su extensión, son la tecnología CSP con mayor potencia, con un factor de concentración que puede rondar entre 500 y 800 para modelos comerciales [9], aunque es posible alcanzar valores mucho mayores.

2.1.3. Captadores cilindroparabólicos

La tecnología de captadores cilindroparabólicos emplea grandes espejos de sección parabólica, para concentrar la radiación solar entorno al receptor, consistente en un tubo situado en la línea que une el foco de las distintas parábolas que conforman la superficie del captador. Al igual que con algunos tipos de disco, la forma parabólica no se construye en una sola pieza, sino que se utilizan múltiples facetas situadas alrededor del foco para aproximar su curva.

Por su carácter lineal, varios módulos PTC pueden ser dispuestos seguidamente uno detrás del otro formando hileras, y estas hileras a su vez, en paralelo, formando con sus tuberías lazos cerrados. El tubo receptor puede ser dispuesto de forma que el HTF entre por un extremo y salga por el otro, que existan salidas intermedias o que salga por el mismo extremo usando doble tubo. A continuación, se muestra un esquema de un PTC típico:

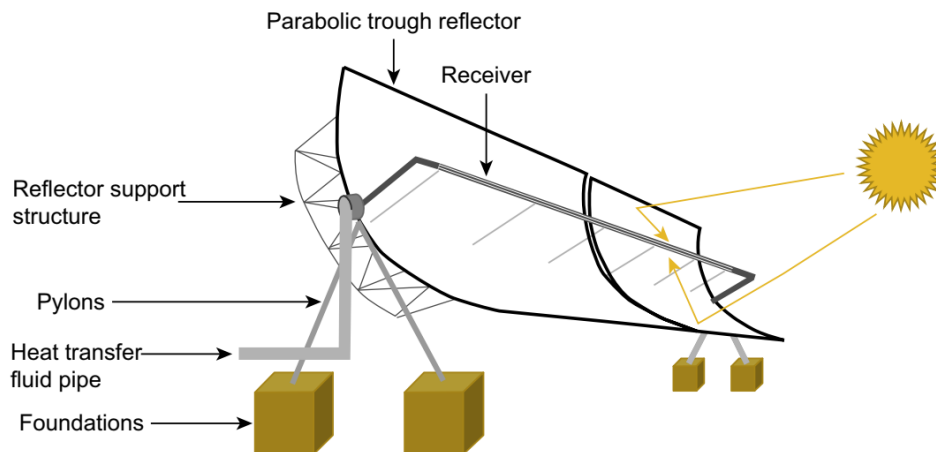


Figura 9. Esquema de un captador cilindroparabólico [9].

Los PTC disponen de un sistema de seguimiento para mantener los haces de luz en el menor ángulo posible respecto al eje de su parábola y conseguir el mejor enfoque sobre el tubo receptor. Los PTC disponen de seguimiento en un eje, de manera que cada uno de ellos concentra la radiación solar en dirección al tubo receptor. La orientación de todo el sistema dependerá de si se desea maximizar la producción en estaciones y horas concretas del día o el balance anual. Se utiliza alineación norte-sur y seguimiento este-oeste para optimizar la energía anual total y por tanto, el retorno económico, con mejores rendimientos en los meses de verano. Esta es la alineación más común. Por el contrario, con una alineación este-oeste y seguimiento norte-sur se consiguen mejores valores en los meses de invierno que en el caso anterior, con rendimiento máximo durante el mediodía solar, cualquier día del año.

La distribución de PTC en los lazos se optimiza para evitar sombras, reducir la cantidad de tubería y disponer de un espacio suficiente para su mantenimiento, entre otros factores. Pueden encontrarse modelos comerciales con factores de concentración entre 50 y 80 [9].

2.1.4. Captador lineal Fresnel

En los captadores lineales Fresnel, se emplean varios espejos rectos individuales dispuestos paralelamente al receptor, una tubería estática por la que circula el HTF. Sobre el receptor suele ser común instalar un segundo reflector que redirige los haces de luz que no inciden sobre el tubo en su primera reflexión. Los espejos disponen de seguimiento solar en un solo eje y su alineación sigue los mismos criterios que en el caso de PTC. Al ser otra tecnología de foco lineal, las instalaciones tipo Fresnel pueden ser dispuestas en hileras, resultando en un único tubo receptor de gran longitud. Se muestra a continuación un esquema de un captador lineal Fresnel:

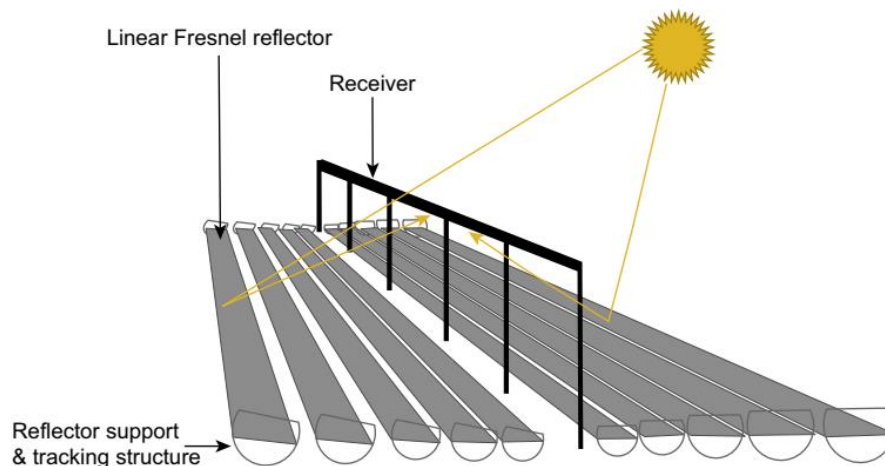


Figura 10. Esquema de un captador lineal Fresnel [9].

Al tratar de optimizar un sistema tipo Fresnel, se debe ajustar el ancho de los espejos y su separación de manera que se abarque la mayor superficie posible, pero sin que se produzcan sombras ni se encarezca el sistema de seguimiento de los mismos. Modelos comerciales para captadores Fresnel alcanzan factores de concentración de entre 30 a 70 [9].

2.1.5. Interconexiones

Nótese que, en el caso de instalaciones de PTC, el tubo receptor se desplaza junto al captador en su movimiento de seguimiento solar, mientras que, las tuberías que alimentan y reciben el HTF del módulo, son fijas, lo cual impide el uso de uniones fijas como son las juntas soldadas, elementos roscados o pernos. En este caso, se debe incorporar un elemento en cada extremo del tubo receptor de la hilera que permita el giro entre este y las tuberías fijas, los interconectores. A su vez, estos elementos deben absorber el movimiento de traslación que produce la expansión térmica del receptor. Aunque esta expansión supone menos de un 1% de la longitud total, debido a la adición sucesiva de módulos PTC en hilera, puede tener un valor de 1,3 m para una longitud de tubo de 150 m [5].

Debido a la necesidad de compensar movimientos de rotación y traslación, los interconectores son también conocidos como *Rotation and Expansion Performing Assemblies* o (REPA). Actualmente, existen dos modelos distintos de REPA usados comercialmente, las juntas rotativas o de bolas y las mangueras flexibles. A continuación, se presenta una fotografía de cada uno de ellos:



Figura 11. Modelos de interconectores. Junta de bolas (izq.) y manguera flexible (der.) [6].

Las juntas de bolas o *Ball Joint Assemblies* (BJA) se componen de tres rótulas en serie que, encadenadas, otorgan la movilidad suficiente para realizar los movimientos de rotación y traslación necesarios. Estas rótulas necesitan ser a prueba de fugas por motivos de seguridad, debido a la alta presión y temperatura del HTF, por lo que habitualmente emplean un sistema de anillos metálicos a presión (ver **Figura 12**) entre los cuales se inyecta un material sellante que reduce la fricción e inhibe escapes de HTF, habitualmente grafito reforzado [5].

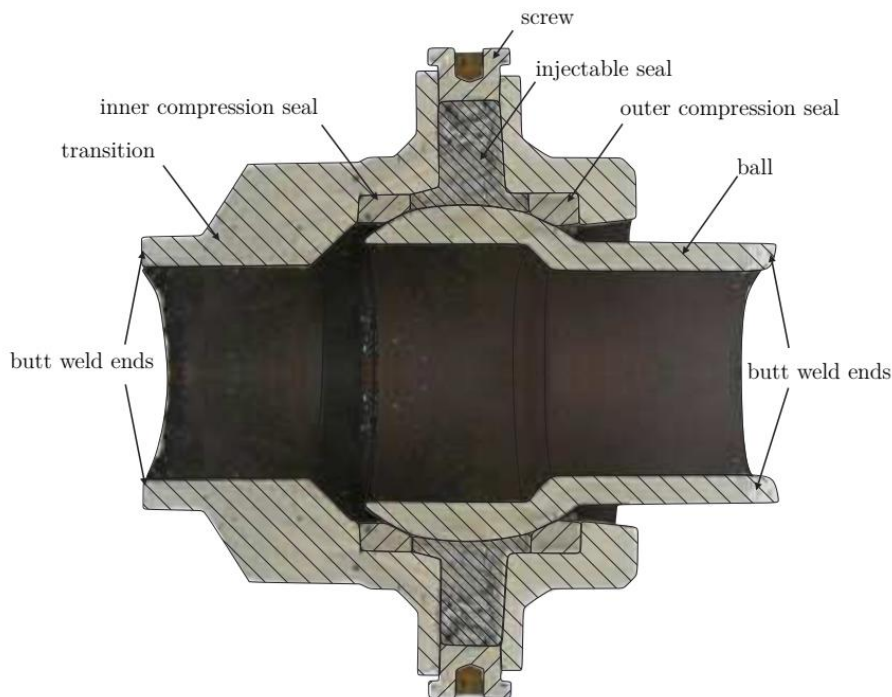


Figura 12. Corte de la rótula de una junta de bolas [10].

Sin embargo, el material sellante de las BJA se consume poco a poco y necesita ser repuesto regularmente para evitar fugas dentro de la rótula. Las BJA más modernas permiten ser rellenas en condiciones de operación del HTF para evitar así un corte por mantenimiento [5]. Además, el desgaste de la propia BJA con el tiempo provoca microfugas de HTF a través de la rótula, lo cual supone una desventaja para este tipo de REPA y es un problema estudiado en la actualidad.

Las uniones de manguera flexible, conocidas como *Rotating Flexible Hose Assemblies* (RFHA), por el contrario, están constituidas por un único tubo de metal flexible. Las uniones de un RFHA con el receptor del PTC y con las tuberías fijas permiten absorber el movimiento de rotación, mientras que la propia flexibilidad de la manguera permite que se adapte al movimiento de traslación. Las RFHA están constituidas por varias capas como se muestra en la **Figura 13**, habitualmente por un tubo interior corrugado por el que circulará el HTF, y una capa exterior de metal trenzado que protege del desgaste. Pueden incorporar una armadura que aporta protección extra frente a agentes externos como la lluvia o el polvo.

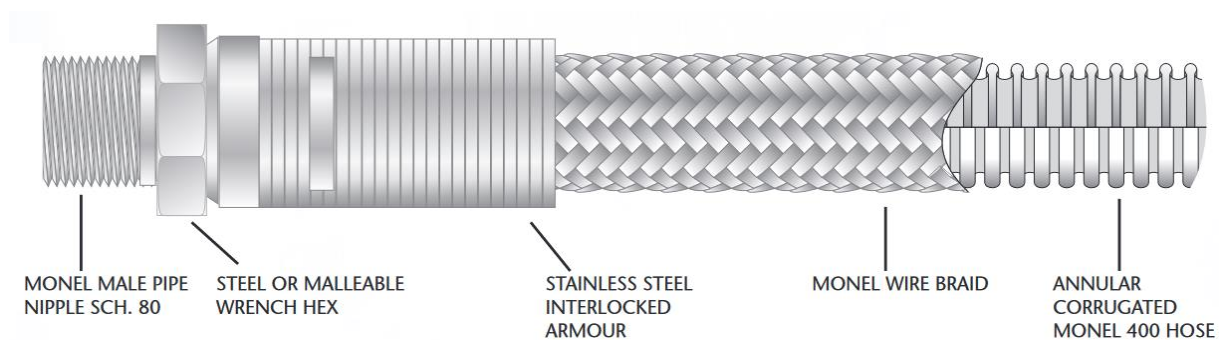


Figura 13. Modelo comercial de manguera flexible [11].

Su ventaja frente a las BJ es que son totalmente estancas. A pesar de ello, tienen el defecto de que, por su constitución, son vulnerables a la fatiga, y su vida útil suele estar por debajo de la vida de diseño habitual de los REPA. Se sospecha que los cambios entre fricción estática y dinámica que se produce en los movimientos intermitentes del RFVA¹ son la causa de este hecho, tema de investigación actualmente en algunos bancos de ensayo de REPA del mundo.

Al igual que ocurre con las tuberías de la instalación, los REPA necesitan ser calorifugados, es decir, cubiertos de aislante térmico, para evitar pérdidas de energía por la diferencia de temperatura entre el HTF caliente y el aire. Es común el uso de lana de vidrio o de roca para este propósito, por su facilidad para acomodarse a la forma de los REPA y las tuberías de HTF. Por último, cabe mencionar que las juntas rotativas o *swivel joints* (SJ) que unen las tuberías fijas con las juntas de bolas o mangueras flexibles también se consideran parte de las interconexiones y son necesarias, aunque los fabricantes normalmente las vendan por separado.

¹ Los desplazamientos incrementales durante el seguimiento solar y las paradas por “*dumping*”: desenfocados realizados cuando la temperatura del HTF aumenta excesivamente.

2.1.6. Fluidos de transferencia térmica

En cualquier aplicación que requiera intercambio de calor, suele ser necesario el uso de un fluido que permita extraer calor en una etapa del proceso y aportarlo en otra distinta, o incluso almacenarlo para su aprovechamiento posterior. Para cumplir este propósito, se utilizan los fluidos de transferencia térmica o HTF.

Los HTF deben disponer de ciertas propiedades para desempeñar su función.

- Un poder calorífico elevado les permite absorber y liberar una mayor cantidad de energía para unas temperaturas de operación determinadas, siendo posibles mayores intercambios de calor.
- Su transporte debe ser fácil y seguro:
 - La temperatura de ebullición del fluido debe ser superior a la temperatura de trabajo, de manera que el HTF no corra el riesgo de vaporizarse, degradándose algunos tipos de HTF y afectando a equipos como bombas.
 - Deben ser superiores también las temperaturas de inflamabilidad, de ignición y de autoignición², para evitar la combustión indeseada de vapores dentro del circuito.
 - Se debe cuidar la temperatura de fusión del HTF, para que no corra el riesgo de cristalizarse o solidificarse durante la operación o su almacenamiento.
 - Una viscosidad no muy elevada facilita el flujo de HTF.
 - No deben ser corrosivos para el material de las tuberías por las que circulan.
- Deben ser lo más económicos posible. Suelen utilizarse en grandes cantidades y algunos tipos de HTF requieren renovación periódica, ya que se degradan con el uso.
- Es conveniente que no sean sustancias químicamente activas, ni tóxicas, ni contaminantes, debido a los posibles riesgos de fugas o vertidos al exterior del circuito de HTF.

En la actualidad, se utilizan diversos tipos de HTF en aplicaciones CSP [10], [12]. El agua es una de las opciones más asequibles posibles, utilizada en los sistemas de Generación Directa de Vapor o *Direct Steam Generation* (DSG). Los sistemas DSG se utilizan en algunas aplicaciones CSP de receptor lineal como Fresnel, y consisten en hacer circular agua directamente por el tubo receptor, produciéndose vapor sobrecalentado que será dirigido directamente a una turbina para producir electricidad. Los sistemas DSG tienen la ventaja de que permiten simplificar las instalaciones al no necesitarse otro fluido intermedio, como muestra la **Figura 14**.

² **Punto de inflamabilidad:** temperatura a la que una sustancia se prende en presencia de una llama y deja de arder al retirarse la fuente de calor.

Punto de ignición: temperatura a la que una sustancia comienza a arder en presencia de una llama y la combustión se mantiene incluso aunque se retire la fuente de calor.

Punto de autoignición: temperatura a la que una sustancia comienza a arder sin presencia alguna de fuentes de calor.

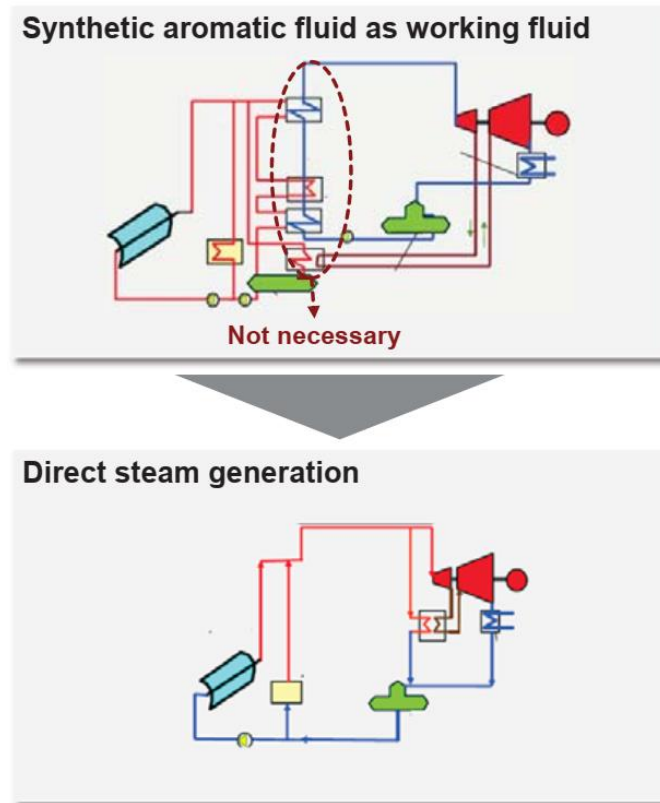


Figura 14. Simplificación de una instalación PTC con DSG [12].

Las simplificaciones que conllevan la DSG pueden suponer una reducción en los costes totales de la planta del 5%. Además, la utilización de vapor como HTF permite aumentar la temperatura y presión de operación, lo que repercute en un aumento de la eficiencia del ciclo termodinámico de hasta un 7% [12]. La desventaja de los sistemas DSG es que no existen métodos eficientes de almacenamiento térmico con vapor de agua, ya dicha etapa suele implementarse con el uso de aceites o sales fundidas, no necesarios con vapor como HTF. Además, la circulación de agua por el tubo receptor se produce en flujo bifásico, formando una capa de líquido y una capa de vapor que circulan a diferentes velocidades, aumentando la complejidad del sistema. Otra consecuencia es la presencia de dos perfiles de temperatura en las distintas secciones de la tubería, lo que conlleva estrés térmico para el tubo receptor [10].

El tipo de HTF más común en instalaciones CSP actuales son los aceites térmicos, que pueden tener como base hidrocarburos aromáticos o siliconas. Entre los del primer tipo, compuestos orgánicos derivados de la destilación del petróleo, el más empleado en la actualidad es el difenilo-difenilóxido o DP-DPO (Diphenyl-Diphenyl Oxide), consistente en una mezcla eutéctica de un 26,5 % de difenilo y un 73,5 % de difenilóxido. A pesar de sus buenas propiedades térmicas, el DP-DPO tiene ciertas desventajas. La máxima temperatura a la que puede operar es 400 °C, un factor limitante a la hora de aumentar la eficiencia de la instalación. Asimismo, su temperatura de fusión, de 12 °C, supone riesgo de solidificación del HTF, especialmente en la madrugada o durante el invierno [5].

Entre las soluciones más implementadas para evitar este problema, está la circulación continua del HTF por el sistema incluso cuando la instalación se encuentra parada. El bombeo proporciona la energía necesaria al DP-DPO para evitar la formación de cristales en el líquido. En casos más extremos, es necesario el *tracing*, la instalación de calefacción en las tuberías del sistema para mantener el HTF por encima de su punto de congelación. Además, el uso continuo del DP-DPO durante períodos prolongados de tiempo puede dar lugar a su descomposición. La fragmentación de las cadenas aromáticas del DP-DPO da lugar a un aumento de viscosidad por el aumento de partículas en la mezcla, dificultando el flujo de HTF por el sistema y aumento el trabajo de las bombas; pero también genera moléculas cancerígenas para el ser humano, como el benceno [5]. La marca comercial más extendida de DP-DPO es *Therminol® VP-1* de *Eastman* [13].

Por otro lado, entre los aceites sintéticos basados en siliconas, los más empleados son aquellos basados en siloxanos, compuestos por cadenas de silicio y oxígeno, conocidos como polidimetilsiloxanos, o dimeticonas. Los aceites de siliconas destacan, por ser inodoros, de baja toxicidad oral y estables térmicamente, con puntos de fusión por debajo de cero, frente al DP-DPO, con un umbral oloroso de 9 partes por mil millones, que se descompone en sustancias tóxicas y se solidifica a bajas temperaturas ambientes. Este bajo punto de fusión resulta implica una gran facilidad para bombear el aceite incluso a bajas temperaturas, sin la necesidad de *tracing* o de mantener una circulación continua del HTF durante cierres prolongados de la planta. Estas características, sumadas a que no requieren de instalaciones auxiliares o modificaciones sustanciales en instalaciones ya existentes, hace de los aceites de silicona una opción excelente en aplicaciones actuales [10].

Algunas marcas comerciales de aceites de silicona son *Syltherm 800* de *Dow Chemicals* [14], empleado en la mayor parte de las instalaciones PTC de la Plataforma Solar de Almería (PSA); o *HELISOL® 5A* de *Wacker Chemie AG* [15], del que cabe destacar su temperatura de operación máxima de 430 °C, que permitiría elevar el rendimiento termodinámico de las plantas que utilizan DP-DPO. Sin embargo, la razón de su menor uso frente al DP-DPO radica en su precio, superior al ya alto precio del DP-DPO.

Por último, otra opción es el uso de sales fundidas, que, a pesar de emplearse en algunas plantas comerciales en el mundo y estar muy extendidas para almacenamiento térmico, no se encuentran tan desarrolladas como los aceites térmicos para su utilización como HTF. Las sales fundidas consisten en mezclas de nitratos, sales terciarias con puntos altos de fusión en estado puro, alrededor de los 600 °C, que, combinadas, ven reducido su punto de fusión, por lo que son muy estables térmicamente, manteniéndose en estado líquido aproximadamente entre los 260 °C y 620 °C [16]. Su temperatura máxima de operación, muy superior a la alcanzable con aceites térmicos, supone un aumento del rendimiento termodinámico de la planta de hasta un 6 %.

El uso de sales como HTF, al igual que ocurriría con los sistemas DSG, permite además simplificar parte de las instalaciones requeridas, ya que no se requieren intercambiadores de calor, pues se emplean sales fundidas tanto como HTF como para el almacenamiento térmico. Además, el volumen para almacenamiento térmico se reduce un tercio, al incrementarse su temperatura [12]. Un diagrama sobre estas simplificaciones se muestra en la siguiente figura.

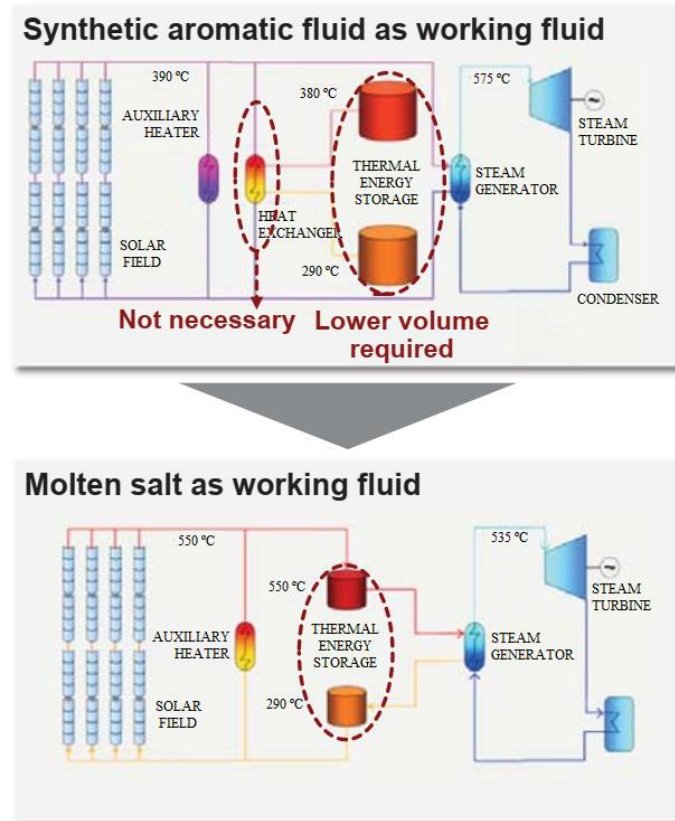


Figura 15. Simplificaciones de una instalación con sales fundidas como HTF [12].

Los tipos más comunes de sales usadas actualmente son la mezcla conocida como *Solar Salt*, compuesta por un 40 % KNO_3 y un 60 % NaNO_3 , así como las marcas comerciales de la empresa *Coastal Coast* [17]: *HITEC*[®], compuesta por un 53 % KNO_3 , un 7 % NaNO_3 y 40 % NaNO_2 ; y *HITEC*[®] XL, compuesta por un 45 % KNO_3 , un 7 % NaNO_3 y 48 % $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$. Las sales fundidas tienen un precio más asequible que los aceites térmicos, y su toxicidad es menor.

Una de las principales desventajas que presentan las sales fundidas en cuanto a su uso como HTF es, para empezar, su alto punto de fusión. Las sales fundidas son sólidas a temperatura ambiente, y necesitan calentarse a temperaturas superiores a 200 °C. Aunque las marcas comerciales de sales consiguen reducir significativamente su punto de fusión, siguen necesitando de *tracing* para evitar su solidificación, incrementando el coste energético más allá del aumento de eficiencia del ciclo y las reducciones que se consiguen al eliminar los intercambiadores de calor entre el almacenamiento térmico y el campo solar.

Otra desventaja de las sales fundidas es que son muy corrosivas para los componentes por los que circulan, como las tuberías, el tubo receptor o las interconexiones, que deberán ser remplazados con mayor frecuencia, con el consecuente aumento en los costes materiales, de mantenimiento y por cierre de la planta mientras los componentes son remplazados. Estas desventajas ocasionan que el uso de las sales fundidas como HTF resulte, en la mayoría de los casos, inviable económicamente, relegado a temas de investigación y plantas piloto.

Se muestra, a continuación, una tabla resumen con varias características de todos los tipos de HTF mencionados:

Propiedad	Unidad	Therminol® VP-1	Syltherm 800	HELISOL® 5A	Solar salt	HITEC®	HITEC® XL
Punto de fusión	[°C]	12	-40	-65	220	142	120
Temp. Máx.	[°C]	400	400	430	600	535	500
Densidad (300°C)	[kg/m ³]	815	671	656	1 899	1 640	1 992
Viscosidad (300°C)	[mPa·s]	0,20	0.47	0.20	3,26	3.16	6,37
C. calorífica. (300°C)	[J/kg·K]	2 319	2 086	2 235	1 495	1 560	1 447
Precio	[-]	Alto	Muy alto	Alto	Bajo	Medio	Medio

Tabla 3. Propiedades de HTF comerciales [10].

2.2. Ensayo de REPA

Es necesario que se desarrollen en mayor medida las tecnologías CSP para que su uso en el sector energético se extienda y se llegue a alcanzar la paridad de red. Este desarrollo abarca, desde los propios procesos, como los de reflexión de la luz para su concentración en el receptor o de seguimiento solar para su correcta orientación; hasta el desempeño, eficacia e incluso la propia fabricación de los componentes utilizados, como tubos receptores, facetas reflectantes o estructuras de los diferentes captadores. Actualmente, la energía térmica solar se halla en una etapa de temprana madurez en la que los costes y la eficiencia se mejoran de manera continua, ya previsto desde hace unos años, como muestra la **Figura 16**.

Los REPA, como cualquier otro componente, también necesitan de este desarrollo, y son, de hecho, un componente clave en instalaciones típicas de cualquier aplicación CSP basada en PTC. Para empezar, los REPA son componentes muy abundantes en instalaciones convencionales de PTC. Se utiliza un REPA al principio y final de cada uno de los lazos de HTF del sistema, que están compuestos por varios módulos, en los cuales suele ser común disponer algunos REPA intermedios. De esta manera, en una instalación promedio con 120 lazos de PTC, se pueden llegar a encontrar 960 REPA, cuyo precio puede superar el millón de euros [6], todo ello sin contar con posibles recambios.

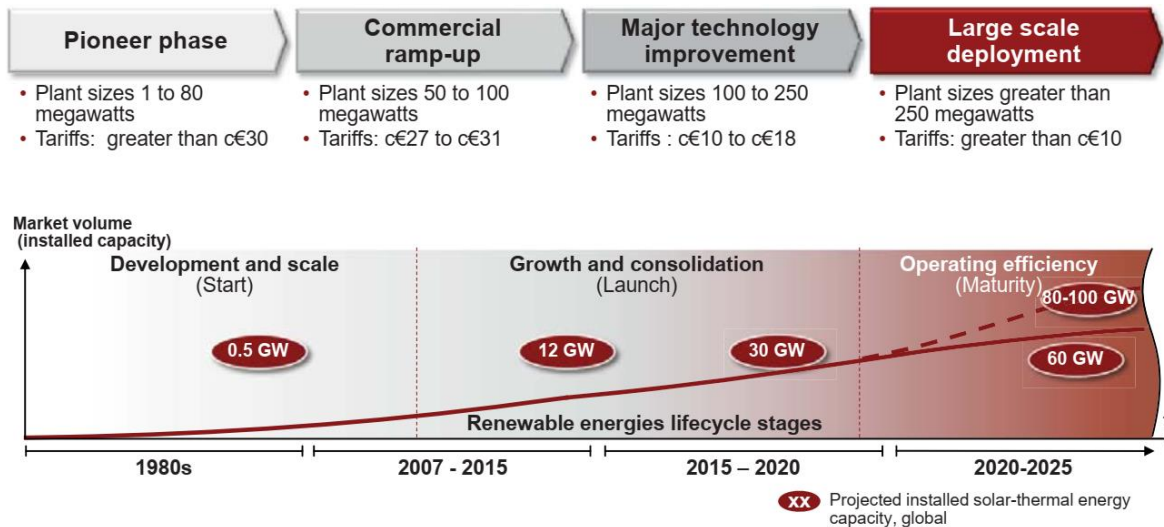


Figura 16. Estado y previsión de desarrollo de la energía solar térmica en 2015, en base a capacidad instalada global, precio por kilovatio y capacidad de planta [12].

Además, el fallo de uno de los REPA de un lazo tiene graves consecuencias. Por un lado, tras el fallo de un REPA, se produce el cierre parcial o total de la instalación, dependiendo de su configuración y de la gravedad del fallo. Esto aumenta de manera indirecta los costes por pérdida de productividad. Por otro lado, en un REPA defectuoso se producen fugas de HTF al exterior. Cuando estas fugas no son detectadas a tiempo, puede derivar en un vertido de HTF al exterior. Los HTF usados comercialmente se basan comúnmente en aceites muy tóxicos y perjudiciales para el medio ambiente. Asimismo, estos aceites son muy inflamables, y si el vertido se produce durante la operación de la planta, el HTF se encontrará en unas condiciones altas de presión y temperatura que pueden desembocar en un incendio, que puede llegar a afectar a otras zonas de la instalación, aumentando aún más los costes por reparación y pérdida de productividad.

Esto resulta problemático, ya que los REPA son componentes sometidos a muchas cargas. Además de las evidentes cargas mecánicas que sufren a lo largo de su uso, se encuentran en contacto directo con la luz del sol, en localizaciones donde la irradiancia suele ser elevada, por lo que reciben grandes dosis de energía por radiación de distintas longitudes de onda. Por este hecho y que el HTF interior se encuentra a una gran temperatura, la cual varía a lo largo del día, también se encuentran bajo una importante carga térmica.

El flujo del HTF y a una alta presión, provoca un cierto desgaste en las tuberías del sistema y en el REPA, además de la corrosión química que puedan sufrir, dependiendo de la base de la que esté compuesto el HTF y de los materiales del propio REPA. El viento suele suponer también una carga a tener en cuenta en las localizaciones donde se sitúan las plantas CSP, ya que suelen ser grandes extensiones de terreno sin obstáculos que puedan generar sombras a lo largo del recorrido del sol por la bóveda celeste, en las que el viento puede llegar a alcanzar grandes velocidades.

La fricción estática que debe superarse cada vez que el captador comienza su movimiento es otro punto que mencionar, más aún si se tiene en cuenta que estos movimientos son incrementales, numerosos y repetitivos, lo cual acaba suponiendo una tremenda carga a fatiga para los REPA. No hay que olvidar que, aunque los REPA no sufran fallos, a veces es necesario cortar el funcionamiento de la planta para realizar reparaciones o sustituciones, que además de no resultar baratas, tienen costes asociados por mantenimiento y parada de productividad.

Si se suma todo lo anterior a que los REPA sufren grandes cargas que muchas veces son difíciles de estimar, a las graves consecuencias de los fallos durante la operación y que son componentes muy numerosos, se puede entender la necesidad de ensayar los REPA, para que poco a poco se vuelvan componentes cada vez más seguros, fiables, baratos y resistentes, con una mayor vida útil.

2.2.1. Bancos de ensayo de REPA en el mundo

Existen multitud de bancos de pruebas de REPA en el mundo, que se enfocan en distintos ámbitos de los REPA que necesitan ser ensayados. Algunos de ellos son contruidos expresamente para el ensayo de componentes individuales, de manera que no se realizan pruebas con un REPA completo sino con una parte de él [10].

Uno de estos bancos pertenece a la empresa *Advanced Thermal Systems Inc* [18], fabricante estadounidense de juntas de bolas, además de cojinetes de fricción, anclajes y aislante térmico flexible. Cada junta de bolas es probada en su banco de ensayos, conocido como *Flex Torque Test Stand*, como método de control de calidad. Una foto de este banco se muestra en la **Figura 17**, y en él, cada BJA es flexionada recorriendo todo su rango de movimiento mientras se realiza una medición de la fuerza aplicada.

Otro de estos bancos de ensayo de componentes es usado por *Hyspan Precision Products Inc* [19]. En él, se realizan ensayos de durabilidad de BJA simulando las condiciones de operación del HTF procedente de un campo solar de PTC, de hasta 393 °C y 30 bares de presión. Las BJA son sometidos a movimientos simultáneos de giro de la junta rotativa y deflexión de las rótulas, ciclos repetitivos de 215° de rotación y $\pm 7^\circ$ de deflexión, mientras se mide el par aplicado para conseguir cada uno de estos movimientos. Una imagen del banco de ensayos y de las BJA utilizadas puede verse en la **Figura 18**.

De esta manera, en el banco de ensayos de Hyspan se pueden realizar más de 1000 ciclos diarios con una duración aproximada de un minuto, sumando un total de alrededor de 11000 ciclos que suponen una vida útil para las BJA de 30 años. Se utilizan condiciones distintas para los primeros ciclos del ensayo, representando dos escenarios posibles:

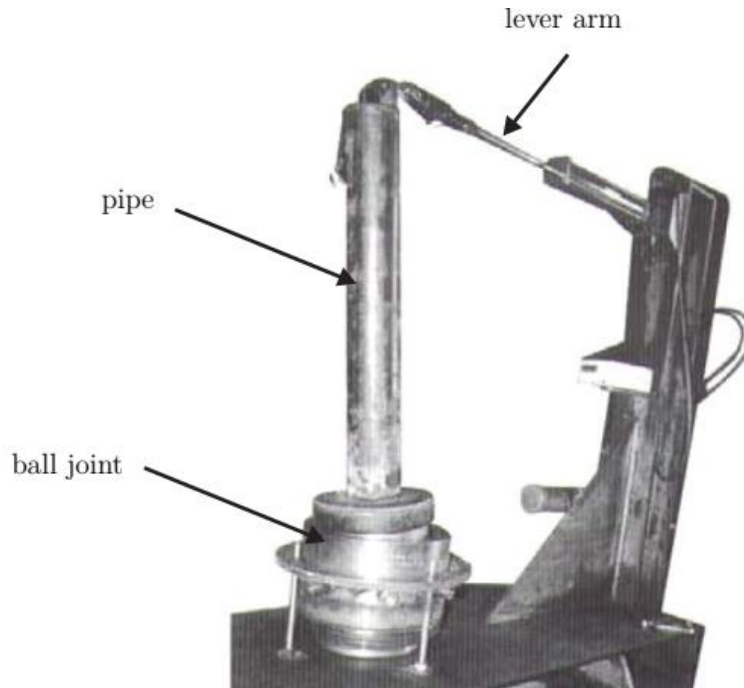


Figura 17. Banco de ensayos de Advanced Thermal Systems [10].

- **“Cold header”**: representa las condiciones en la entrada a uno de los lazos del campo solar. Se realizan 6 667 ciclos, a 293 °C y 30 bar.
- **“Hot header”**: representa las condiciones a la salida de uno de los lazos del campo solar. Se realizan 4 428 ciclos, a 393 °C y 23 bar.

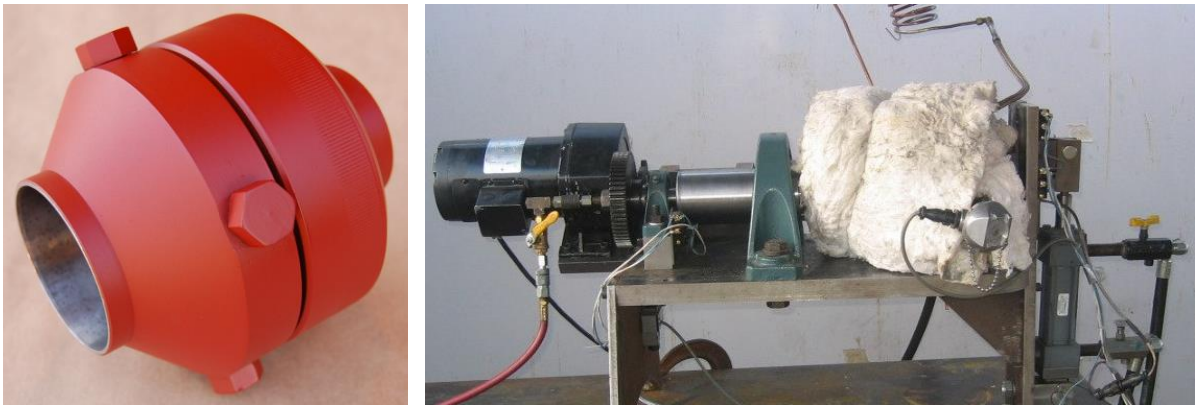


Figura 18. Cubierta de la rótula de una BJA de Hyspan (izq.) y su banco de pruebas (der.) donde se aprecia que la BJA se calorifuga para su ensayo [19].

El último de estos bancos de ensayo de componentes pertenece a *IRAtec*, una empresa alemana proveedora de servicios de ingeniería. En los ensayos de *IRAtec*, se investigan las fugas de HTF en juntas rotativas. Para ello, se sueldan dos placas metálicas a los extremos de una SJ, sobre la que se inserta un casquillo roscado por el que se introducirá la alimentación de aceite, además de dos boquillas por las que introducir un termopar para medir la temperatura. El HTF, en este caso VP-1, se mantiene a 345 °C y 6 bar utilizando una bomba hidráulica manual y varias resistencias eléctricas situadas en las placas de sujeción. Una imagen de las SJ utilizadas y el banco de ensayos puede verse en la **Figura 19**.



Figura 19. SJ de IRAtec mostrando las placas de sujeción y los orificios de medida y alimentación (izq.), y una SJ con calorifugado en el banco de ensayos de IRAtec (der.) [10].

De esta manera, IRAtec consigue realizar 2 000 ciclos diarios de 20° de recorrido hasta un total de 15 000 ciclos, midiendo en todo momento el par de fricción necesario para efectuar el movimiento con una célula de carga. Tanto al inicio como en la finalización del ciclado, se sumerge en agua la SJ presurizada a 6 bar con aire, para observar las posibles fugas, evaluando la cantidad de burbujas y el tamaño de las mismas. La desventaja de este banco de ensayos es que una presión de 6 bares, conseguida con la bomba manual, se encuentra lejos de los valores habituales de operación de un campo solar típico. Esta limitación provoca que la temperatura de ensayo deba disminuir hasta los 345 °C, ya que la presión de vapor del HTF es de 11 bar a 400 °C. Además, el rango de movimiento para la rotación es demasiado pequeño en comparación con SJ en condiciones reales.

En contraste con los bancos de ensayo para componentes, existen bancos en los que sí se realizan pruebas con interconexiones completas. Por ejemplo, la empresa *Senior Flexonics* (SF), dispone de un banco (**Figura 20**) donde se realizan pruebas con REPA completos (RFHA + SJ). Las juntas rotativas se llenan de HTF estanco a una temperatura de 500 °C y 40 bar, mientras que las mangueras se llenan de agua a temperatura ambiente y 40 bar. Un ciclo está representado por un movimiento de rotación de -120° respecto de la horizontal (posición de descanso del PTC cuando no se opera) a 120° (posición final del seguimiento solar) y un movimiento de traslación respecto a la vertical de -14,5° (posición de tubo frío, equivalente a 20 °C) a 5,5° (posición de tubo caliente, equivalente a 400 °C), aplicados de manera simultánea. Se utilizan dos sensores para medir la fuerza y par, uno situado bajo la SJ y otro entre el extremo superior del RFHA y la estructura.

La desventaja de este banco es que no existe caudal de líquido por el REPA. Se cree que el flujo de HTF por el REPA genera una fuerza cortante nada despreciable en las paredes interiores por rozamiento del líquido con las mismas, lo que disminuye la fiabilidad del ensayo. Se muestra una imagen del banco en la **Figura 20**.

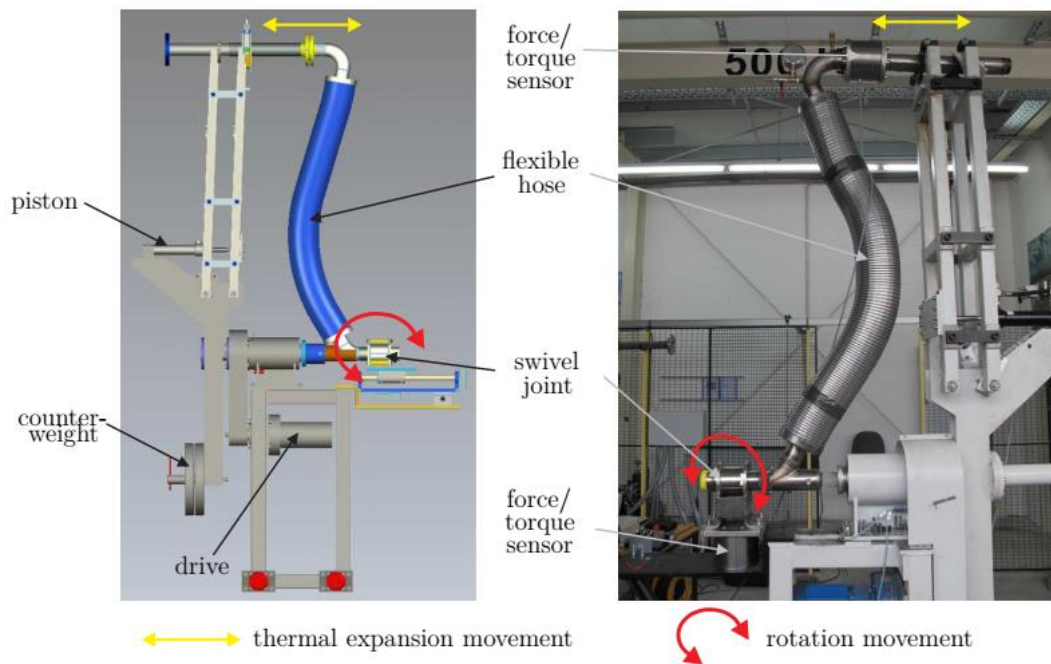


Figura 20. Banco de ensayo de SF. Modelo CAD (izq.) y fotografía del mismo (der.) [10].

Aunque no se trataba de un banco de ensayo diseñado exclusivamente para REPA, el DLR realizaba pruebas de interconexiones en la instalación HTF de la PSA (hasta la puesta en marcha del banco de ensayos de REPA de la PSA sobre el cual trata este trabajo). Dicha instalación emplea 6 prototipos de módulos PTC con una longitud total de 75 m, con orientación este-oeste. Los REPA son modelos comerciales ofrecidos por SF.

El objetivo de las pruebas era obtener información sobre el comportamiento de los REPA a largo plazo en condiciones de operación reales. Se realizan mediciones de la temperatura colocando un termopar en la salida del tubo reflector, la salida del REPA y en la superficie de la manguera. Cuando el HTF se hace circular por los captadores y alcanza una temperatura de 350 °C y una presión de 20 bar, comienza el ciclado, que recorre el rango entre 170° (norte) hasta -25° (posición de descanso), ida y vuelta. Como los ciclos realizados duran 30 min aproximadamente, se pueden realizar 9 ciclos de movimiento a lo largo de un día, pero solo un único ciclo térmico por día, ya que no existen elementos auxiliares de calefacción en el sistema: el HTF se calienta cuando amanece y se enfría por la tarde cuando se pone el sol.

Este hecho impide el uso de la instalación como banco de pruebas de vida aceleradas de REPA, ya que no se puede controlar el movimiento de traslación, ya que depende de la temperatura. Además, la realización de un único ciclo por día hace absolutamente inviable el ensayo a corto plazo. Otras desventajas es que los ensayos dependen ampliamente de las condiciones ambientales, que pueden influir en la fiabilidad de los experimentos, y que algunas condiciones, como la distancia focal, están limitadas por la geometría de la estructura, un modelo comercial, el *EuroTrough*. Una fotografía de la instalación de pruebas de DLR se muestra en la **Figura 21**.

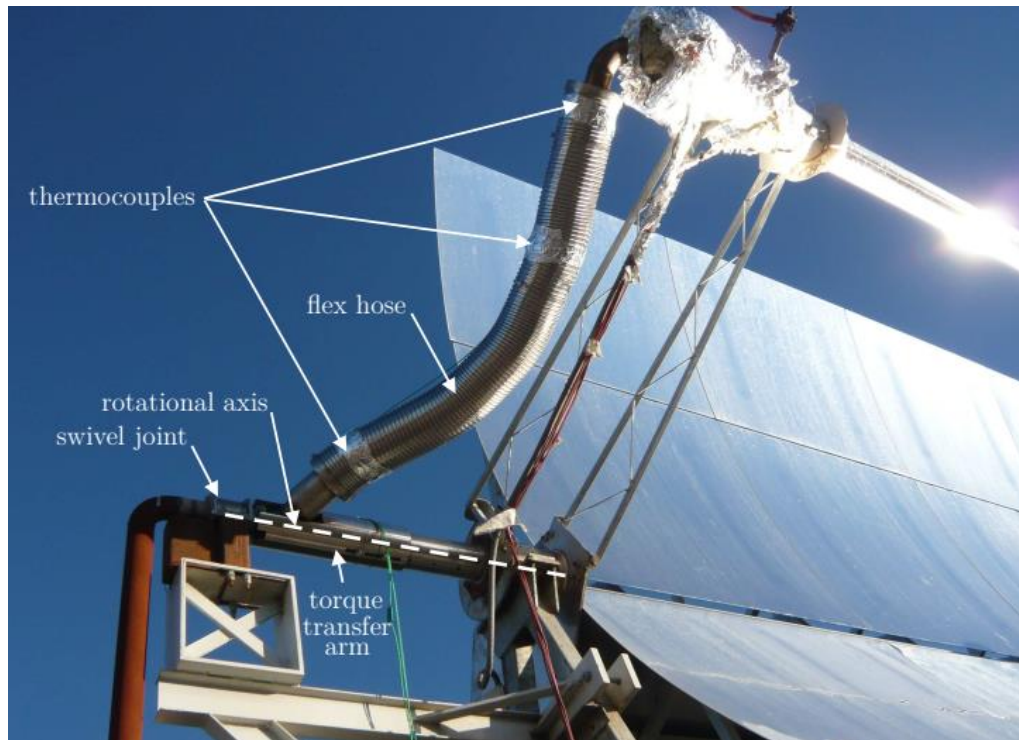


Figura 21. Ensayo de REPA en el lazo HTF de la PSA [Propiedad de CIEMAT] [10].

El último de los bancos de ensayo pertenece a Abengoa, empresa española con presencia en varios sectores, incluido el de la energía solar. El banco de Abengoa sirve para el ensayo tanto de BJA como de RFHA, y destaca por el uso de sales fundidas (en concreto, *Solar Salt*), como HTF para el testeo de los REPA y desarrollar instalaciones futuras que empleen sales fundidas. Las condiciones para el ensayo son 500 °C y 40 bar, una amplitud de rotación de 215° y un rango de traslación de 200 mm a 600 mm, movimientos simultáneos con 2 minutos de duración de ciclo. Se considera que el experimento ha sido un éxito cuando se alcanzan 11 000 ciclos sin fugas de HTF. Se muestra a continuación una fotografía del banco de ensayos de Abengoa.



Figura 22. Banco de ensayo de REPA de Abengoa. Montaje con BJA (izq.) y RFHA (der.) [20].

Para finalizar, se ha resumido en la **Tabla 4** las distintas características de todos los bancos de ensayo de REPA mencionados, reflejando el tipo de REPA y HTF empleados, las condiciones de operación y el número total de ciclos realizados.

Propietario	REPA	HTF	Presión [bar]	Temp. [°C]	Rotación [°]	Traslación	Ciclos
Advanced Thermal Systems	BJA	-	-	-	Rango BJA	No	-
Hyspan	BJA	DOWNTERM A	30	393	215	± 7°	11 000
IRAtec	SJ	VP-1	6	345	20	-	15 000
Senior Flexonics	RFHA	Syltherm 800	20	300	± 120	-14,5÷5.5°	321
DLR	RFHA	Solar Salt	25	500	-25÷170	Variable	11 000
Abengoa	BJA, RFHA	Agua, VP-1	30	25	215	200÷600 mm	11 000

Tabla 4. Características de bancos de ensayo de REPA en el mundo.

3. Materiales y métodos

3.1. Banco de ensayo REPA de la PSA

Tras examinar las características de los bancos de ensayo de REPA usados en el mundo (**Apartado 2.2.1**), se pueden observar claras limitaciones. Los bancos de ensayo de componentes como los de *Hyspan* o *IRAtec* pueden ser útiles para evaluar ciertas propiedades de los REPA, pero no pueden utilizarse para realizar experimentos representativos de las condiciones a las que están sometidos durante su operación.

El banco de *Advanced Thermal Systems*, de hecho, solo se utiliza por motivos de control de calidad para asegurar la movilidad de la junta de bolas en el rango completo, no tiene en cuenta la movilidad de cada una de las rótulas individuales que la componen. Un banco de pruebas a escala real como el ya visto perteneciente a DLR resulta inadecuado, pues la necesidad de realizar aproximadamente 11 000 ciclos para aproximar 30 años de operación con un factor de aceleración del ensayo entre 1:1 y 1:10 resulta en unos tiempos de ensayo totalmente inviables. También es muy dependiente de las condiciones atmosféricas, al no disponer de calentadores externos.

Los bancos de SF y de Abengoa no tienen estas desventajas, aunque no terminan de representar de manera fidedigna las condiciones hidráulicas a las que están sometidos los REPA durante su operación. Se sospecha que, el flujo de HTF, como ya se ha comentado anteriormente, puede tener un papel fundamental en el desgaste de los REPA; y los bancos de ensayo mencionados se basan en una alimentación de aceite estática, en las que el REPA se empapa de HTF a presión y temperatura de trabajo, pero sin formar un circuito por el que el HTF pueda circular.

Por estos motivos, en un marco de colaboración entre DLR y CIEMAT se propuso el diseño y puesta en funcionamiento de un nuevo banco de ensayos [10] que permitiera realizar ensayos de vida acelerados de REPAS completos en tiempos viables, con las condiciones térmicas, mecánicas e hidráulicas más realistas posibles, sin influencia de las condiciones atmosféricas y con absoluto control sobre el movimiento de traslación. Este nuevo banco permitiría el ensayo tanto de BJA como de RFHA, para distintos tipos de aceites térmicos, con distancia focal variable.

En las **Figuras 23 y 24** se muestran tanto un modelo CAD de la propuesta de diseño del banco como una fotografía tras su construcción. En los siguientes apartados se describirán sus características y funcionamiento en mayor detalle.

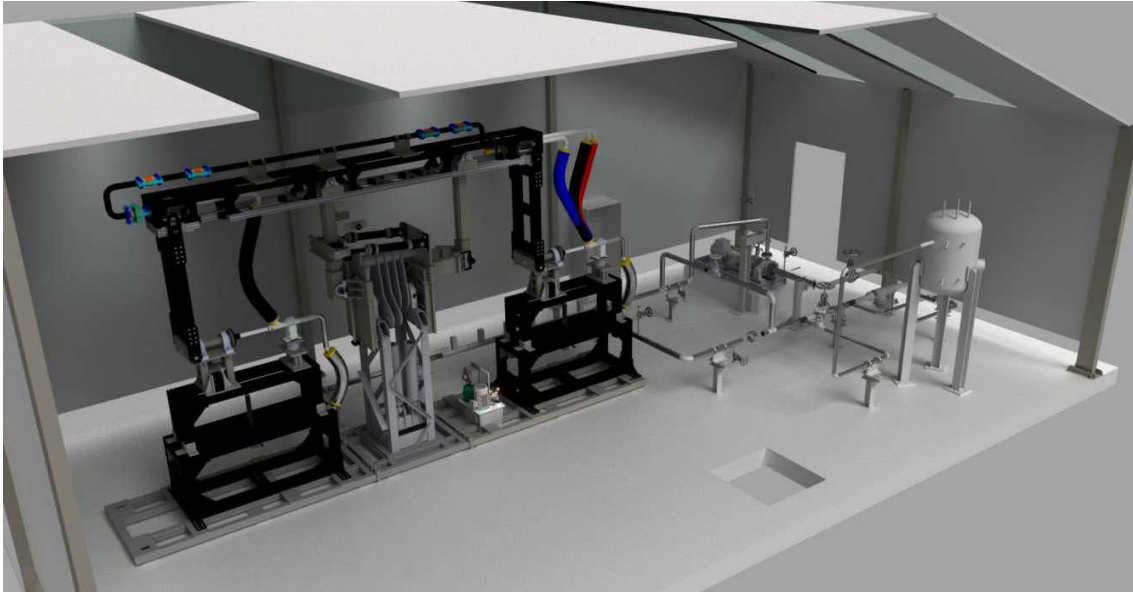


Figura 23. Modelo CAD del diseño inicial del banco de ensayos REPA de la PSA.



Figura 24. Fotografía del banco REPA de la PSA en 2017, indicando los puntos cardinales [21].

3.1.1. Características generales

El banco de pruebas de REPA de la PSA está preparado para el ensayo simultáneo de dos REPA. Estos pueden instalarse en diferentes posiciones, según el propósito del ensayo, para evaluar diferentes configuraciones de captador, aunque la más empleada para los ensayos de vida útil acelerados es disponiendo ambos REPA en la misma orientación, de manera que no solo están sometidos al mismo efecto respecto al movimiento de rotación, sino también respecto de la traslación: por la geometría del banco, ambos REPA van a experimentar la misma flexión e iguales esfuerzos. En la **Figura 25** se muestra un dibujo con la configuración mencionada.

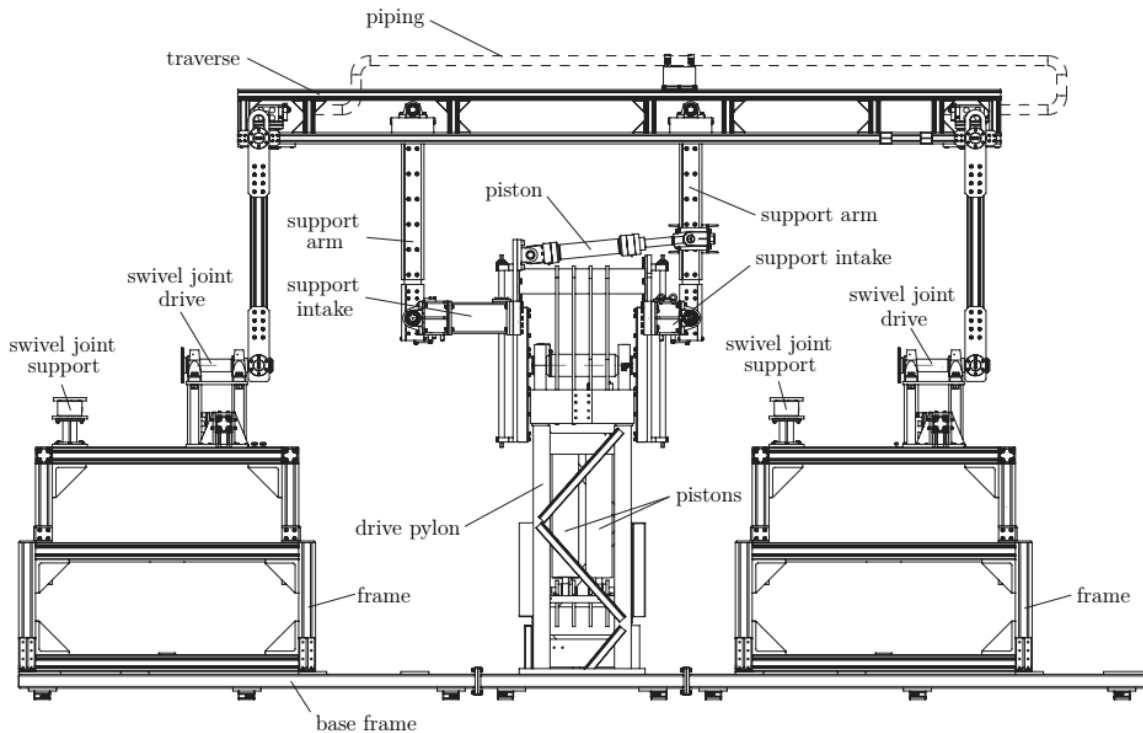


Figura 25. Esquema del banco de ensayos de la PSA y configuración para testeo de dos REPA [10].

Esta duplicidad resulta muy útil ya que, como las condiciones de ensayo de ambos REPA son idénticas, pueden presentarse dos situaciones. La primera de ellas es que se obtengan resultados similares a la finalización de un experimento, de manera equivalente a si se hubiera realizado el mismo dos veces, aumentando lo significativas que resultan las medidas. El segundo escenario es que existan discrepancias entre los datos de ambos REPA, lo que permite evaluar y mejorar el método de ensayo para que sea lo más representativo posible. Esta posibilidad existe gracias a que los REPA están situados en serie, alineados en el eje de rotación del banco, lo que, no obstante, supuso una mayor complejidad inicial a la hora de su diseño, como en el trazado de la tubería de HTF [10].

El ciclo diario de un captador cilindroparabólico o *Parabolic Trough Collector* (PTC) comercial (**Figura 26**) comenzaría desde la posición de descanso del captador (*stow position*), con su cara reflectante inclinada hacia el suelo, minimizando la carga de viento cuando el PTC no se encuentra en operación. Al amanecer, se inicia un movimiento continuo desde ahí hasta una posición inicial que depende de la localización de la instalación, en la que comienza el seguimiento solar. Los PTC necesitan en todo momento estar alineados hacia el sol para que toda la luz incidente se refleje hacia el tubo receptor, ya que el rendimiento disminuye considerablemente cuando el punto de intersección los haces de luz reflejados no coincide con el eje del tubo receptor. Por este motivo, conforme el sol se desplaza por la bóveda celeste, se corrige la orientación del PTC, en forma de pequeñas rotaciones discontinuas, realizando entre 1 y 3 pasos por minuto. Cuando el sol se pone y se alcanza la posición final del seguimiento, el captador se lleva a la posición de descanso realizando un movimiento continuo, para que al amanecer siguiente se inicie un nuevo ciclo.

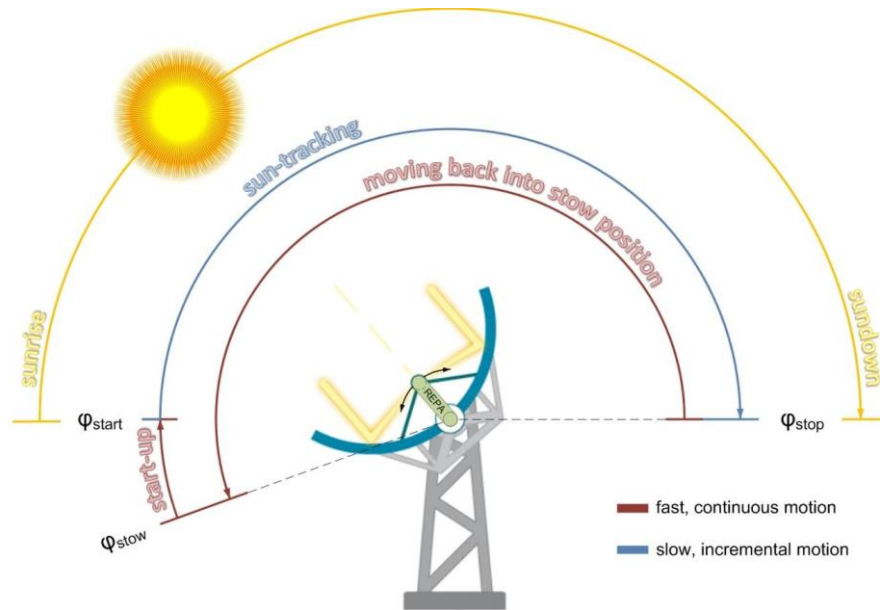


Figura 26. Ciclo diario de un PTC [5].

El banco de REPA de la PSA ha sido diseñado basado en este ciclo, y a diferencia de los demás bancos de ensayos, el mecanismo de movimiento es el mismo que el de los PTC comerciales, por lo que puede realizar el movimiento incremental de seguimiento solar descrito. El rango de rotación de este banco se ha establecido en 210° , comenzando un poco más abajo de -20° hasta algo más de 180° . El incremento más pequeño posible en este movimiento paso a paso o *step-by-step* es menor a $0,25^\circ$. El número de ciclos total es de 10 000, equivalente aproximadamente a los 30 años de vida útil de una instalación PTC, y el banco debería ser capaz de realizar 400 ciclos por día, a una velocidad máxima aproximada de $3^\circ/\text{s}$. La traslación máxima que permite el banco es de 500 mm de desplazamiento, equivalente a 45° respecto de la vertical del eje de rotación de los brazos de apoyo. El eje donde se instala la SJ de los REPA es ajustable en altura, por lo que la distancia focal es variable, con un rango entre 1 500 y 2 300 mm. En cuanto a las condiciones térmicas del ciclo, se tuvo en cuenta la posibilidad de emplear aceites térmicos basados en siliconas, que permiten una mayor temperatura de trabajo, por lo que las condiciones de operación permitidas son 450°C y 40 bar, aunque las condiciones de diseño son 500°C y 45 bar. La bomba permite un caudal de HTF entre 6 y $60\text{ m}^3/\text{s}$.

El banco de ensayos está dividido en tres zonas bien diferenciadas:

- **Estructura principal:** contiene el ensamblaje sobre el que se montan los REPA a testear, así como los elementos que habilitan su movimiento.
- **Balance de planta:** contiene el resto del circuito de HTF, incluyendo la bomba y calentadores, así como algunos sensores.
- **Zona de armarios:** contiene los armarios a los que llegan todas las señales y el cableado del sistema, algunos elementos de control y el ordenador principal de la instalación.

La estructura principal y el balance de planta se encuentran en una misma nave principal, abierta al exterior y separados por un muro, mientras que los armarios se ubican, tras unas obras recientes, en una pequeña cabina aledaña.

3.1.2. Estructura principal

Como se describió brevemente en el apartado anterior, una de las zonas principales del banco contiene el banco de ensayos propiamente dicho: un modelo de PTC modificado específicamente para esta instalación, partiendo inicialmente de un *EuroTrough*. Esta zona es referida a veces como la **unidad cinemática** o *kinematic unit* (KU), aunque técnicamente este término se refiere solo a los elementos en movimiento, lo que incluye los **brazos giratorios** con los REPA, la **unidad hidráulica**, los **cilindros** que generan el movimiento y la **manivela**, por lo que no incluiría otros componentes fijos del **drive pylon** (**Anexo 7.1**), los anclajes, soportes y algunos elementos del circuito de HTF (ver **Figura 25**).

Los brazos giratorios estarían compuestos por los REPA a ensayar y los elementos rotativos del PTC, entre los cuales se encuentran:

- El **traverse** (**Anexo 7.2**), una larga viga que representa toda la masa e inercia de los elementos móviles de un PTC real (tubo receptor, superficie reflectante y la estructura de apoyo) y sobre la que se monta la tubería de HTF que simula el tubo receptor.
- Los **brazos de apoyo**, o *support arms*, que transmiten el movimiento de rotación desde el eje de la manivela hacia el *traverse*. También transmiten el movimiento de traslación desde los cilindros de traslación hacia el *traverse*.
- Los **brazos auxiliares**, conectados al eje de giro de los REPA, facilitan la rotación y traslación, además de mantener la estructura unida a la bancada y reducir las cargas transmitidas a los REPA durante la rotación.
- El **contrapeso**, que equilibra el peso del *traverse* y reduce tanto la carga que tienen que soportar los cilindros como el par necesario que tiene que ejercer el servomotor

La unidad hidráulica (**Figura 27**) está compuesta por varios elementos esenciales para el movimiento del banco, como el tanque de aceite que alimenta los cuatro cilindros del sistema. Se utilizan seis electroválvulas 4/3 para el control de estos cilindros, cuatro que controlan el movimiento de rotación (dos por cilindro, Y1 a Y4) y dos para el movimiento de traslación (dos que controlan a la vez los otros dos cilindros, Y5 e Y6). El movimiento de rotación es originado por el giro de un **servomotor** (M1) acoplado a una bomba de engranajes helicoidales. La corriente y el voltaje con los que se alimenta este servomotor (**Anexo 7.3**) depende de la acción de un **servo controlador** situado en la zona de armarios. El movimiento de traslación es originado por un **motor de inducción** (M2) acoplado a otra bomba de engranajes helicoidales, y es controlado por un **variador de frecuencia**.

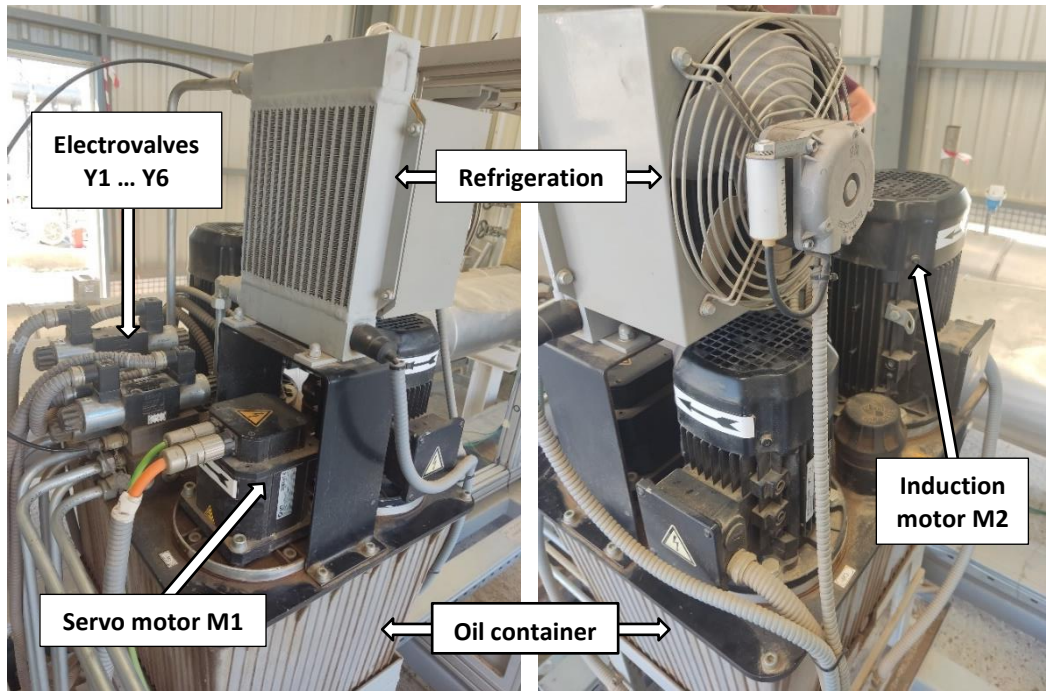


Figura 27. Unidad hidráulica y sus elementos más importantes. Vista este (izq.) y oeste (der.). [Cortesía de DLR]

La unidad hidráulica cuenta con otros elementos auxiliares, como un sistema de refrigeración, válvulas de retención y de alivio de sobrepresión, así como sensores para monitorizar la temperatura, presión y nivel del aceite del depósito para que el sistema funcione como es debido. En la **Figura 28** se muestra un esquema simplificado del funcionamiento del circuito hidráulico, teniendo en cuenta los elementos clave mencionados (ver **Anexo 7.4** para mayor detalle).

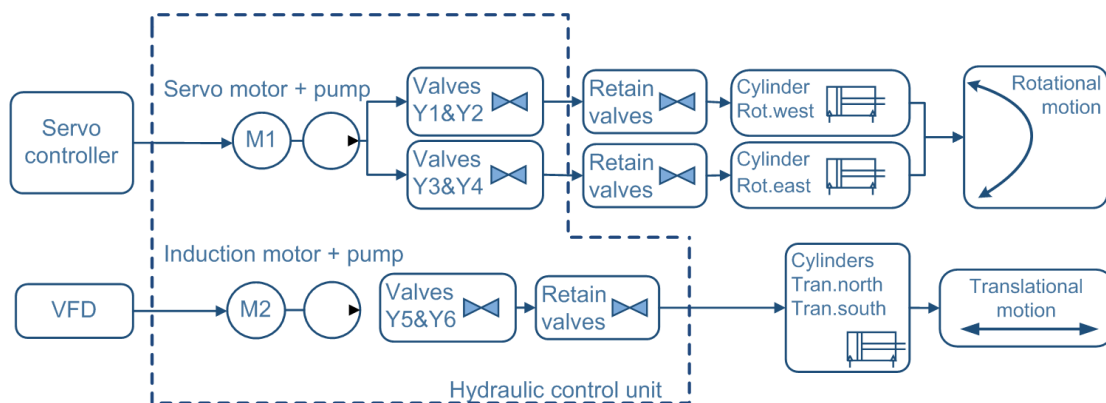


Figura 28. Esquema simplificado del circuito hidráulico del banco de ensayos REPA [21].

Respecto al *drive pylon* (**Figura 29**), este cumple dos funciones. Primero, sirve como pilar fundamental de toda la estructura del banco, resistiendo gran parte de las cargas y el peso de la estructura, y actuando como elemento de unión entre la cimentación y los brazos rotativos (en el caso de un captador real, la estructura sobre la que se monta tanto el reflector como el receptor). Además, contiene todos los actuadores que generan el movimiento del sistema, por lo que cumple una función muy importante, aportando movilidad a la estructura.



Figura 29. Foto del drive pylon visto desde el norte, a 180°, con contrapeso instalado [Cortesía de DLR].

El movimiento de rotación del banco de ensayos se lleva a cabo, como ya se ha comentado anteriormente, por actuación de dos cilindros hidráulicos (**Anexo 7.5**) mediante una bomba y un servomotor. Debido al rango de movimiento de la estructura que es menor a una revolución y a la gran carga excéntrica que supone el peso de los brazos giratorios, no resulta viable utilizar un motor para generar directamente el movimiento de giro de la estructura. El uso de un sistema hidráulico con aceite a presión permite que los pistones puedan retener la carga de los brazos giratorios y mantener una posición determinada sin problemas, y además los servomotores disponen de un gran par motor inicial y son muy sencillos de controlar. Como la bomba de engranajes helicoidales inyecta un caudal definido con cada revolución, el uso de un servomotor permite controlar de manera precisa el caudal de HTF que recorre el sistema.

Los cilindros de rotación actúan de forma coordinada para provocar el movimiento de giro de los brazos giratorios. Existe un intervalo de tiempo en torno a unas posiciones angulares concretas de los brazos en los que se debe invertir la acción de al menos uno de los cilindros para que el movimiento de rotación pueda continuar. Estas posiciones coinciden con los instantes en los que alguno de los pistones agota su recorrido y alcanza su punto más bajo, y se conocen como ángulos críticos o *critical angles* (CA). Los extremos del rango de movimiento de rotación también se consideran ángulos críticos, pues se invierte la acción de ambos cilindros.

En la siguiente tabla se ha representado los distintos desplazamientos entre los ángulos críticos del sistema durante la rotación, así como el estado de apertura de cada una de las válvulas durante los mismos, donde el estado '0' representa que se encuentran cerradas y '1' cuando están abiertas. También se muestra el estado de movimiento de cada cilindro, indicando si se hallan extendiéndose o retrayéndose:

Desplazamiento	Rango	Estado de válvulas (Y1 / Y2 / Y3 / Y4)		Estado de cilindros (este / oeste)	
		Sentido positivo →	Sentido negativo ←	Sentido positivo →	Sentido negativo ←
CA1 → CA2	-20° → 35°	0101	1010	Retracc. / Retracc.	Extens. / Extens.
CA2 → CA3	35° → 133°	0110	1001	Extens. / Retracc.	Retracc. / Extens.
CA3 → CA4	133° → 180°	1010	0101	Extens. / Extens.	Retracc. / Retracc.

Tabla 5. Ángulos críticos de rotación, estado de válvulas y estado de los cilindros.

Los ángulos críticos situados aproximadamente a 35° y 133°, designados CA2 y CA3 respectivamente, se denominan habitualmente “cambios de pistón” por la necesidad de invertir la acción de los cilindros para poder continuar realizando el movimiento de rotación. Estos valores se obtuvieron al analizar la geometría del modelo 3D del banco, observando la posición más baja de cada uno de los pistones dentro de su cilindro para el rango completo de rotación del banco (**Figura 30**). Los cambios de pistón son ajustados en la práctica de manera que la conmutación de válvulas y, por tanto, de acción de los cilindros, produzca la rotación más suave posible. Para ello se utiliza un intervalo de histéresis entre 2 y 4 grados habitualmente, centrado en cada uno de los cambios de pistón, añadiendo un retardo en la posición en la que estos se realizan, dependiendo de la dirección de giro, de manera que el pistón realice fuerza en una dirección más tangencial al brazo de la manivela.

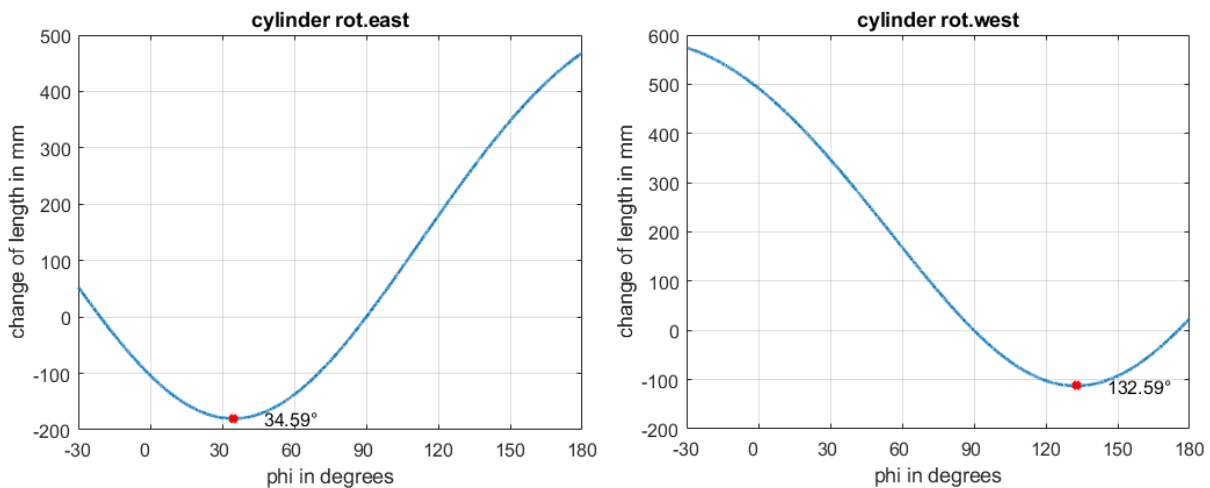


Figura 30. Gráficas de desplazamiento de los cilindros de rotación respecto a su posición en 90°.

La secuencia de movimientos completa mostrada en al **Tabla 5** es posible debido a que los cilindros se encuentran anclados en la parte inferior del *drive pylon*, pero pueden pivotar al encontrarse el extremo de la varilla unido excéntricamente a la manivela mediante bulones. De esta manera, la dirección en la que los pistones ejercen fuerza varía a lo largo del recorrido, y así lo hace el par de rotación de los brazos giratorios, al no convertirse todo el movimiento lineal de los pistones en giro.

La manivela, sin ser un actuador del sistema, juega un papel fundamental en la rotación del banco de ensayo. Puede ser considerada una parte móvil del conjunto de elementos que componen el *drive pylon*, así como parte de los brazos giratorios, pues gira solidariamente con el *traverse* y los otros componentes. Su función es la de servir como interfaz entre los cilindros, que producen un movimiento lineal; y los brazos giratorios, que necesitan realizar un movimiento de rotación en torno al eje de los brazos de apoyo.

La manivela (**Figura 31**) consta de dos brazos a los que se inserta cada uno de los cilindros de rotación. Los brazos no se encuentran alineados, de manera que el desplazamiento de los pistones este y oeste es diferente al inicio del movimiento y durante todo el recorrido de los brazos giratorios. Esto causa que los cambios de pistón necesarios para completar el rango de movimiento requerido no coincidan en posición, pero permite una rotación más uniforme, al seguir uno de los dos pistones ejerciendo carga durante el cambio de pistón, y evita una posible parada de los brazos en un ángulo crítico durante la conmutación de válvulas, que podría dar lugar a una peligrosa situación en la que ambos cilindros realicen fuerza en la dirección perpendicular de la manivela, que no se convierte en par de giro sino que se transmite a los rodamientos y anclajes de la estructura, sobrecargándolos. También garantiza que los 210° de rango de movimiento puedan abarcarse por completo sin aumentar las dimensiones de la manivela, el recorrido de los pistones o el número de cilindros de rotación.

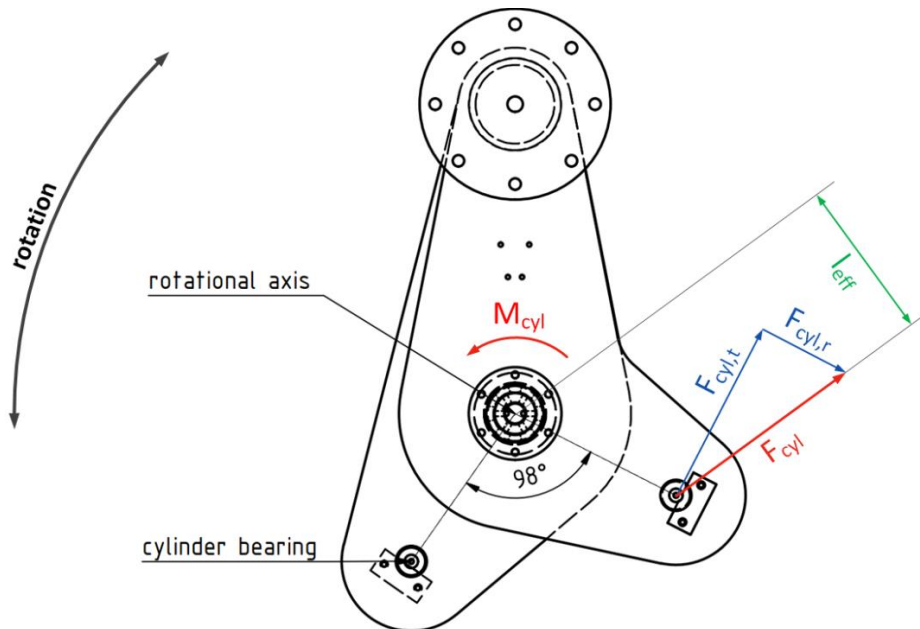


Figura 31. Dibujo de la manivela y diagrama de fuerzas durante la rotación [5].

Los brazos de la manivela son necesarios en la transmisión de movimiento, al servir como palanca para generar un par de giro a partir de la fuerza de los pistones. Solo la componente tangencial contribuye en la rotación del banco, y como la orientación de la manivela y los cilindros cambia durante todo el recorrido, la velocidad y par resultante no son constantes en todo el rango de movimiento.

El par total generado depende de la fuerza ejercida por los pistones y de su orientación:

$$M_{cyl} = F_{cyl,east} \cdot l_{eff,east} + F_{cyl,west} \cdot l_{eff,west} \quad (1)$$

Donde M_{cyl} es el par total, $F_{cyl,east}$ y $F_{cyl,west}$ la fuerza los pistones este y oeste, y $l_{eff,east}$ y $l_{eff,west}$ sus respectivos brazos de palanca. Como los dos cilindros son iguales y tienen la misma potencia, la fuerza que ejercen es la misma:

$$M_{cyl} = F_{cyl} \cdot (l_{eff,east} + l_{eff,west}) \quad (2)$$

En la siguiente figura se muestra una gráfica con el brazo de palanca de los dos cilindros, así como la suma de ambos términos, a lo largo de todo el rango de rotación:

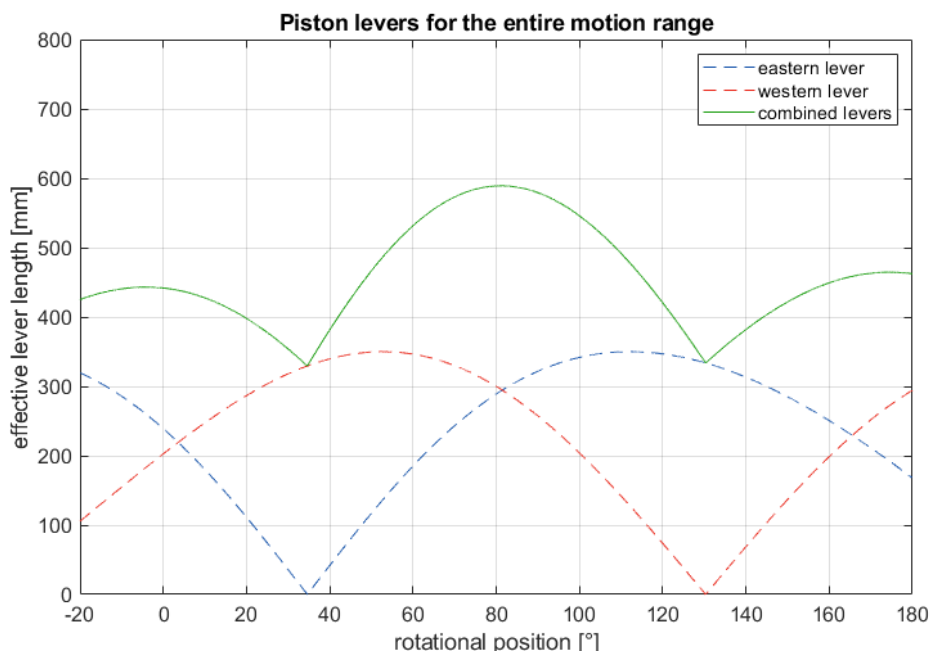


Figura 32. Gráfica del brazo de palanca de cada cilindro de rotación y suma total.

Como puede observarse, el par resultante disminuye alrededor de los cambios de pistón, donde uno de los cilindros se alinea con su correspondiente brazo de la manivela. La componente tangencial es nula y toda la fuerza realizada por el cilindro es absorbida por la estructura. Una parada de los brazos giratorios durante alguno de los cambios de pistón puede dar lugar a una situación peligrosa en la que se sobrecarguen los rodamientos de la manivela antes de que los brazos giratorios puedan continuar avanzando, desalineándose el cilindro con el brazo. Existen sistemas de seguridad que evitan este tipo de fallos. Las válvulas de alivio de sobrepresión de cada cilindro y el tanque de aceite evitan aumentos súbitos de presión en el sistema cuando un cilindro ejerce trabajo sin posibilidad de expandirse. En el sistema de control se ha definido además un temporizador de 1,5 segundos durante los que, si no se detecta cambio en el ángulo de rotación mayor a un cierto valor, se apagan los elementos de la unidad hidráulica, sirviendo de esta manera como medida de identificación de fallos en el sistema.

El par de rotación generado por los cilindros debe ser suficiente para vencer, no solo el par generado por el peso de los brazos giratorios, sino el par resistente por fricción de los rodamientos al inicio del movimiento.

$$M_{\text{cyl}} = M_g + M_{f,\text{st}} \quad (3)$$

El par gravitatorio varía con el coseno del ángulo que forman los brazos, siendo máximo en las posiciones horizontales, tanto en 0° como en 180° , con un valor sin contrapeso de $32 \text{ kN}\cdot\text{m}$; y es nulo en la posición vertical, en 90° . Su sentido es siempre hacia la posición horizontal más cercana, cambiando su sentido a partir de la posición vertical. Por otro lado, el sentido del par por fricción estática no depende de la posición inicial sino de la dirección hacia la que se desplazan los brazos, oponiéndose a dicho movimiento. El par por fricción estática no es una magnitud medible directamente y se asume un valor de $5 \text{ kN}\cdot\text{m}$ [5].

El momento total resultante debe ser generado por los cilindros, cuya fuerza depende de la presión del aceite en el sistema hidráulico, que aumenta con la acción de la bomba acoplada al servomotor. Por tanto, el par de arranque del servomotor necesario para comenzar la rotación dependerá de la posición inicial de los brazos, ya que tanto el momento gravitatorio como el brazo de palanca total de los cilindros varían con el ángulo de rotación. El uso de un contrapeso balancea los brazos y, aunque el incremento de masa implique mayores esfuerzos en el *drive pylon*, disminuye en gran medida el par de arranque necesario que debe disponer el servomotor, permitiendo que trabaje a menor carga y alargando su vida útil. En la siguiente figura se ha representado el par de arranque en todo el rango de rotación para distintos momentos gravitatorios máximos, es decir, en presencia de contrapesos de distinta masa, en el trayecto de -20° a 180° :

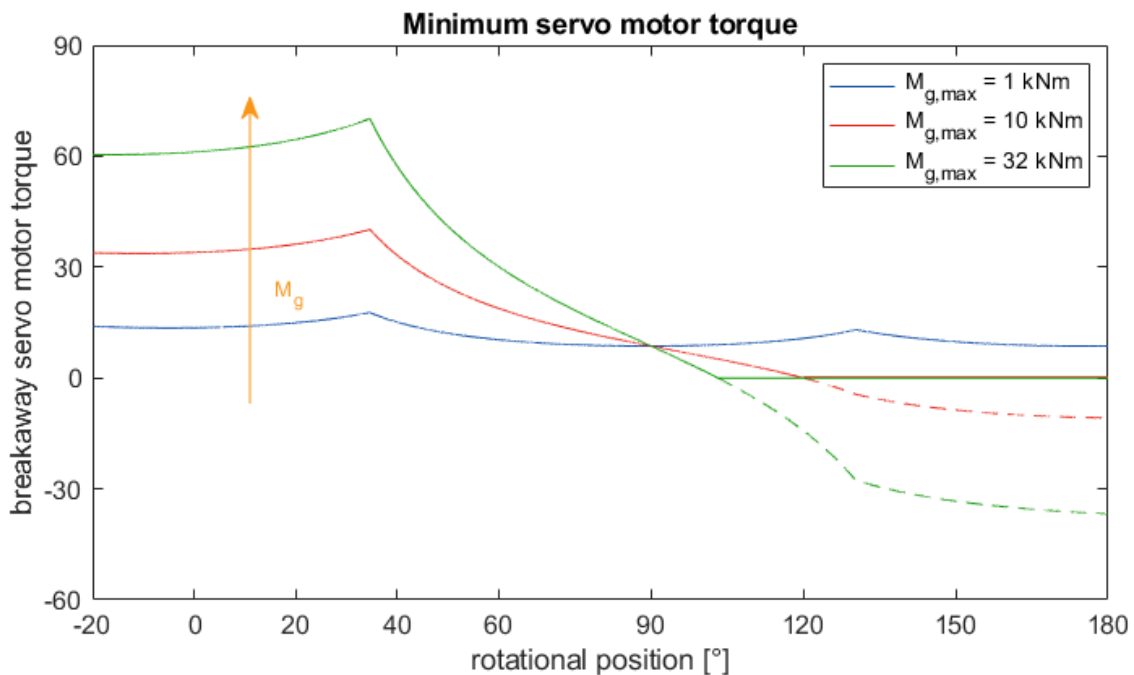


Figura 33. Par de arranque del servomotor para distintos momentos gravitatorios.

Como se aprecia en la **Figura 33**, por la geometría del banco de ensayos, existe un punto de par de arranque máximo alrededor del primer cambio de pistón encontrado en la rotación. Este par máximo decrece conforme se equilibran los brazos. Tras el cambio de pistón, como el momento gravitacional continúa decreciendo durante el movimiento ascendente de los brazos, el par de arranque necesario para iniciar el movimiento es menor. En la posición vertical, el servomotor solo debe vencer la resistencia de fricción de los rodamientos, siendo el par de arranque de 5 kNm para cualquier contrapeso.

Más allá de la posición vertical, el momento generado por el peso de los brazos comienza a contrarrestar la resistencia por fricción, hasta llegar un punto en el que ambas magnitudes se igualan y, a partir del cual, los brazos continúan desplazándose sin acción del servomotor, por lo que este tendría que ejercer un par en la dirección opuesta si se desea mantener el *traverse* estático. Realmente, esta fuerza la ejerce la presión del aceite hidráulico de los cilindros tras cerrar las válvulas de estos, por lo que el par de arranque del servomotor es realmente cero. Cuanto mayor es el contrapeso y más balanceados se encuentran los brazos, el momento gravitatorio se reduce, alcanzando un valor tan pequeño que puede no llegar nunca a contrarrestar el par resistente por fricción, resultando en un par de arranque no nulo en todo el rango de movimiento.

Los distintos valores de momento gravitacional máximo se consiguen montando dos placas rectangulares, una a cada lado del *drive pylon*, sobre la chapa metálica de los brazos, desfasadas 180° con respecto a ellos, es decir, alineadas con los brazos, pero en sentido opuesto. Las placas rectangulares actúan como manivela para un conjunto de placas hexagonales de diferentes grosores, que se pueden combinar en número para conseguir distintos valores de momento gravitacional. Se utilizan placas hexagonales de 10 mm (pequeñas) y 20 mm (grandes), dispuestas de manera simétrica para no crear desequilibrios en los brazos. Las distintas configuraciones posibles se nombran atendiendo al número de placas hexagonales montadas, denotando 8L4S-CW un contrapeso con un total de 8 placas grandes y 4 placas pequeñas, repartidas equitativamente a los lados de los brazos; mientras que un contrapeso 6L-CW indicaría un total de 6 placas grandes montadas en la estructura.

En la **Figura 34** se aprecia el montaje de un contrapeso de tipo 8L-CW, apreciándose las 4 placas grandes que se montan a cada lado, la placa rectangular en el lado oeste de color más oscuro, así como la placa metálica oeste de los brazos, detrás de la celosía de color gris. En la siguiente tabla se muestran las masas de las placas utilizadas (**Anexo 7.6**).

Componente	Abreviatura	Masa [kg]
Placa hexagonal 20 mm	L	188
Placa hexagonal 10 mm	S	94
Placa rectangular	-	223

Tabla 6. Masa de las placas que conforman el contrapeso de la estructura principal [5].



Figura 34. Contrapeso, concretamente 8L-CW [5].

Para encontrar la combinación de placas óptima, se realizaron varios montajes y se midió el par del servomotor en el trayecto de 0° a 5° , donde el par gravitatorio, y por tanto, el par total, es máximo, obteniendo de esta manera el par de arranque para cada tipo de contrapeso. Estos valores fueron comparados con el par medido en el trayecto de 85° a 95° , donde, por el contrario, el momento gravitatorio es mínimo y la lectura debería aproximarse al valor medido en el desplazamiento de unos brazos completamente balanceados donde solo existe par resistente por fricción. Los resultados se muestran en la siguiente figura:

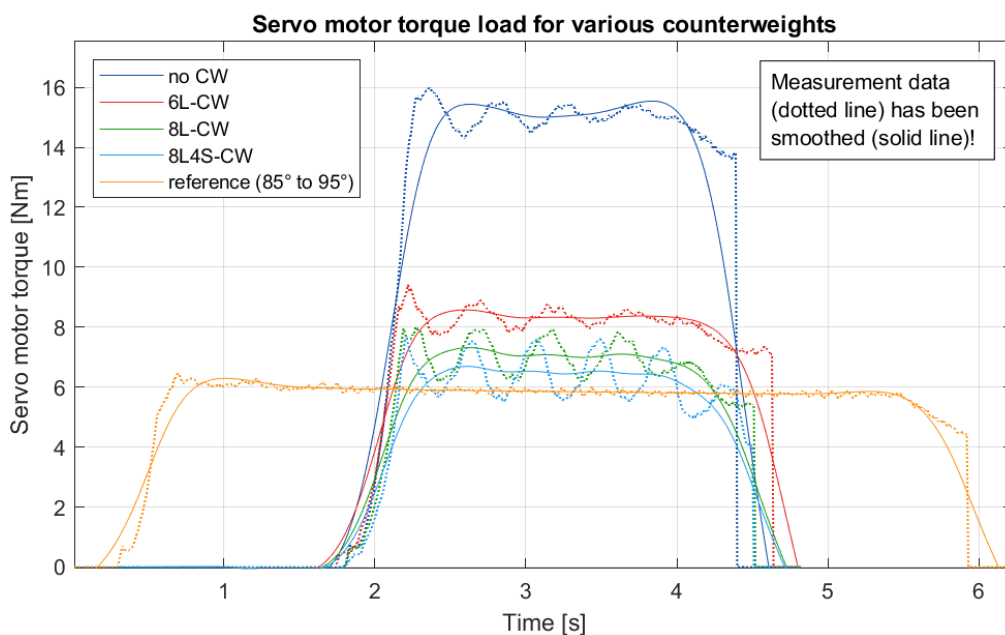


Figura 35. Par de arranque del servomotor para distintos contrapesos, sin HTF ni ningún REPA [5].

Como se aprecia en la **Figura 35**, el contrapeso óptimo ensayado fue 8L4S-CW, consiguiendo una reducción del 56% respecto a una estructura sin contrapeso, o lo que es lo mismo, un valor solo un 10% por encima del valor de referencia, en torno a 6 Nm, equivalente a momento gravitatorio mínimo. Se puede observar la presencia de oscilaciones en la medida de par del servomotor, las cuales eran visibles en los ensayos durante la rotación y aumentan conforme se balancean los brazos y disminuye el par. Se cree probable que estas oscilaciones sobrecarguen la estructura y contribuyan a reducir la vida útil de los elementos de la estructura. Por este motivo, en su lugar, se eligió 6L-CW como configuración más adecuada, debido a que se producen oscilaciones manejables y una considerable reducción del par de arranque, en torno al 43%. El tema de las oscilaciones en el banco de trabajo será tratado con mayor profundidad en el **Apartado 3.1.6**.

En cuanto al movimiento de traslación, este es también llevado a cabo por dos cilindros, ubicados en lo alto del *drive pylon*, además de otra bomba de engranajes helicoidales y un motor de inducción. Los cilindros actúan de manera simultánea para desplazar los brazos de soporte, que no solo pueden girar en el eje de rotación, sino que pueden pivotar dentro del plano que contiene los brazos de soporte y auxiliares. Los dos cilindros se disponen en paralelo y actúan de manera conjunta, por lo que solo es necesario el uso de dos válvulas para el control de movimiento, en contraposición con los cilindros de rotación que deben actuar de manera independiente. El movimiento producido por los cilindros desplaza los dos extremos del *traverse* en el espacio de manera lineal, obligando a los REPA del sistema a adaptarse a la nueva geometría, simulando el desplazamiento por expansión térmica que sufrirían en un módulo PTC real. En la **Figura 36** se muestran dos imágenes del modelo CAD del *drive pylon* donde se pueden apreciar con mayor detalle la disposición de los elementos que participan en los movimientos de rotación y traslación del banco.

Por último, cabe destacar que, para poseer retroalimentación sobre la posición de los brazos, se utilizan dos tipos de codificadores en el sistema. Para la traslación, un codificador rotativo absoluto (**Anexo 7.7**) permite medir el giro de los brazos de soporte, es decir, el ángulo de traslación, con una precisión de $0,011^\circ$. Este codificador necesita la implementación de una red PROFIBUS, pero a cambio, elimina la incertidumbre de la conversión analógica al transmitirse directamente una señal digital. Para la rotación, se utiliza un codificador lineal magnético de tipo incremental (**Anexo 7.8**) adherido sobre el extremo del eje de la manivela. Su uso se prefirió frente a los inclinómetros, más habituales en las instalaciones de PTC, debido a la precisión final conseguida, de $\pm(0,018^\circ+0,004\%)$ para el eje de 80 mm, frente a la precisión típica de los inclinómetros, de $\pm 0.1^\circ$ [21]. Este codificador magnético proporciona valores de salida a una frecuencia de 20 kHz, superior al tiempo de ciclo de la CPU de 1 kHz, por lo que fue necesario el uso de un módulo contador FM 350-1. Además de estos sensores, se utilizan finales de carrera inductivos como medida de seguridad. En la **Figura 37** se pueden visualizar todos los elementos anteriormente mencionados.

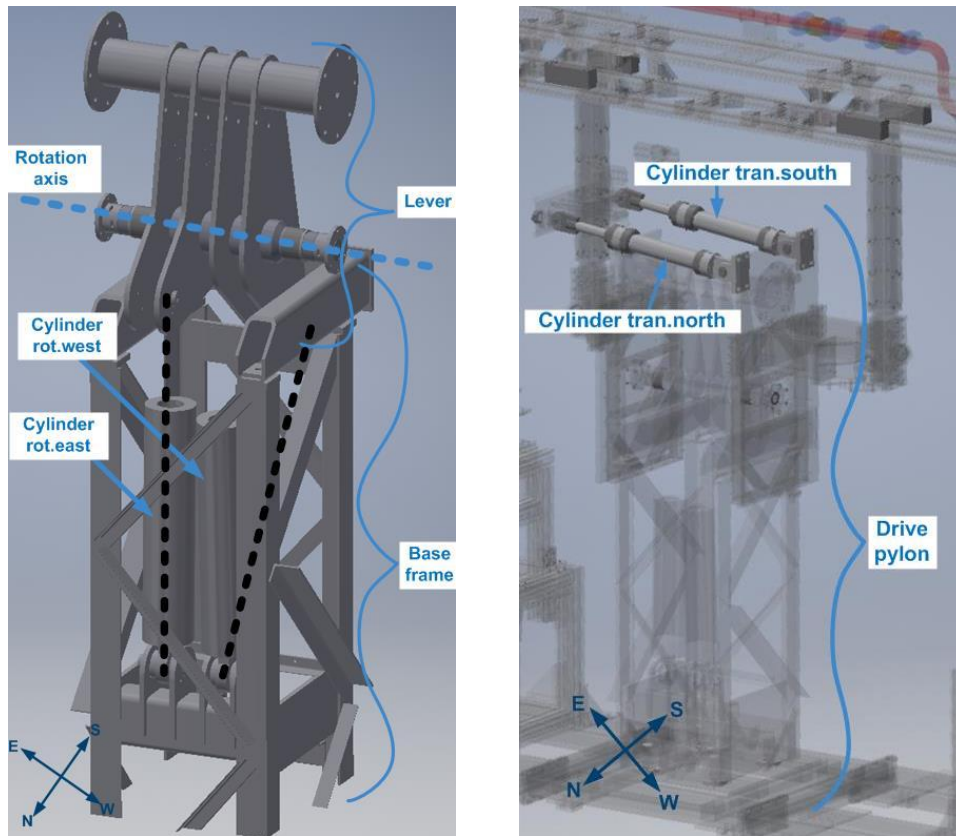


Figura 36. Modelo CAD del drive pylon mostrando los cilindros de rotación (izq.) y traslación (der.) [21].

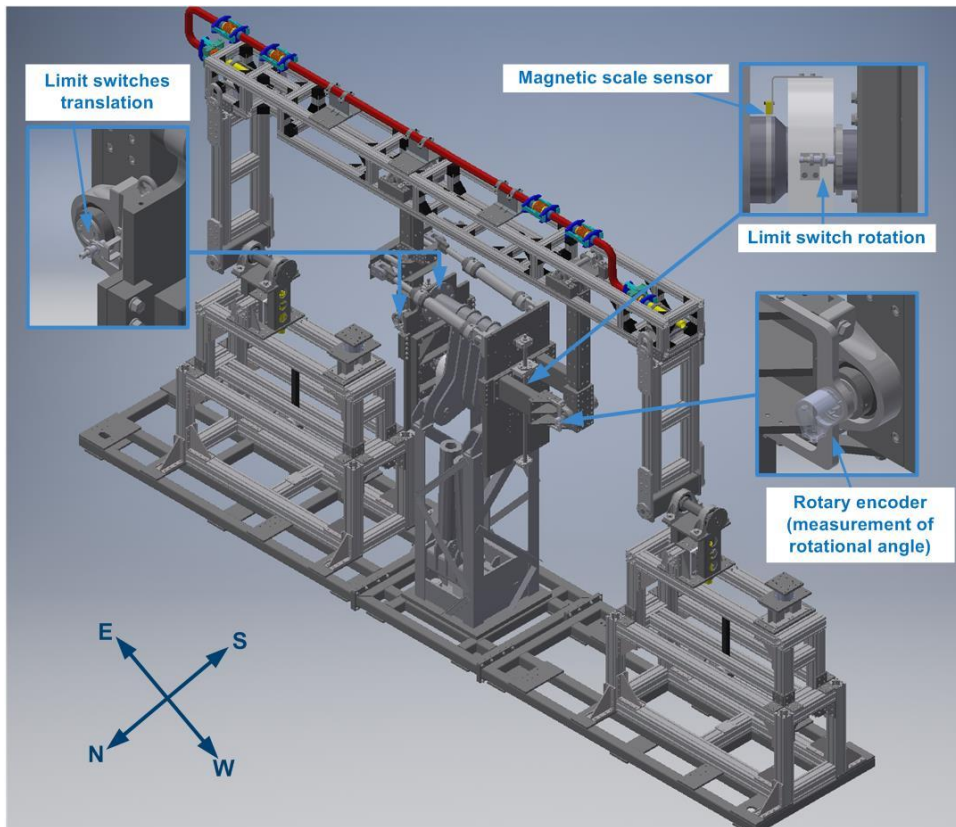


Figura 37. Modelo CAD con sensores de posición y finales de carrera para rotación y traslación [21].

3.1.3. Balance de planta

Todos los elementos vistos hasta ahora están relacionados, de alguna manera, con los movimientos que los REPA están destinados a soportar y cómo generarlos. Al otro lado de la nave principal se encuentran todos los componentes relacionados con el ciclo de HTF: su red de distribución, control de la presión y temperatura, su medición y otros elementos de seguridad del sistema. A todos estos elementos se los conoce como el balance de planta o *balance of plant* (BOP). En la mayoría de las centrales energéticas e instalaciones que disponen de un BOP, se incluyen los dispositivos, mecanismos y elementos auxiliares más allá del proceso, como la turbina, inversores, y transformadores, necesarios para la generación de energía. En el banco de ensayo no se dispone de turbina, puesto que el calor generado se utiliza para someter los REPA a condiciones realistas de temperatura y no para su aprovechamiento energético. El banco dispone de dispositivos eléctricos y electrónicos auxiliares, pero estos se encuentran en la zona de armarios y no en el BOP. Se muestra una foto a continuación del BOP del banco de ensayos:



Figura 38. Foto del balance de planta de la instalación, en 2016 [Cortesía de DLR].

Uno de los elementos más importantes del BOP es la bomba de HTF (**Figura 39**). Se trata de una bomba sin juntas con acoplamiento magnético, la cual ha sido diseñada por encargo, permite alcanzar un valor teórico de hasta 50 bares de presión y emplearse sin problema con aceites industriales como el VP-1, usado en los ensayos actuales del banco. El acoplamiento magnético consta de dos imanes permanentes que permiten la transmisión de potencia entre el motor y la bomba sin contacto y sin necesidad de juntas mecánicas, las cuales acaban derivando en fugas de líquido, inadmisibles con el uso de aceites sintéticos orgánicos. La bomba cuenta con termopares para la medición de temperatura a la entrada, salida y en la cámara del sello magnético, para control de la temperatura en los ensayos y evitar que un exceso de la misma pueda afectar a las propiedades magnéticas de los imanes.



Figura 39. Foto de la bomba de HTF desmontada, en 2023 [Cortesía de DLR].

El control de la temperatura del HTF se lleva a cabo utilizando calentadores de banda de 3,5 kW, instalados alrededor de la tubería y cubiertos por una capa externa de aislante térmico. El uso de calentadores de banda permite un calentamiento progresivo y seguro del VP-1, HTF bastante volátil, en lugar de un calentador común inmerso en el interior de la tubería y en contacto directo con el líquido, aunque deriva en mayores pérdidas de energía al tratarse de un método de calefacción indirecta. Sin embargo, el uso de los calentadores de banda evita mayores pérdidas de presión en el sistema por la obstrucción del flujo de líquido, y su modularidad permite adaptar fácilmente a futuros cambios en la instalación que requieran condiciones de temperatura más exigentes o puedan originar mayores pérdidas térmicas.

Al trabajar con un circuito cerrado a presión y alta temperatura, es importante la presencia de un vaso de expansión en el sistema (visible en la **Figura 38** en primer plano), debido a que, cuando un fluido es sometido a cambios de temperatura, puede experimentar una variación en sus propiedades, entre ellas, su densidad. En un circuito cerrado, el sistema no es capaz de compensar los cambios de volumen de un líquido incompresible, produciéndose variaciones de presión inadmisibles. El uso de un vaso de expansión abierto es descartado a causa de la alta presión que puede alcanzarse dentro del circuito, a la naturaleza tóxica de los aceites orgánicos y a su tendencia a oxidarse en contacto con el oxígeno, acelerando el proceso de envejecimiento del HTF y disminuyendo su capacidad de transferencia de calor [10]. Por este motivo, se utiliza un tanque cerrado con atmósfera de nitrógeno a presión, inertizando el ambiente, evitando la oxidación del HTF, la formación de mezclas explosivas de los vapores de este y absorbe sus diferencias de volumen, por tratarse de un gas que sí es compresible. Una válvula de escape en la parte superior del tanque permite el alivio de la presión del nitrógeno en caso de aumentos excesivos de presión en el tanque.

Para finalizar este apartado, se detallarán las características del circuito de HTF y detallará su funcionamiento. A la salida de la bomba, se encuentra un tramo de tubería recto en el que se ubican los calentadores de banda y un caudalímetro para medida del caudal de HTF. Dicha tubería acaba en un tubo corrugado previo a la entrada de la KU, que sirve para compensar la expansión térmica del circuito de HTF, de manera que los REPA no sufren esfuerzos adicionales que afecten a los ensayos de la instalación; y, por otro lado, disminuye la carga en los anclajes al no restringirse dichos desplazamientos. El HTF recorre las tuberías del *traverse*, y a través de otro tubo corrugado, vuelve a la zona de BOP, pasando por un filtro para evitar el paso de partículas que puedan dañar el rodete.

Un *bypass* conecta la salida y succión de la bomba, de manera que, si así se requiere, se puede aislar la KU del resto del circuito, en caso de pruebas con en el BOP o mantenimiento. Un segundo *bypass* incorpora el tanque de expansión al sistema, justo antes de la succión de la bomba. Una válvula tanto a la entrada y salida del tanque como en el tramo paralelo a este permite aislar el tanque de expansión del circuito o forzar el flujo de HTF por el mismo, según se necesite. Por último, una válvula antirretorno impide el flujo a contracorriente por el sistema. Se muestra a continuación un análisis estructural del circuito donde se puede apreciar el recorrido mencionado y las partes de este:

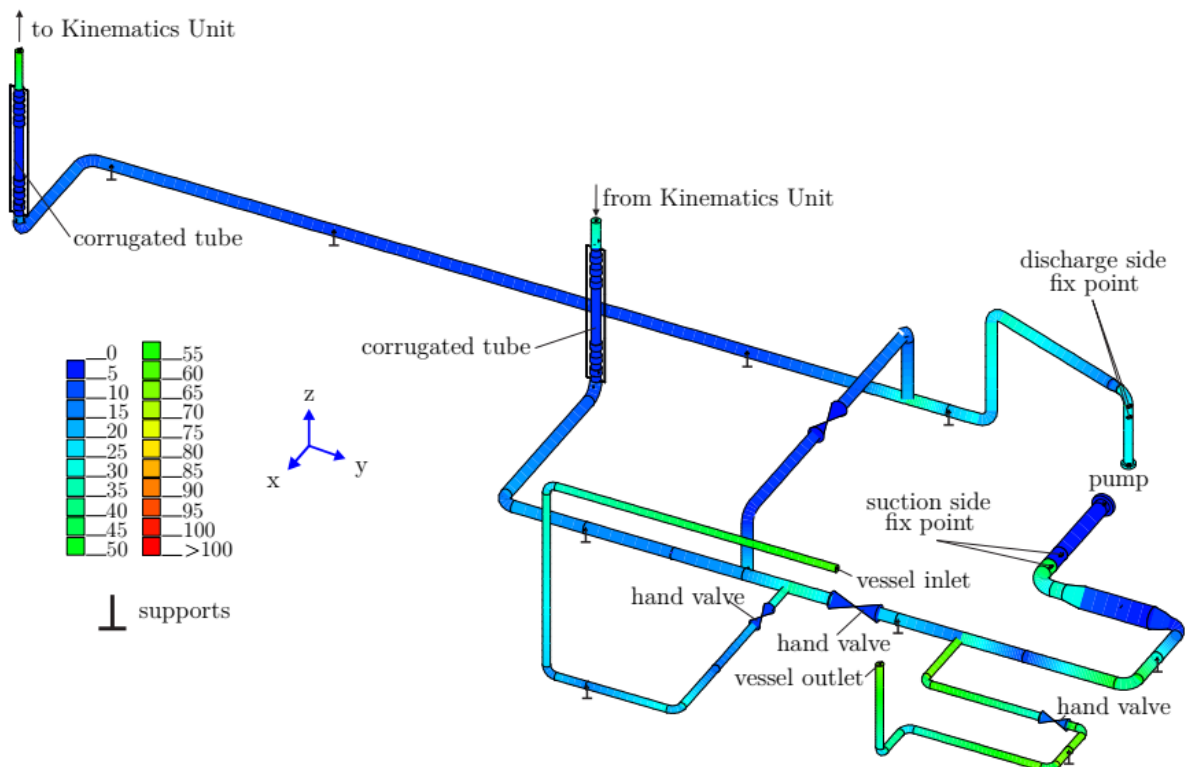


Figura 40. Análisis de tensiones del circuito de HTF en ROHR2, para 450 °C y 40 bar [10].

3.1.4. Zona de armarios

El banco de trabajo cuenta con numerosos sensores cuyas señales deben ser recogidas para su tratamiento, y a su vez, otras señales deberán distribuirse hacia los distintos actuadores del sistema. También existen algunos dispositivos con elevados consumos de potencia que deberán alimentarse para su uso, como los calentadores del circuito de HTF, así como interruptores, relés y protecciones. Todas estas necesidades se resuelven con la adición de una zona de armarios, separada del resto de los elementos de la instalación, de manera que queden centralizados y sean accesible para su manipulación y mantenimiento, sin suponer un riesgo para el trabajador.

La mayoría de estos elementos quedan distribuidos en dos armarios:

- **El armario de potencia:** aquí se hallan dos variadores de frecuencia, del motor de inducción para la traslación y del motor acoplado a la bomba; el servo controlador para la rotación, interruptores de protección, así como los bloques de terminales donde se conectan todos los cables de dispositivos de alto consumo de potencia y algunas señales de control imprescindibles.
- **El armario de control:** en este armario se encuentra el controlador lógico programable o *Programmable Logic Controller* (PLC), con todos sus componentes, una fuente de alimentación de 24 V, un sistema de alimentación ininterrumpida en caso de apagón, además de los bloques de terminales donde se conectan las señales de control del sistema y algunos cables de alimentación.

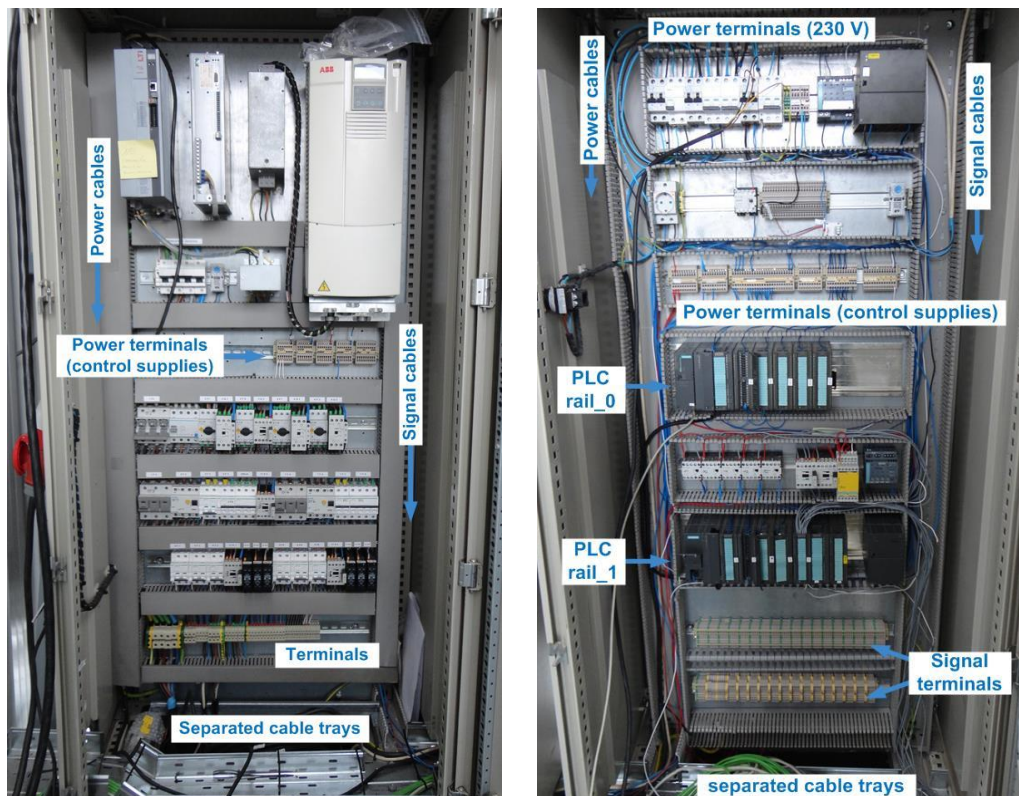


Figura 41. Armarios de potencia (izq.) y control (der.) [21].

La **Figura 41** muestra una fotografía del interior de los armarios y sus componentes. Se instalaron dos armarios adicionales para futuras ampliaciones del sistema. Cabe mencionar que todos los cables que llegan a los armarios se distribuyen en dos bandejas de cables separadas. El propósito de esta decisión de diseño es evitar que los cables de alimentación, por los que circula una elevada carga, puedan producir interferencias electromagnéticas en los cables de control, motivo por el que son separados en dos bandejas particulares, separadas al menos 20 cm, o por una pared metálica, cuando no pueda cumplirse dicha distancia [21].

3.1.5. Sistema SCADA

Un sistema de supervisión, control y adquisición de datos o *Supervisory Control And Data Acquisition* (SCADA), habilita la recogida de datos, permite monitorizar uno o varios procesos y controlarlos, pudiendo modificar el modo de operación o las consignas de los procesos. En el banco de trabajo se aplica un sistema SCADA encargado de gestionar el uso de las diferentes señales de los sensores y actuadores, de la supervisión de los procesos que tienen lugar en la instalación y de su control, que engloba, tanto la velocidad de los motores, estado de las válvulas, presión del aceite y posición de los brazos, entre otros, como la temperatura del HTF alcanzada con los calentadores, el caudal de HTF que inyecta la bomba a través del *traverse*, o la gestión de las alarmas del sistema o detectores de humo.

En el nivel más alto del sistema SCADA encontramos la interfaz gráfica de usuario o *Graphical User Interface* (GUI), que permite la monitorización de los procesos que ocurren en la KU y el circuito de HTF, con la posibilidad de modificar sus consignas o alternar entre el funcionamiento manual de la KU o ciclos de movimiento predeterminados. La GUI ha sido implementada en *LabVIEW* [22], programa conocido por su capacidad de diseño de sistemas industriales para la adquisición de datos y control de procesos mediante un lenguaje gráfico basado en bloques sencillo de usar. *LabVIEW* se encuentra instalado en el ordenador central de la instalación, integrado en la zona de armarios, aunque este puede ser accedido cómodamente desde la sala de control de la PSA mediante escritorio remoto.

En un nivel por debajo se encuentra el PLC y todos sus componentes, encargado del control directo de los procesos monitorizados en la GUI en tiempo real, tanto de la KU como del circuito de HTF. Un fallo puede ocasionar graves daños en la instalación, y aunque *LabVIEW* permitiría la implementación completa del sistema SCADA en una única aplicación y consta de módulos de simulación en tiempo real para hardware embebido, en este caso, la opción escogida es el PLC por su robustez y fiabilidad a largo plazo, teniendo en cuenta que el banco de ensayos puede llegar a trabajar de manera continua e ininterrumpida durante períodos de tres meses [21]. Al final, la ejecución de *LabVIEW* y su estabilidad queda supeditada a la robustez del sistema operativo ejecutado en el ordenador central de la instalación.

El PLC recibe las señales de control del sistema, tanto analógicas como digitales por módulos de entrada y salida (E/S) como por buses de campo. El PLC se conecta al ordenador central mediante Ethernet, y para su comunicación con la aplicación en LabVIEW, se utiliza un servidor de vinculación e incrustado de objetos para control de procesos, más conocido como *Object Linking and Embedding (OLE) for Process Control (OPC)*, concretamente *KEPServerEX* de *Kepware*, instalado en el ordenador central. El mismo LabVIEW dispone de librerías para la creación de clientes OPC, habilitando la lectura de las variables del PLC. El principal inconveniente es que este método ralentiza la transmisión de datos, obteniéndose lecturas de los valores aproximadamente cada segundo, de manera que, aunque LabVIEW dispone de cierta capacidad de procesamiento y tratamiento de datos, solo es usada para procesos no críticos, que son controlados por el PLC en su lugar, por ejemplo, la conversión de las 6 señales procedentes de los dinamómetros en valores de fuerza y momento, lo cual también agiliza la ejecución del programa en PLC. El PLC se trata de un S7-300 de *Siemens*, y el proyecto asociado al banco de trabajo se ha realizado con el entorno de programación de la misma compañía, *TIA Portal*. Cuando se requieren modificaciones del programa, basta con estar conectado con un ordenador externo de manera inalámbrica a la misma red que el PLC o por cable directamente a este, mediante Ethernet. Un segundo rack es utilizado para ampliar la cantidad de entradas y salidas del sistema, empleando los módulos de extensión IM 360 e IM 361. Se muestra a continuación una imagen de la configuración del PLC:

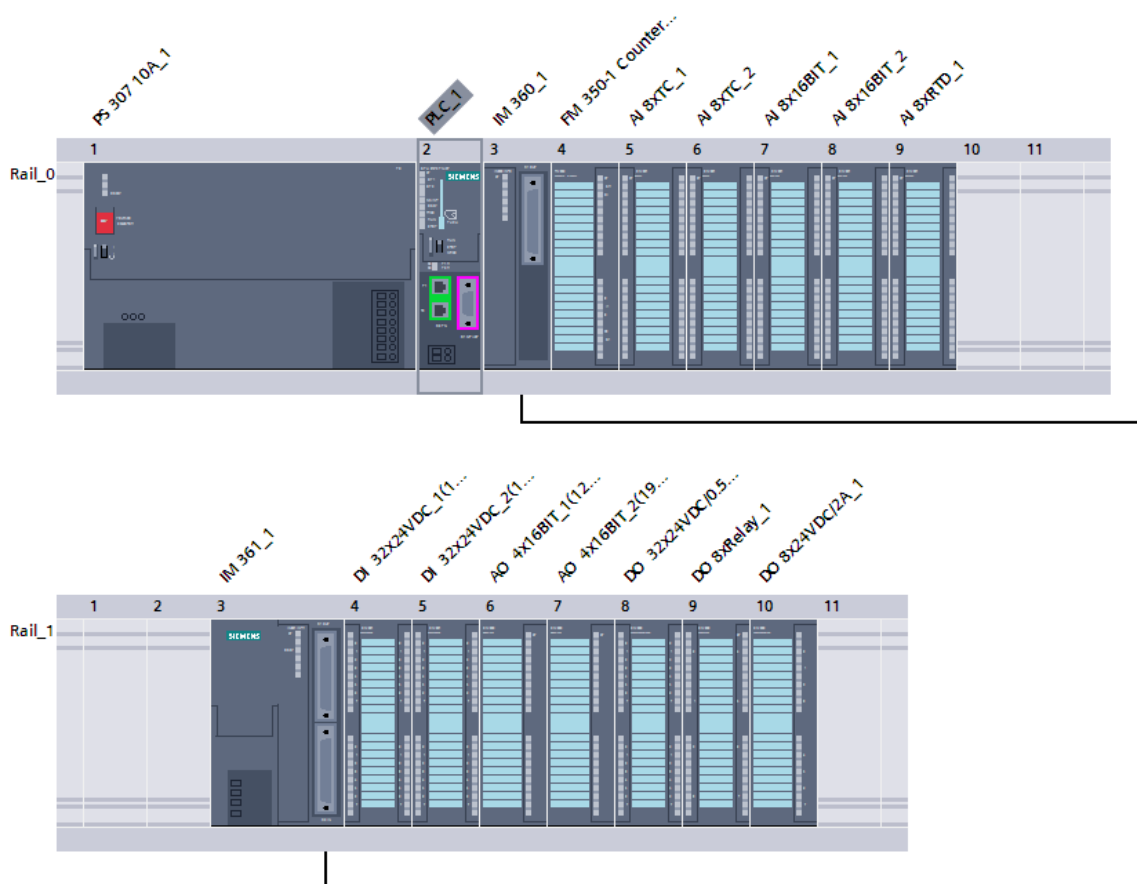


Figura 42. Configuración del PLC en TIA Portal [21].

Un nivel inmediatamente inferior en el sistema SCADA corresponde al servocontrolador, encargado de la gestión del servo motor para la rotación del banco de ensayos. La diferencia entre un servomotor y un motor convencional es la existencia de una señal de salida, como la velocidad o el par, y es utilizada como retroalimentación para el control preciso del eje de giro. Un servocontrolador recibe la señal del servo motor, y la procesa, pudiendo corregir la alimentación del motor para aportar varias funcionalidades, entre las que se pueden encontrar, en este caso, la generación de los perfiles de velocidad del servomotor, limitación de la aceleración y deceleración máxima o control de posición, par o velocidad. El servocontrolador del banco de ensayos es un modelo *ServoOne Junior* de *Lti Motion* (ahora conocido como *KEBA Industrial Automation Germany GmbH*), y es configurado empleando el software *Lti DriveManager* (ahora denominado *KeStudio* [23]). Este software se encuentra instalado en el ordenador central y permite modificar en línea la configuración del servocontrolador³, además de representar gráficamente algunos parámetros y mostrar las alarmas del servomotor. El servocontrolador se comunica con el PLC de manera directa mediante PROFIBUS, recibiendo de él dos señales: una digital, la puesta en marcha; y una analógica, la consigna de velocidad. El servocontrolador también se conecta a la red de la instalación, de manera que puede ser accedido por *DriveManager* mediante Ethernet.

El último nivel del sistema SCADA corresponde a la instrumentación. El conjunto completo de actuadores y sensores constituyen la manera última de actuar sobre el sistema, modificando sus propiedades físicas, y obtener información sobre las mismas. Casi todos estos componentes se conectan a módulos E/S y, en su mayoría, los sensores se conectan a módulos de entrada y los actuadores a módulos de salida, pero existen algunas excepciones. Los dinamómetros se conectan directamente al ordenador central por USB, y sirven para obtener los valores de fuerza y momento sobre las SJ en las tres direcciones del espacio, pudiendo correlacionarse con las cargas a los que están sometidos los REPA. Las cámaras de monitorización también se comunican con el ordenador central, mediante Ethernet, y permiten visualizar el estado de la instalación de manera remota.

Los motores de inducción del sistema reciben un único cable de potencia, y entre ellos y su alimentación se encuentran los variadores de frecuencia, que suministran la potencia eléctrica necesaria en función de una consigna de velocidad que reciben como una salida analógica del PLC. De la misma manera, el servomotor se conecta al servocontrolador por un cable de potencia, y su actuación es controlado por este último, sin necesidad de recibir ninguna señal adicional desde el PLC. Para finalizar, en la **Figura 43** se ha representado de manera esquemática el sistema SCADA utilizado en la instalación, mostrando los elementos más importantes, así como las distintas conexiones entre los mismos.

³ Aunque algunos parámetros necesitan de un reinicio para tomar efecto.

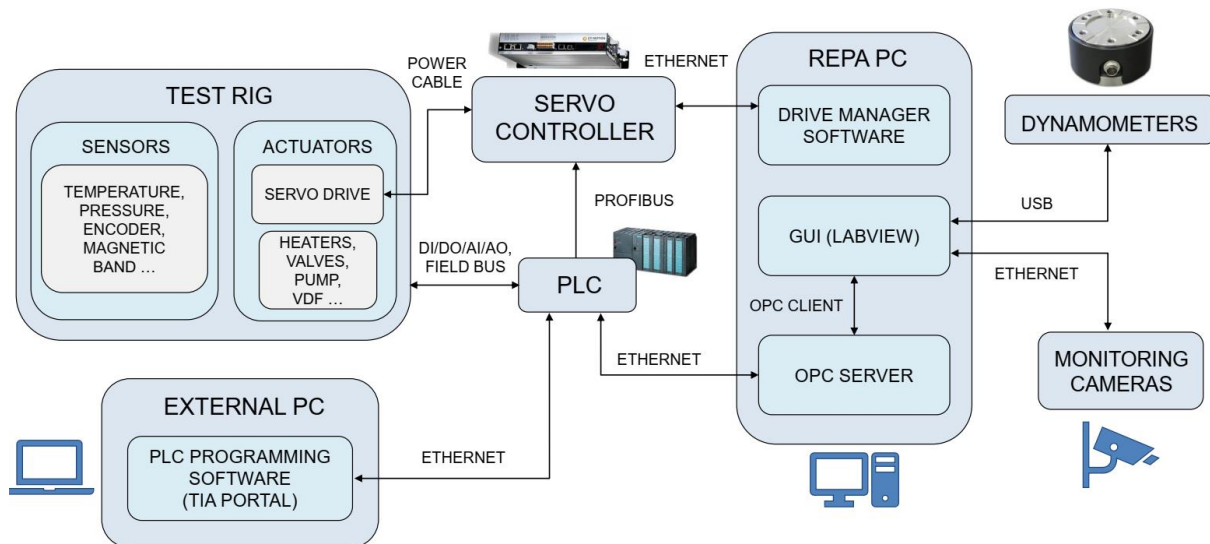


Figura 43. Sistema SCADA del banco de trabajo de la PSA.

3.1.6. Oscilaciones en la estructura principal

Es común observar, cuando los brazos giratorios inician o cesan su movimiento de rotación, unas pequeñas oscilaciones. Estas se tratan de oscilaciones elásticas que aparecen por la propia inercia de los brazos cuando se ven sometidos a una aceleración y deceleración súbita. Estas vibraciones son absorbidas rápidamente en los momentos posteriores a su aparición. Su presencia resulta un indicativo de la elasticidad de la cadena cinemática que abarca desde el servomotor hasta el *traverse*, pasando por todos los elementos intermedios como los cilindros, la manivela o los rodamientos.

Como ya se ha comentado anteriormente, a partir del diseño de un contrapeso para los brazos giratorios y su montaje en la estructura, se apreció, conforme mayor era el aumento de masa, un incremento en la frecuencia de aparición de estas oscilaciones, la duración de las mismas y de su amplitud, suponiendo un peligro para la integridad del banco de ensayos. Por este motivo, se prescindió del uso del 8L4S-CW en favor del 6L-CW. Se sospechó que esta acentuación de las oscilaciones de los brazos pudiera ser debida a la presencia de holguras en los rodamientos de los cilindros. En ausencia de contrapeso, los rodamientos se encuentran tensionados, pero conforme se balancean los brazos, la holgura de los rodamientos permite cierto desplazamiento de los pistones, reduciendo la capacidad de la estructura para absorber energía y amortiguar las oscilaciones que anteriormente eran admisibles [5]. Las holguras en los rodamientos de los cilindros también provocarían una disminución de la rigidez total de la estructura que, sumado al incremento de masa por la adición de las placas metálicas, resultaría en una reducción de la frecuencia natural del sistema, lo cual implica una mayor tendencia de los brazos a comenzar a oscilar y con una mayor amplitud máxima.

Un primer análisis de las oscilaciones (**Figura 44**) para movimiento *step-by-step* en el rango de 40° a 140° , ida y vuelta y con 6L-CW muestra máximos en la aceleración del *traverse* alrededor de la posición vertical de los brazos, donde el momento gravitacional es mínimo y también, el tensionamiento de los rodamientos, amplificando las vibraciones. El análisis muestra que la frecuencia de las oscilaciones se encuentra en el rango de 3 a 4 Hz y que aumentar el tiempo de parada entre cada uno de los pasos de rotación no disminuye la amplitud de las oscilaciones.

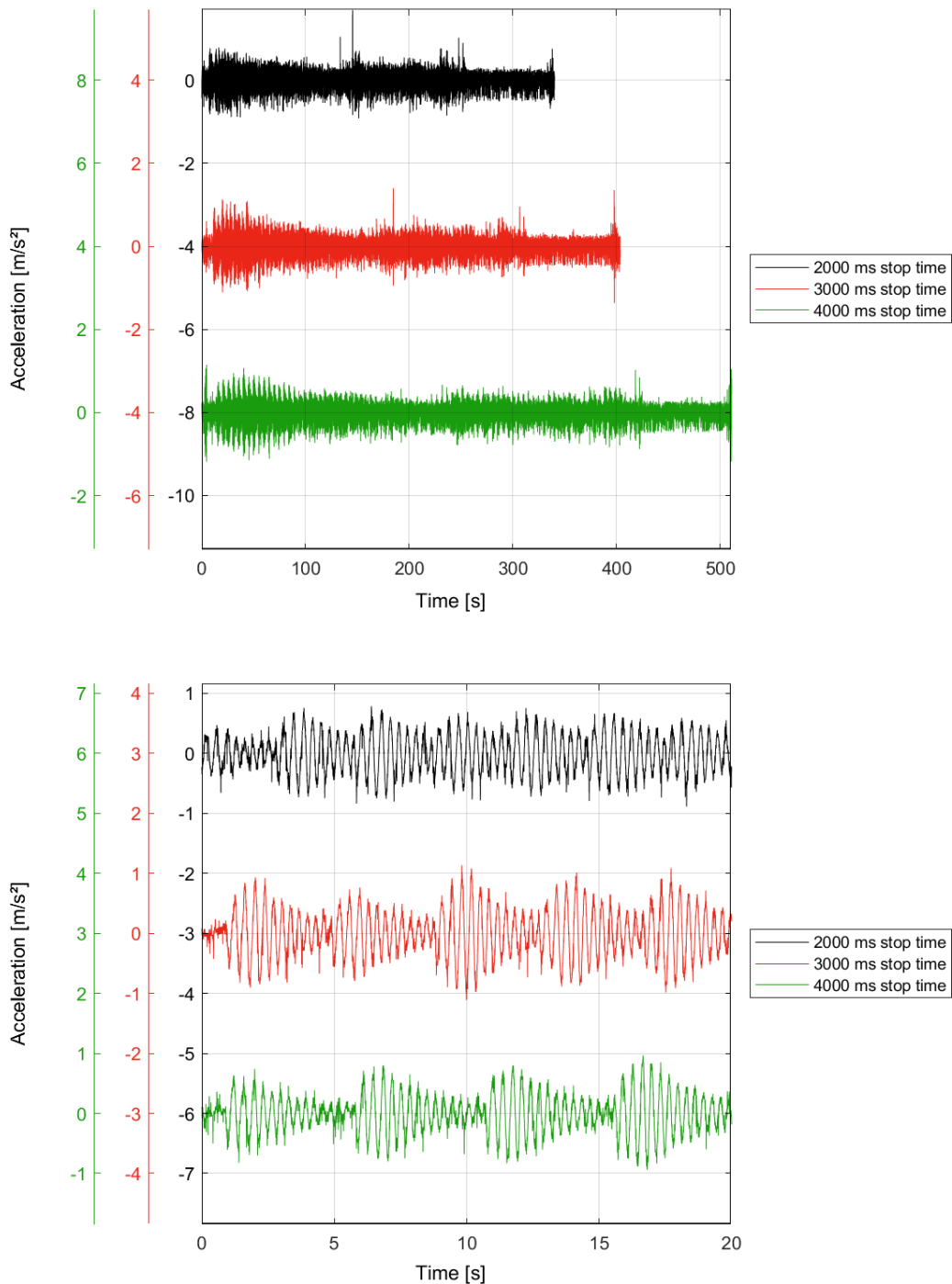


Figura 44. Medidas de vibración en movimiento *step-by-step* con distintos tiempos de pausa [5].

Otra propuesta consistió en un rediseño de los rodamientos de los cilindros para reducir la holgura y producir un ajuste más prieto de los pistones, acción que mejoró el comportamiento vibracional de los brazos, aunque no solucionó el problema. También se modificaron los perfiles de velocidad del servomotor (**Figura 45**) para incorporar una pequeña rampa de aceleración y deceleración en cada uno de los movimientos de los brazos. Una aceleración gradual supone una menor fuente de excitación para el sistema, permitiendo que la estructura absorba las vibraciones a tiempo antes de que puedan ser amplificadas, aunque conlleva un incremento de tiempo extra en cada desplazamiento realizado.

Esta última modificación supuso una nueva mejora del comportamiento del banco de ensayos. Sin embargo, en ocasiones, durante el movimiento continuo de los brazos, se pueden producir oscilaciones de gran amplitud que obligan a detener la instalación durante un tiempo antes de reanudar la rotación. El movimiento *step-by-step* es totalmente inviable pues da lugar a una fuente de excitación que provoca oscilaciones muy rápidamente, y si se reduce la velocidad, el movimiento se vuelve extremadamente lento, haciendo inviable los ensayos de vida acelerados. Además de estos problemas, la solución del problema de las oscilaciones podría dar margen a un incremento mayor en las rampas de aceleración o la velocidad máxima de rotación sin dar lugar a oscilaciones, reduciendo los tiempos de ensayo de REPA.

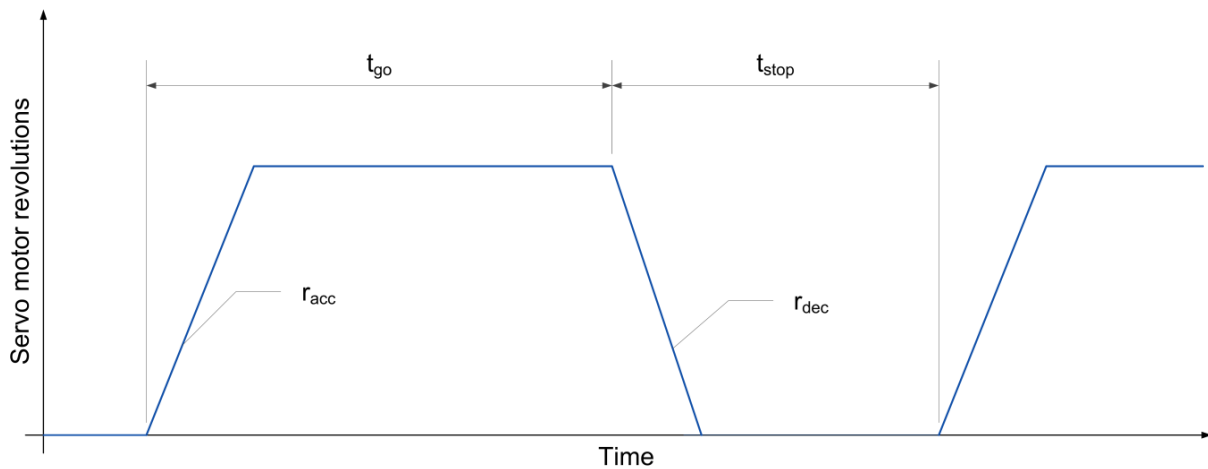


Figura 45. Perfil trapezoidal de velocidad del servomotor y parámetros asociados [5].

3.2. MATLAB

MATLAB es un entorno de desarrollo integrado creado por *MathWorks* [24] para el cálculo numérico y la programación con multitud de aplicaciones para ingenieros y científicos. Su principal ventaja es el tratamiento de datos enfocado en las matrices, donde todas las variables son tratadas como matrices multidimensionales, lo que permite que tareas como el análisis de datos, el desarrollo de algoritmos y modelos o la creación de aplicaciones resulten mucho más sencillas e intuitivas.

MATLAB es un lenguaje interpretado, es decir, es compilado en tiempo de ejecución por un programa llamado intérprete, línea a línea en cuanto se necesita. Además, el lenguaje de MATLAB es de tipado débil y dinámico, lo que significa que el tipo de las variables no necesita ser especificado durante su definición, y que una misma variable puede adoptar distintos tipos a lo largo de la ejecución, al no estar vinculadas a un único tipo. Esta serie de características facilita y agiliza el proceso de depuración y programación, dando lugar además a un código más corto, aunque menos expresivo, al ser menos verboso. Por el contrario, los errores de tipo pueden llegar a ser más difíciles de corregir, puesto que no son detectados por un compilador antes de la ejecución del código. La velocidad de ejecución de un archivo con varias líneas de código, un *script*, puede llegar también a resultar lenta, en especial si la cantidad de líneas es grande y la aplicación se desvía del tratamiento de matrices, uno de los puntos fuertes de MATLAB.

MATLAB se usará repetidamente para el análisis y representación de series de datos procedentes de otros entornos como la base de datos de la instalación o el software del servocontrolador. También será necesario para acceder a varios de los scripts realizados por anteriores estudiantes que han trabajado en la instalación.

3.3. Estudio y análisis de vibraciones

3.3.1. Vibraciones

El concepto de oscilación se ha utilizado a lo largo de este trabajo y es algo más general que el de vibración, aunque cuando se habla de sistemas mecánicos, ambos suelen ser equivalentes. Se entiende por vibración u oscilación al movimiento repetitivo de un sistema en torno a un estado fijo o de equilibrio, a intervalos determinados. Estos movimientos se basan en una transformación alternativa entre energía potencial y cinética, y se producen por la capacidad del sistema de acumular tanto energía potencial (elasticidad) como energía cinética (masa e inercia) [25].

Cuando el sistema vibra por sí solo tras una perturbación inicial, como un desplazamiento fuera de su posición de equilibrio o una fuerza externa instantánea, se habla de **vibraciones libres**. La frecuencia a la que el sistema vibra libremente se denomina frecuencia natural o principal del sistema. Un par de ejemplos serían la oscilación de un péndulo o la vibración de una chapa metálica al recibir un impacto. Si por el contrario el sistema es sometido a una fuerza externa, se habla de **vibraciones forzadas**. El giro de un cigüeñal o la oscilación de un edificio durante un sismo son consideradas vibraciones forzadas. Si la fuerza externa es periódica y su frecuencia coincide con la frecuencia natural del sistema, un proceso de interferencia constructiva provoca que la amplitud de la oscilación aumente de manera descontrolada. Este fenómeno es conocido como resonancia y su estudio es muy importante en la prevención de fallas de aeronaves, edificios o puentes [25].

La resonancia es la causante de que las oscilaciones naturales de los brazos giratorios se amplifiquen y manifiesten. Pero es habitual que estos sistemas pierdan energía a lo largo del tiempo y con cada ciclo. A esta capacidad de disipar energía se la denomina amortiguación, y es la causa por la que las vibraciones no se extienden indefinidamente a lo largo del tiempo, ya sea por resistencia del aire, rozamiento o por choques inelásticos, entre otras causas. Este tipo de vibraciones se conocen por **vibraciones amortiguadas**. En algunos sistemas puede ocurrir que la amortiguación sea muy pequeña y apenas se pierda energía, pudiendo ignorarse, teniéndose **vibraciones no amortiguadas**. Esta consideración es importante pues la incorporación de la amortiguación dificulta la resolución de estos sistemas, pero resulta crucial cuando se encuentran próximos a la resonancia, ya que la frecuencia de resonancia es menor que la frecuencia natural del sistema cuando existe amortiguamiento. Dicha frecuencia es llamada frecuencia natural amortiguada.

3.3.2. Movimiento armónico

No todas las vibraciones son igual de regulares. Los sismos provocan ondas de patrones complejos en comparación con la oscilación de un péndulo simple o la vibración de una cuerda tensada. Cuando la oscilación se repite en intervalos de tiempo regulares, son consideradas ondas periódicas. Existen muchos tipos de oscilaciones periódicas, aunque quizás el tipo más habitual y sencillo de estudiar sean los movimientos armónicos. El ejemplo anterior sobre la oscilación de un péndulo simple es considerado un movimiento armónico, al igual que las oscilaciones de los brazos giratorios. Los movimientos armónicos son descritos empleando funciones sinusoidales de la forma:

$$x(t) = A \sin \theta = A \sin(\omega t + \varphi_0) \quad (4)$$

Donde x es el desplazamiento alrededor de la posición de equilibrio, θ es la fase de la oscilación, A su amplitud (desplazamiento máximo), ω es la pulsación o frecuencia angular de la oscilación y φ_0 es la fase inicial del movimiento, o sea, en el instante de tiempo $t=0$. Dicha expresión puede derivarse en función del tiempo para obtener la velocidad y aceleración del movimiento:

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = A\omega \cos(\omega t + \varphi_0) \quad (5)$$

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = -A\omega^2 \sin(\omega t + \varphi_0) = -\omega^2 x(t) \quad (6)$$

Como se observa en la **Ecuación (6)**, la aceleración se opone al desplazamiento en cualquier punto fuera del de equilibrio, expresando la tendencia del sistema a oscilar alrededor del mismo. Este tipo de oscilación es llamada movimiento armónico simple. Los movimientos armónicos simples pueden ser representados asimismo utilizando números complejos:

$$\vec{X} = Ae^{j\theta} = A(\cos\theta + j\text{sen}\theta) \quad (7)$$

$$\vec{V} = j\omega Ae^{j\theta} = j\omega A(\cos\theta + j\text{sen}\theta) \quad (8)$$

$$\vec{A} = -\omega^2 Ae^{j\theta} = -\omega^2 A(\cos\theta + j\text{sen}\theta) \quad (9)$$

Siendo j la unidad imaginaria. La parte real de estos números complejos coincide con las expresiones vistas en las **Ecuaciones (4) a (6)**. Este modo de representación de movimientos armónicos es muy útil a la hora de estudiar oscilaciones más complejas, pues su suma es directa al igual que ocurre con otras magnitudes vectoriales, como se muestra en la **Figura 46**.

A partir de frecuencia angular de los movimientos armónicos se pueden definir dos términos muy importantes y utilizados: la frecuencia f de la vibración (**Ecuación (10)**), equivalente al número de ciclos que efectúa por unidad de tiempo. El otro es el período τ , equivalente al tiempo necesario para completar un ciclo (**Ecuación (11)**).

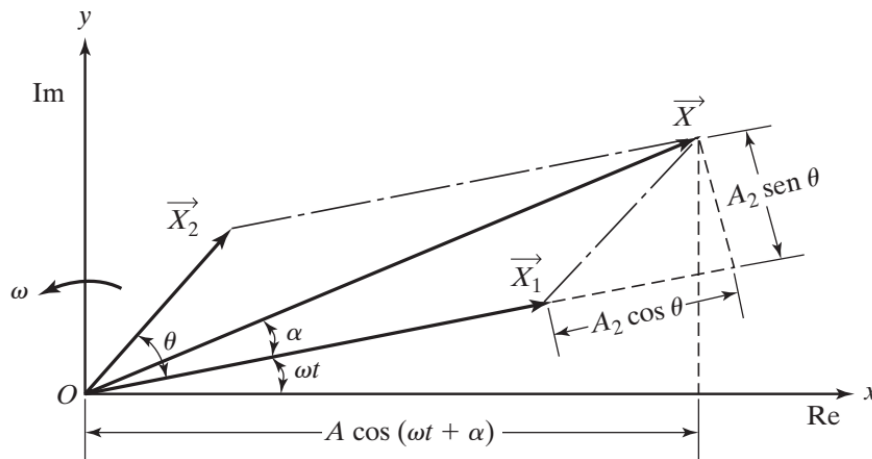


Figura 46. Suma de movimientos armónicos utilizando números complejos [25].

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (10)$$

$$\tau = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega} \quad (11)$$

3.3.3. Análisis armónico

Dada cualquier función periódica, se puede construir una representación armónica de la misma, como suma de infinitos movimientos armónicos simples con frecuencias múltiplo de una fundamental y distintas amplitudes:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + a_1 \cos\omega t + b_1 \text{sen}\omega t + a_2 \cos 2\omega t + b_2 \text{sen} 2\omega t + \dots$$

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \text{sen} n\omega t) \quad (12)$$

Esta propiedad permite construir aproximaciones de cualquier tipo de función periódica empleando un número de senos y cosenos finito. Estas aproximaciones se conocen como series de Fourier. Un ejemplo se muestra en la siguiente figura:

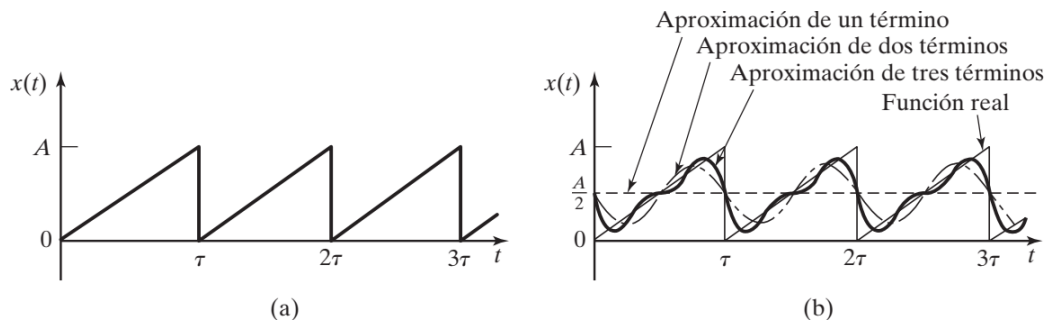


Figura 47. Series de Fourier de una función periódica (a) para n igual a 1, 2 y 3 (b) [25].

Los términos a_0 , a_1 , b_1 , a_2 , b_2 , etc., de la **Ecuación (12)** son llamados coeficientes de Fourier, y cada uno de los términos $\cos(n\omega t)$ y $\sin(n\omega t)$ son los llamados armónicos de orden n o n-ésimo armónico. Tanto los coeficientes de Fourier como los armónicos de cualquier función pueden representarse en un diagrama denominado **espectro de frecuencia** o **diagrama espectral**. La siguiente figura muestra uno de estos diagramas para dos funciones distintas:

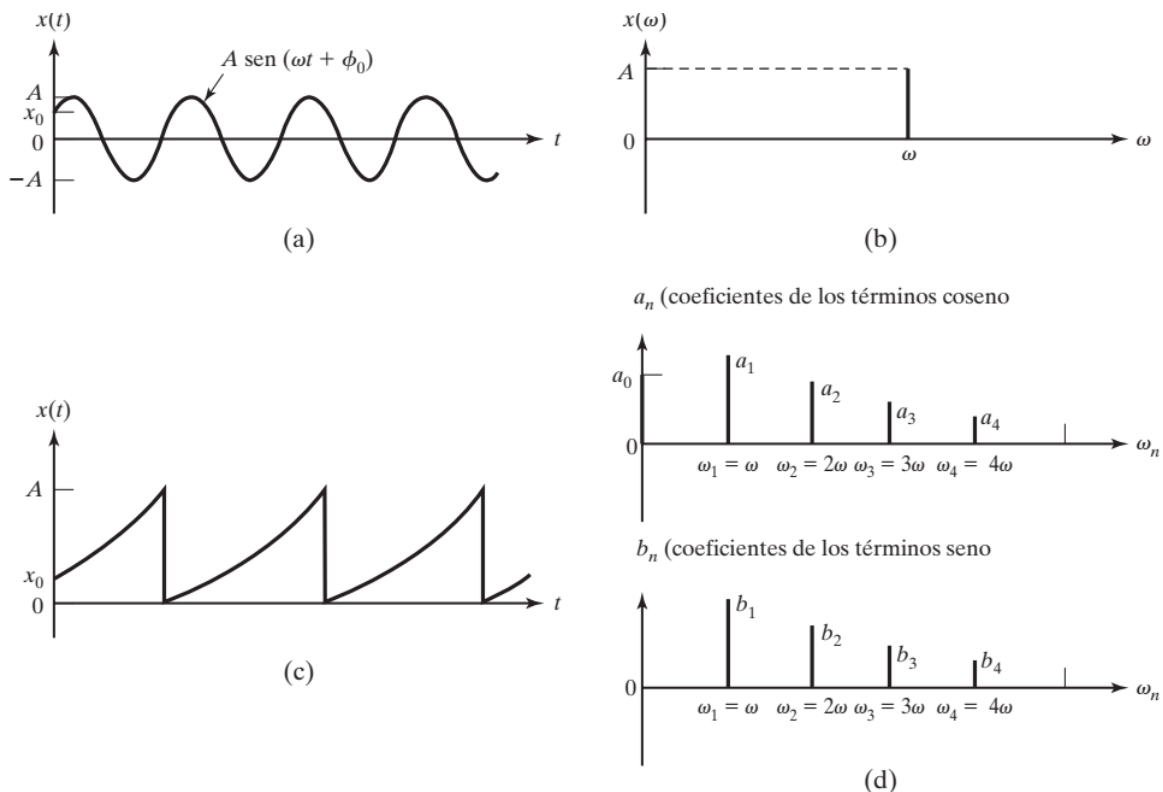


Figura 48. Función seno (a) y una función periódica (c) con sus espectros de frecuencia (b) y (d) [25].

Cualquier función, incluso cuando no es periódica, puede representarse en el dominio de la frecuencia como pares amplitud-frecuencia. Este proceso utilizando una aplicación matemática conocida como **Transformada de Fourier**, cuya expresión se muestra en la **Ecuación (13)**.

$$x(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad (13)$$

Refleja la conversión de una señal en el dominio del tiempo $x(t)$ en otra expresada en el dominio de la frecuencia $x(\omega)$. Sin embargo, en la práctica, muchas veces no se conoce la expresión matemática de una vibración en el dominio del tiempo, sino que se han realizado mediciones de aceleración, fuerza o desplazamiento, entre otras magnitudes, y se dispone de un conjunto discreto de valores. En este caso, se recurre a la **Transformada de Fourier Discreta** o *Discrete Fourier Transform* (DFT).

La expresión de la DFT para un conjunto finito de valores x_n con tiempos de muestreo t_n es la siguiente:

$$x(\omega) = \sum_{n=1}^N x_n e^{-j\omega t_n} \quad (14)$$

Se puede apreciar que la señal obtenida en el dominio de la frecuencia a partir de los valores discretos es continua, pues la DFT puede ser evaluada en todo el espectro de frecuencias (**Figura 49**) [26].

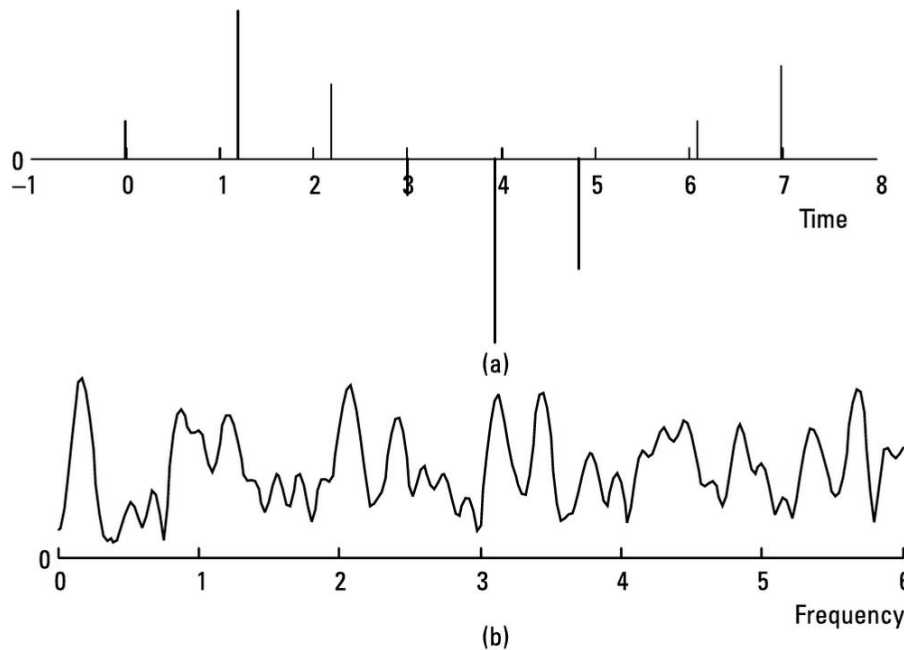


Figura 49. Aplicación de DFT a un conjunto finito de valores (a) para obtener su espectro (b) [26].

Existen varios algoritmos que implementan la DFT. Muchos de ellos calculan $N-1$ intervalos de frecuencia en lugar de obtener el espectro de frecuencia completo. Sin embargo, el número de cálculos computacionales se encuentra en el orden de N^2 , por lo que el coste computacional resulta tremendo cuando N tiene un tamaño considerable. Si se desea obtener el diagrama espectral de una señal en tiempo real, estas consideraciones son importantes, pues el tiempo de cálculo no puede superar el periodo de muestreo de la señal.

La **Transformada Rápida de Fourier** o *Fast Fourier Transform* (FFT) surge como un algoritmo de DFT eficiente que reduce el número de operaciones necesarias, empleando una reordenación de las multiplicaciones necesarias. En el caso límite cuando N es una potencia de 2, la complejidad se reduce a $N \cdot k$ para $N=2^k$. La FFT devuelve valores complejos por cada intervalo de frecuencias. La parte real es una función par, es decir, simétrica en el intervalo de puntos, mientras que su parte imaginaria es impar, que por el contrario, es antisimétrica [26]. El módulo de dicho número imaginario corresponde a la amplitud en la frecuencia de ese intervalo mientras que su argumento equivale a su fase.

El algoritmo FFT se ha utilizado para descomponer la oscilación de los brazos giratorios del banco de ensayos en sus componentes en el dominio de la frecuencia para obtener así la frecuencia natural de vibración. Su uso ha sido indirecto ya que se ha realizado en segundo plano mientras se tomaban medidas de aceleración.

3.3.4. Vibraciones en sistemas mecánicos

Los sistemas pueden ser estudiados en función del número mínimo de coordenadas generalizadas necesarias para describir el estado de los mismos en un instante dado. En el ejemplo **(a)** de la **Figura 50** puede verse qué, por ejemplo, aunque dicho sistema pueda definirse con una amplia combinación de coordenadas: ángulo de la manivela, desplazamiento horizontal del punto, elongación del resorte, ángulo del resorte, etc., todos ellos pueden describirse en función de los otros, con lo que solo sería necesaria el uso de una única coordenada independiente. Al describirse con una única coordenada independiente, se dice que el sistema **(a)** consta de un solo grado de libertad (GDL). Los sistemas **(b)** y **(c)** también son sistemas de 1 GDL, pues pueden describirse, respectivamente, con el desplazamiento horizontal de la masa y con el ángulo de torsión del disco. Existen otros modos de estudiar los sistemas, como los ángulos de Euler o las conocidas como coordenadas cartesianas, que utilizan las proyecciones ortogonales de los nodos del mecanismo en cuestión. Un sistema con n GDL, por lo general, posee n frecuencias naturales de vibración.

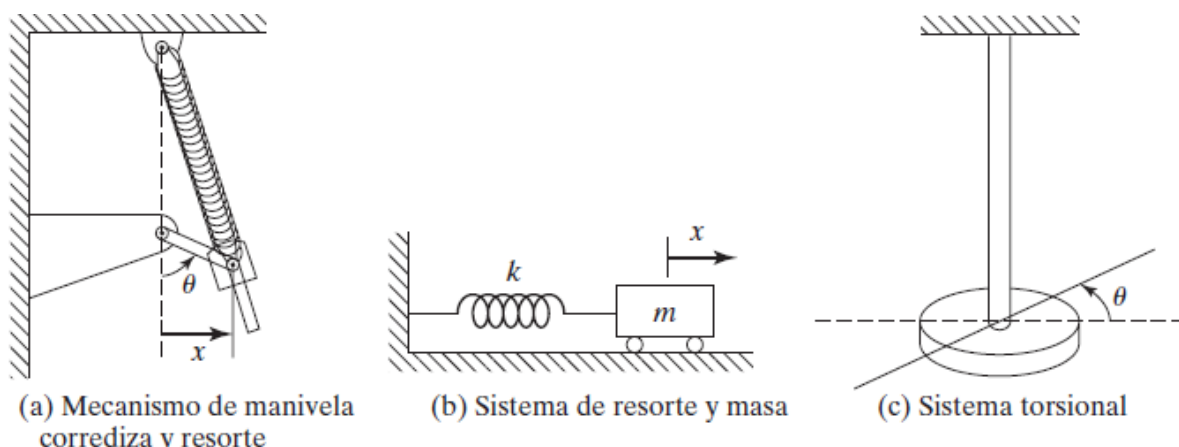


Figura 50. Sistemas de 1 GDL [25].

La mayoría de los sistemas están formados por sólidos elásticos, como una viga en voladizo o el pilar de un pórtico, y necesitarían ser descritos con un número infinito de coordenadas para describir el desplazamiento de cada uno de los puntos en los que se distribuye su masa. Estos sistemas se conocen como continuos o de parámetros distribuidos, y pueden discretizarse, es decir, simplificarse en sistemas con un número finito de GDL, los cuales se conocen como discretos o de parámetros concentrados. Los sistemas discretos requieren ecuaciones diferenciales ordinarias para su resolución frente a los continuos, que requieren ecuaciones en derivadas parciales. Su menor complejidad es un punto a favor, aunque la solución obtenida, en contrapartida, es una aproximación de la solución real o continua. El uso de un mayor número de elementos y, por tanto, un sistema con un número mayor de GDL aporta una solución más exacta, normalmente convergiendo en la solución continua, siendo habitual la discretización de estos sistemas en la práctica [25].

Cuando se discretizan sistemas continuos, habitualmente se utilizan tres tipos de elementos:

- **Elementos resorte:** representan la unión flexible entre dos cuerpos. Cuando existe un desplazamiento relativo entre ambos, aparece una fuerza recuperadora de sentido opuesto al desplazamiento relativo en cada uno de ellos de acuerdo con la ley de Hooke:

$$F_e = k \Delta x \quad (15)$$

La fuerza elástica F_e es proporcional a la rigidez k de la unión y al desplazamiento relativo Δx . La energía necesaria para producir la deformación coincide con la energía potencial almacenada U :

$$U = \frac{1}{2} k \Delta x^2 \quad (16)$$

- **Elementos amortiguadores:** representan la capacidad entre los distintos cuerpos de un sistema de disipar energía. Cuando existe una velocidad relativa entre ellos, aparece una fuerza de amortiguamiento en sentido contrario a la misma, en cada uno de los cuerpos:

$$F_c = c \frac{dx}{dt} = c \dot{x} \quad (17)$$

La fuerza amortiguadora F_c es proporcional al amortiguamiento c entre cuerpos y a su velocidad relativa. Este amortiguamiento entre cuerpos puede ser viscoso, histerético o de fricción.

- **Elementos de masa e inercia:** representan la resistencia de un cuerpo a cambiar su velocidad. Un diagrama de cuerpo libre usa un sistema de referencia no inercial y es por tanto necesario añadir una fuerza de inercia al mismo:

$$F_i = m \frac{d^2x}{dt^2} = m \frac{d\dot{x}}{dt} = m \ddot{x} \quad (18)$$

La fuerza de inercia F_i es proporcional a la masa m del cuerpo y la aceleración a la que se encuentra sometido.

Aunque algunos de los elementos de la KU podrían considerarse continuos y con parámetros distribuidos, como el *traverse*, resulta más conveniente discretizar el sistema. La cadena cinemática que abarca desde el servomotor hasta el *traverse* está compuesta por multitud de cuerpos poseyendo un elevado número de GDL. Sin embargo, los brazos giratorios se puede considerar un sistema de 1 GDL, equivalente a un brazo robótico de un único eslabón.

Con independencia de su número de GDL, las ecuaciones de movimiento de cualquier sistema mecánico pueden expresarse matricialmente de la siguiente manera:

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{c}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{k}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t) \quad (19)$$

En esta expresión, \mathbf{m} , \mathbf{c} y \mathbf{k} son las matrices de masa, amortiguamiento y rigidez del sistema, mientras que \mathbf{f} es el vector de fuerzas externas sobre el sistema. Para un sistema en vibración libre sin amortiguamiento, tanto la matriz de amortiguamiento como el vector de fuerzas son nulos:

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{k}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (20)$$

Su resolución se basa en un problema de autovalores y autovectores que permite obtener tanto las frecuencias naturales del sistema como sus modos de vibración.

$$|\mathbf{k} - \omega^2\mathbf{m}| = 0 \quad (21)$$

$$|\mathbf{k} - \omega^2\mathbf{m}|\boldsymbol{\phi} = \mathbf{0} \quad (22)$$

Siendo los autovalores ω las frecuencias naturales y los autovectores $\boldsymbol{\phi}$ los modos de vibración. La **Ecuación 21** puede resolverse de manera directa dando lugar a la siguiente expresión:

$$\omega^2 = \mathbf{m}^{-1}\mathbf{k} \quad (23)$$

Que para sistemas de 1 GDL da lugar a la conocida expresión de su frecuencia fundamental en función de la masa y la rigidez:

$$\omega = \sqrt{k/m} \quad (24)$$

3.3.5. Medida de vibración

En muchos sistemas, como el tratado en este trabajo, es difícil obtener un modelo matemático y resolverlo para obtener sus ecuaciones de movimiento. En estos casos, una posible solución es hacer uso de dispositivos que permitan obtener características fundamentales de las vibraciones. Las mediciones de vibración son muy utilizadas en la industria, desde evitar fallas por un posible fenómeno de resonancia, hasta detectar irregularidades en el funcionamiento habitual de máquinas o identificar parámetros principales del sistema como su rigidez o amortiguamiento [25].

El proceso habitual de medición de vibraciones (**Figura 51**) comienza con la utilización de un transductor o cualquier otro detector de vibración sobre un máquina o estructura sometida a vibraciones. Los transductores producen una diminuta corriente o tensión de salida ante cambios en una determinada magnitud física, que dependerá del tipo de transductor. La señal de salida es, por tanto, amplificada normalmente a valores usables por otros dispositivos que permitan su visualización o registro, para su posterior análisis.

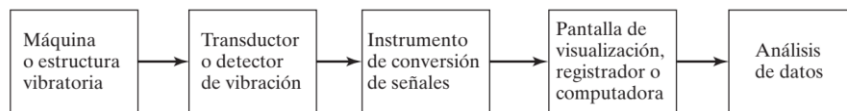


Figura 51. Esquema del proceso de medición de vibración [25].

Los transductores pueden ser de muchos tipos y tener principios de funcionamiento muy diferentes según su construcción. Los acelerómetros utilizados en este trabajo son **transductores piezoeléctricos**, los cuales utilizan cristales de materiales especiales como el cuarzo o la turmalina que, cuando son sometidos a esfuerzos mecánicos, generan una carga eléctrica. Cuando el esfuerzo mecánico cesa, la carga desaparece, y la intensidad de dicha carga eléctrica es proporcional a la fuerza aplicada sobre el cristal:

$$Q_x = F_x d \quad (25)$$

Siendo Q_x la carga eléctrica generada por una fuerza F_x en la dirección de la cara más grande del cristal, con una constante piezoeléctrica k , del orden de pC/N. aunque esta carga puede amplificarse en un circuito eléctrico y medirse. En este principio de funcionamiento se basan la mayoría de los acelerómetros (**Figura 52**), que se componen de un cristal de cuarzo sobre el que se monta una pequeña masa sujeta a un resorte, tal que, al instalarse el acelerómetro sobre una superficie, la vibración que esta experimenta se transmite a la masa que, por acción recuperadora del resorte, ejercerá una fuerza sobre el cristal en intervalos cambiantes con la aceleración de la masa. La masa del acelerómetro es conocida y la constante piezoeléctrica del cristal también, por lo que se puede obtener el valor de aceleración de la vibración y, mediante integración, el de la velocidad y desplazamiento de la misma [25].

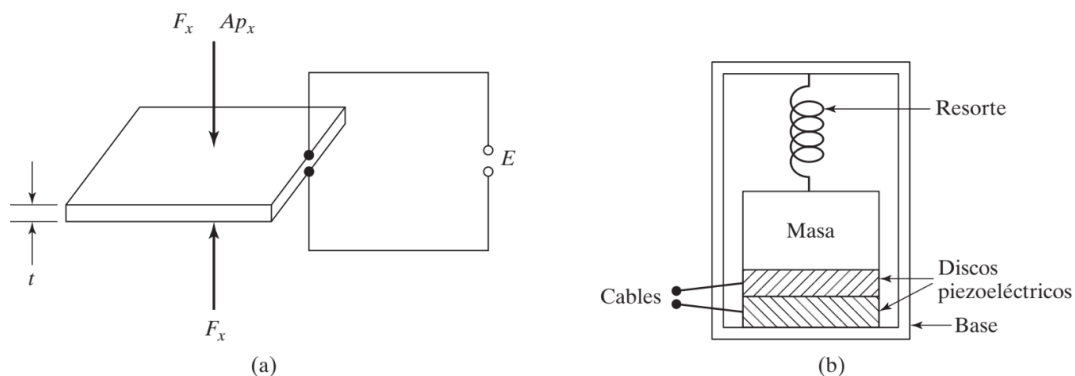


Figura 52. Circuito eléctrico de un transductor piezoeléctrico (a) y esquema de un acelerómetro (b) [25].

3.4. Kit de medida para el análisis de vibraciones

Se dispone de un kit de medida de *IDS Innomic GmbH* [27], pensado para realizar tareas de diagnóstico de máquinas, monitorización de equipos o instalaciones y análisis de vibraciones y fallas. El kit consta de tres acelerómetros piezoeléctricos monoaxiales KS95B.100 (**Anexo 7.9**), con conexión radial, perpendicular al eje de medida, además de tres módulos adaptadores *InnoBeamer L2* (**Anexo 7.10**), los cuales se conectan directamente por USB a un ordenador y a los sensores mediante cable coaxial. Los InnoBeamer llevan a cabo la etapa de acondicionamiento y digitalización de la señal, además de alimentar los sensores a través del propio USB, lo cual facilita el montaje. A continuación, se muestra una foto tanto de los sensores como de los módulos InnoBeamer



Figura 53. Acelerómetro monoaxial KS95B.100 (izq.) y módulos InnoBeamer L2 (der.) [27].

El kit de medida será muy usado pues cumple una función muy esencial durante el comienzo de este trabajo, como es la adquisición de datos fundamentales para comprender el comportamiento vibracional del sistema. El fabricante ofrece un paquete de software llamado *VibroMatrix* para facilitar el análisis de datos, del cual se hablará en el siguiente apartado.

3.5. Vibromatrix

Vibromatrix integra los módulos de hardware descritos en el apartado anterior con distintos módulos de software, que funcionan como instrumentos virtuales con los que realizar tareas específicas. Estos instrumentos funcionan, como ya se ha comentado, de manera modular, por lo que solo se adquiere aquellos que se necesitan.

Los instrumentos de los que se dispone y que van a ser utilizados durante la primera fase de este trabajo son el *InnoPlotter*, que filtra y representa las señales en el dominio del tiempo, como si fuera un osciloscopio digital; o el *InnoAnalyzer*, que permite identificar y representar las componentes de la señal en el dominio de la frecuencia mediante análisis de Fourier.

VibroMatrix consta de dos principales aplicaciones: *InnoMaster RT*, que sirve como centro de control de todos los instrumentos en tiempo real y permite guardar las medidas de señales; e *InnoMaster Replay*, para reproducir las señales guardadas. La idea detrás de este diseño es realizar las mediciones en las máquinas e instalaciones pertinentes para después analizarlas una vez en oficina, simplificando el proceso al no requerirse un registrador de datos. Sus interfaces son muy similares, difiriendo en unas pocas opciones relativas a la lectura en tiempo real y de guardado de los datos. A continuación, se muestra una captura de la misma.

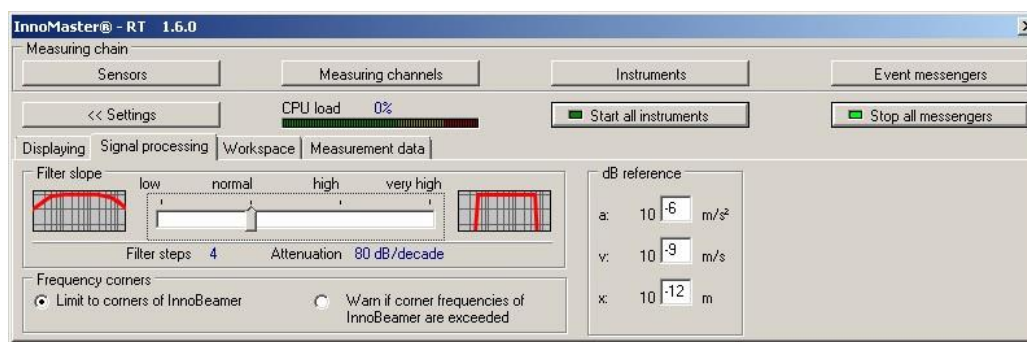


Figura 54. Interfaz de InnoMaster RT en su versión 1.6.0 [27].

3.6. Lti DriveManager

Los sensores del kit de medida no son la única manera de obtener información acerca del sistema. El servomotor de la KU cuenta con una lista de más de 10 000 señales internas que maneja el servocontrolador y a las cuales se puede acceder mediante el software ya mencionado anteriormente, *LTi DriveManager*. Algunas de las señales más útiles para el usuario incluyen la posición, velocidad y par del servomotor, así como la corriente y tensión de alimentación o su temperatura. El valor de todas ellas se puede visualizar en la lista de señales o en una parte fija de la interfaz, aunque la funcionalidad más interesante es la del osciloscopio digital, que permite representar gráficamente un cierto número de ellas, con un tiempo de muestreo a elección del usuario. Sin embargo, esta herramienta posee varios inconvenientes, y es que no permite representar valores pasados de las señales y debe iniciarse para que comience el muestreo de las señales. Además, el volumen de datos es limitado y por ello, el tiempo de grabación se encuentra ligado al tiempo de muestreo, lo que imposibilita realizar grabaciones de larga duración con tiempos de muestreo pequeños. A pesar de estas desventajas, su capacidad es suficiente para captar el fenómeno de las oscilaciones de la KU, y resulta una herramienta de gran utilidad, dada la posibilidad de guardar los datos grabados para su posterior análisis.

Otra de las funcionalidades más importantes de *Lti DriveManager* a tener en cuenta es la posibilidad de modificar los parámetros que controlan la actuación del servomotor. La mayoría se encuentra en las pestañas de *Control* y *Motion Profile*, en las que, respectivamente, se permite modificar los valores de los parámetros del lazo de control del servomotor y los parámetros geométricos del perfil de velocidad que debe seguir. Se muestra a continuación una captura de la interfaz del programa.

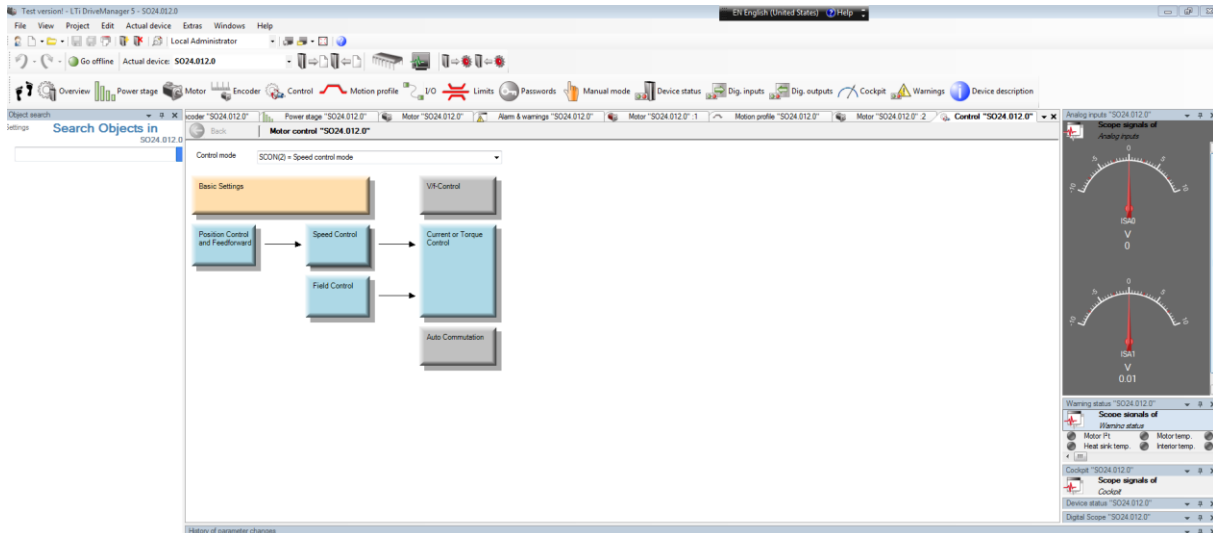


Figura 55. Interfaz de *Lti DriveManager*.

3.7. TIA Portal

TIA Portal, abreviatura de *Totally Integrated Automation Portal*, es un paquete de software desarrollado por la empresa *Siemens* [28] que ofrece una solución completa para automatización en procesos industriales. Esta es su principal ventaja, pues reúne todas las características necesarias para el diseño y puesta a punto de sistemas automáticos complejos en una sola plataforma en la que se integran todos los componentes necesarios, además de otras herramientas como diagnóstico para resolución de problemas o mantenimiento del sistema.

En el paquete se incluyen varias herramientas para aplicaciones como el control de movimiento, controladores de motores, o tratamiento de datos, pero la más importante para la elaboración de este trabajo es SIMATIC STEP7, un entorno de desarrollo integrado para la programación de autómatas programables de Siemens. STEP7 permite implementar la lógica de control y supervisión de procesos industriales, empleando diferentes lenguajes como diagramas de bloques, diagramas de contactos o texto estructurado.

STEP7 es el programa utilizado para la programación del PLC de la instalación del banco de ensayos, y será, por tanto, una herramienta fundamental en las últimas etapas de este trabajo. Sus principales funciones serán, por un lado, permitir la visualización de toda la lógica de los procesos que tienen lugar en la instalación, la edición de algunos de los valores de parámetros y modificación completa. Por otro lado, STEP7 se utilizará para la configuración de las distintas redes y módulos de comunicaciones, tanto de los ya existentes como redes futuras como Profinet.

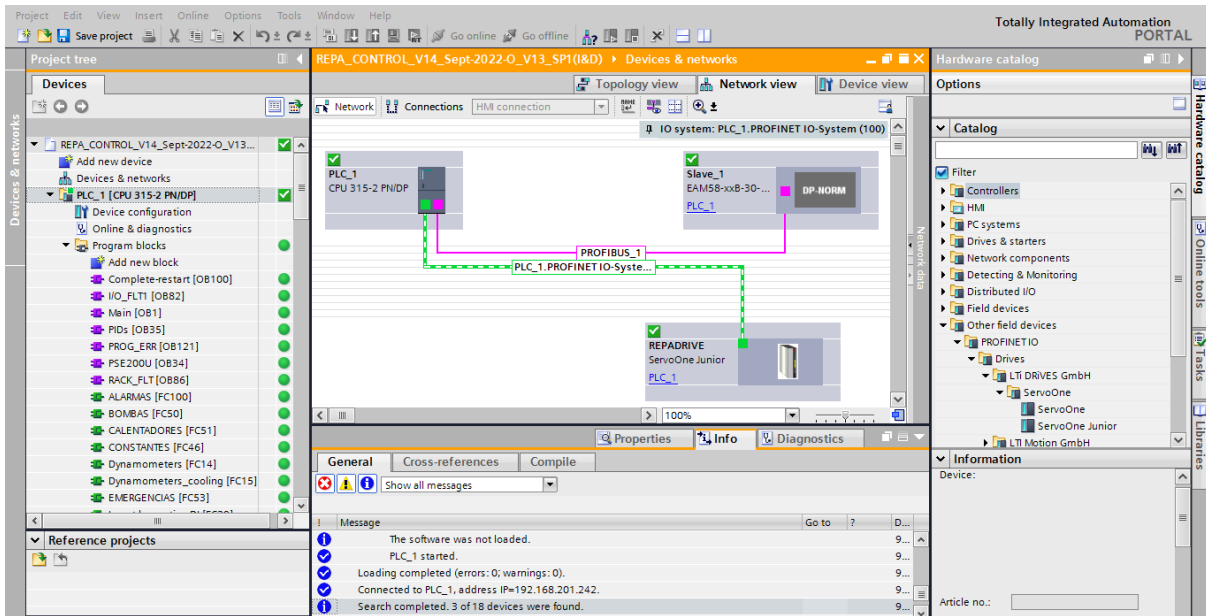


Figura 56. Interfaz de TIA Portal STEP 7.

3.8. Condiciones de ensayo

Para conseguir que los ensayos realizados sean lo más significativos posible, será necesario definir unas condiciones que aplicarán para todos ellos. Dado que el fenómeno de traslación parece totalmente aislado de las oscilaciones de los brazos giratorios, los ciclos se realizarán sin movimientos de traslación, habituales cuando se ensayan los REPA. Aunque el rango de diseño del banco de ensayos es de 210° , se trabajará con 200° entre -20° y 180° , el rango de desplazamiento manual, pues la zona crítica del fenómeno oscilatorio está ubicada alrededor del primer cambio de pistón, a 35° , y el comportamiento del banco no debería verse afectado.

En diciembre de 2021, ocurrió un incidente con la bomba de HTF que obligó a detener la operación del sistema con VP-1, lo cual también afectó al desarrollo de este trabajo, Por ello, todos los ensayos que se realizaron fueron en ausencia de HTF en el sistema, que fue presurizado con aire a 10 bar o sin presurizar a presión atmosférica, según lo requirió la situación en la instalación. Como el sistema no podía operar con VP-1 hasta solventar el problema con la bomba de HTF, los calentadores del circuito estuvieron apagados y el aire se encontraba a temperatura ambiente. No obstante, la operación sin HTF no impide la aparición del fenómeno oscilatorio que se pretende estudiar.

Las oscilaciones ocurren ocasionalmente durante el movimiento continuo y son prohibitivas durante el movimiento paso a paso con velocidad moderadamente alta. Ante un problema tan complicado como el análisis de vibraciones en una estructura compleja y con el fin de conseguir información sobre el comportamiento del sistema y realizar ensayos a la mayor brevedad posible, se tomó la decisión de comenzar los ensayos empleando solo movimiento continuo, ya que el movimiento paso a paso requeriría la modificación inmediata del código de PLC. La velocidad de rotación ha sido siempre el 30% de la velocidad máxima, salvo que se especifique lo contrario lo contrario.

Durante los primeros ensayos con acelerómetros, se situaron los sensores acoplados a una base magnética sobre las tres caras perpendiculares de una de las placas centrales del *traverse*, tal y como se muestra en la **Figura 57**. De los tres, solo el sensor en la posición transversal (#3) proporcionó datos relevantes al situarse su eje de medida en la dirección de las oscilaciones. Para la mayoría de los ensayos posteriores, los tres sensores se situaron en la misma posición para disponer de medidas redundantes en caso de fallo de uno de los sensores o artefactos en la medida.

Las condiciones de ensayo resumidas son las siguientes:

- Condiciones de ciclo:
 - Sin traslación.
 - Rotación en el rango $[-20^{\circ}, 180^{\circ}]$.
 - Movimiento continuo.
 - Velocidad de rotación de 30%.
- Condiciones de operación:
 - Sin VP-1.
 - Aire presurizado.
 - Presión de 0 a 10 bar.
 - Temperatura ambiente.

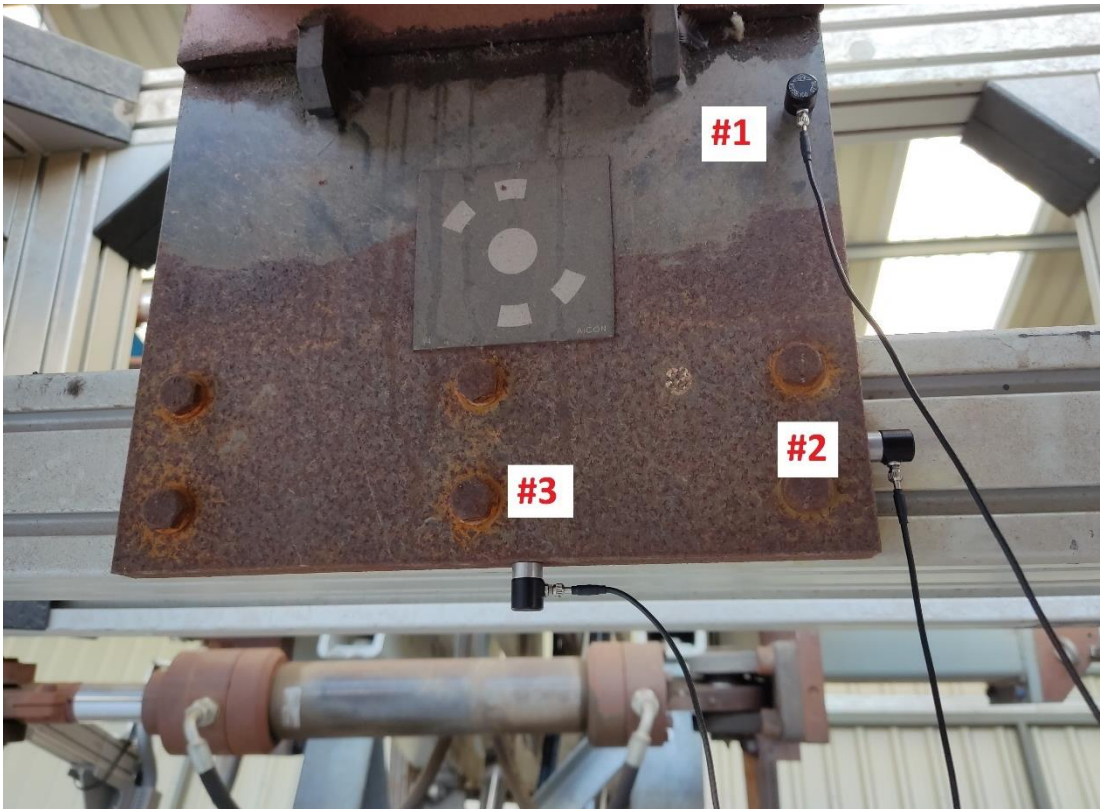


Figura 57. Localización inicial de los acelerómetros.

4. Resultados y discusión

4.1. Enfoques de resolución

De una manera u otra, el objetivo claro que se persigue es evitar las oscilaciones de gran amplitud que se producen en el banco de ensayos REPA. Desde un primer momento, quedó descartada cualquier modificación de la estructura principal que permita aumentar la amortiguación del sistema. La modificación de la geometría del banco de ensayos y su dinámica afectaría también a las fuerzas que afectan a los REPA, lo que resulta inadmisibles ya que el propósito del banco de ensayos es reproducir fielmente las condiciones de trabajo a las que estarían expuestos en una instalación real. Se han planteado dos alternativas según el método de compensación de las oscilaciones.

El primero consiste en la compensación activa de estas oscilaciones. Se pretende conseguir un completo rechazo de las perturbaciones que excitan las oscilaciones de gran amplitud del *traverse*, mediante la manipulación precisa de la señal de control que controla el movimiento de rotación del banco. Esta señal correspondería a la corriente con la que el servocontrolador alimenta el servomotor que produce la rotación de los brazos. La manipulación de la corriente de alimentación del servomotor no es un problema trivial: el control ejercido por el servocontrolador depende de un gran número de parámetros utilizados internamente en lazos de control que ofrece el software propietario del mismo, lo que resta flexibilidad al sistema en cuanto a su modificación posterior, a cambio de una rápida puesta a punto y diversas soluciones predeterminadas que ofrecen este tipo de softwares.

La idea que se persigue con este método es ejercer un control ante la presencia de perturbaciones que produzca en el sistema un efecto igual y opuesto. De esta manera, el objetivo será conseguir que la señal de salida, en este caso, la posición angular del *traverse*, siga la consigna de posición y ante la detección de perturbaciones, oscile en sentido opuesto al previsto, de manera que ambas fluctuaciones de la posición se encuentren en oposición y el sistema no se vea afectado por ellas.

Dadas las restricciones que impone el software propietario del servocontrolador sobre el sistema, la frecuencia natural del sistema y que la bomba hidráulica gira en un único sentido, por lo que los cambios de dirección se consiguen modificando el flujo de aceite por los cilindros de rotación, el único modo de intentar reproducir este comportamiento es mediante una rápida conmutación de las electroválvulas de la unidad hidráulica. Puesto que la vida útil de estos componentes normalmente viene dada por un número mínimo de ciclos garantizados por el fabricante, estos cambios rápidos entre apertura y cierre, a fin de excitar la estructura hasta hacerla oscilar de la manera deseada, pueden ocasionar un rápido deterioro de las electroválvulas, dando lugar a una reducción considerable de su vida útil.

Cada una de las cuatro válvulas debe cambiar su estado cuatro veces por ciclo: una vez por cada ángulo crítico, existiendo dos al inicio y final de movimiento, y cuatro cambios de pistón por ciclo (durante estos, solo uno de los cilindros debe cambiar de acción y, por tanto, solo dos de las cuatro válvulas cambian de estado). Por este motivo, la idea de contrarrestar por completo las oscilaciones del *traverse* fue descartada al inicio de este trabajo.

El segundo método, el cual se ha seguido a lo largo de este trabajo, consiste en evitar la aparición de las oscilaciones, en lugar de intentar neutralizarlas cuando ocurren de manera natural. Esto se conseguiría con un mejor control de la unidad cinemática, ya que, un control más suave y fino da lugar a menor excitación de los modos de vibración de la estructura, haciéndola menos propensa a oscilar. En caso de que resulte inevitable que el *traverse* empiece a oscilar, se reducirá la velocidad de rotación para disminuir cualquier fuente de excitación que mantenga la estructura al borde de la resonancia, para que esta absorba y disipe el exceso de energía.

Deben tenerse en cuenta varias consideraciones en este enfoque del problema. Los valores para las rampas de aceleración eran, en el pasado mucho mayores que los actuales, aproximando los perfiles de velocidad a una onda cuadrada más que trapezoidal. La reducción de estos valores a un tercio de su valor original ayudó a controlar las oscilaciones del *traverse*. Este hecho parece confirmar que, en efecto, los cambios súbitos de aceleración del servomotor son fuente de excitación de los modos de vibración del sistema y aumentan la probabilidad de aparición de oscilaciones. A priori, los esfuerzos en mejorar el control de velocidad de rotación deberían enfocarse, por tanto, en suavizar los perfiles de velocidad del servo motor en la medida de lo posible. Una primera opción para conseguir esto podría ser la modificación en línea de los valores de rampas de aceleración del servomotor cuando se aproxime un ángulo crítico.

Otra consideración es que la reducción de velocidad propuesta cuando se produzcan oscilaciones no debe ser, en sí misma, una fuente de excitación que, en lugar de permitir que la estructura amortigüe poco a poco las oscilaciones que sufre, origine que la amplitud de dichas vibraciones se magnifique. Por ello, la frenada preventiva debe realizarse de manera progresiva y suave, al igual que cuando nos aproximamos a un ángulo crítico.

Sin embargo, la desventaja de esta estrategia de control es que requiere mayor tiempo de frenado o aceleración, pues los suavizados de los perfiles de velocidad causan que estos se extiendan a lo largo del tiempo. Así, el sistema pasa mayor parte del tiempo a velocidades por debajo de la punta y recorre menos espacio en el mismo tiempo. Como consecuencia, los tiempos de ensayo de REPA se verán aumentados, al aumentar el tiempo de ciclo, lo cual va en contra del objetivo que se pretende conseguir en este trabajo, siendo en principio necesario encontrar un compromiso entre suavidad del movimiento y tiempo extra por ciclo.

No obstante, si el suavizado de los perfiles de velocidad resulta efectivo para evitar la aparición de oscilaciones de la estructura, existen maneras de contrarrestar este inconveniente, como aumentar el valor de las rampas de aceleración una vez han sido suavizadas, ya que, no parece ser la aceleración en sí misma la causante de las oscilaciones sino su cambio abrupto de valor. La meta en este caso se hallará en determinar el equilibrio entre el grado de suavizado de los perfiles de velocidad y valor de aceleración que da lugar al movimiento más suave de la estructura para un tiempo máximo asumible de aceleración y, por tanto, de ciclo.

4.2. Indicadores de oscilaciones

Con la información disponible sobre el comportamiento del sistema y a pesar de que el objetivo a perseguir y la situación más favorable posible para el bienestar de la estructura y los ensayos realizados sería la desaparición total de las oscilaciones y sus consecuencias, el paso más directo, rápido y sencillo para resolver provisionalmente el problema, es implementar la frenada preventiva del *traverse* en cuanto aparezcan oscilaciones para comenzar a reducir sus efectos negativos en los próximos ensayos de REPA mientras se sigue desarrollando en paralelo una mejor solución.

Para desarrollar esta alternativa, es necesario que el sistema de control tenga conocimiento de cuando los brazos están oscilando o van a comenzar a hacerlo. Para eso, se deben encontrar parámetros del sistema que se vean perturbados por la presencia de oscilaciones o que pudieran llegar a utilizarse para predecir su aparición. Según el valor de estos parámetros, su variación y su evolución a lo largo del tiempo, se llevaría a cabo una reducción de la velocidad del servomotor y con ella, la velocidad de rotación del *traverse*. Estudiando el sistema, se han encontrado tres variables que podrían ser usadas como indicadores:

- **Aceleración del *traverse*:** Anteriormente, ya se han realizado mediciones de vibraciones con acelerómetros en las juntas rotativas del banco de ensayos, por lo que resulta intuitivo entender que estos mismos sensores puedan usarse para las vibraciones que sufre el *traverse*. Un cuerpo en estado de oscilación forzada sufre un desplazamiento determinado al estar sometido a unas fuerzas y aceleraciones dadas. Un acelerómetro puede ser instalado para medir la aceleración experimentada por el cuerpo y detectar movimientos oscilatorios, incluso cuando estos todavía no son visibles al ojo humano, lo que podría ayudar a predecir la aparición de las oscilaciones.
- **Par del servomotor:** como ya ha sido comentado, el movimiento de rotación del banco de ensayos se consigue transformando el movimiento lineal de dos pistones en una rotación utilizando una manivela que actúa de palanca para ambos pistones. Cuando el *traverse* oscila, la manivela, que se mueve solidariamente a él junto con los brazos y el contrapeso, también oscila.

Estas oscilaciones se propagan a los cilindros, que amortiguan parte del movimiento por rozamiento viscoso del aceite hidráulico en su interior. Sin embargo, la presión del aceite se ve perturbada con la absorción del movimiento de los pistones, oscilando entorno a su valor de operación. Como la presión sobre un fluido se transmite uniformemente en el seno de este, y la bomba se encuentra conectada hidráulicamente con los cilindros a través de las válvulas y mecánicamente con el servomotor, este último sufre un par resistivo variable que se manifiesta en la fuerza o par que debe ser capaz de proporcionar. En un servomotor controlado por la señal de corriente con la que es alimentado estas oscilaciones se manifiestan en la señal de control, aunque en este caso el servocontrolador dispone de una señal de par que puede ser leída directamente usando el software del mismo

- **Presión del aceite:** El aceite de la unidad hidráulica sufre variaciones de presión ante la presencia de oscilaciones en el sistema, como se acaba de explicar. Un manómetro instalado en la misma puede usarse para indicar la presencia de oscilaciones, y además existe constancia de mediciones anteriores que confirman la aparición de perturbaciones cuando la estructura comienza a oscilar.

Para el uso de la señal de par del servocontrolador existe un inconveniente, y es que a pesar de que su valor puede consultarse y graficarse desde el propio software, su uso dentro del sistema de control para limitar la velocidad de rotación requiere de la implementación de una red Profinet para establecer un intercambio bidireccional de parámetros entre el servocontrolador y el PLC.

En cuanto al uso del manómetro de la unidad hidráulica, hasta donde se conoce, no existe una señal digital aprovechable que comenzar a utilizar, al tratarse de un manómetro analógico de monitorización dentro de la nave del banco. Tanto la compra de un manómetro digital adecuado como su instalación y la implementación de su señal dentro del sistema de control alargaría enormemente el tiempo de desarrollo de un algoritmo de frenada preventiva, especialmente en el comienzo de este trabajo.

Por tanto, el indicador que puede utilizarse de manera más inmediata es la aceleración del *traverse*, pues se disponen de tres acelerómetros de *Innomic* que pueden instalarse de manera rápida e inmediata, ya que estos cuentan con un módulo de adquisición de datos que capta el pequeño voltaje de los sensores, lo amplifica y lo acondiciona de manera que pueda leerse directamente como un valor de aceleración, velocidad o desplazamiento, utilizando un software distribuido por los propietarios del propio módulo. Otra ventaja del uso de la aceleración del *traverse* como indicador al inicio de este trabajo es que permitirá obtener información adicional sobre el comportamiento vibracional del sistema, como la variación del valor de aceleración a lo largo de varios ciclos, las frecuencias naturales del sistema, así como datos de velocidad y desplazamiento de las oscilaciones, por integración de los valores de aceleración.

4.3. Provocación de oscilaciones

Para comenzar a estudiar las oscilaciones en el banco de ensayos, como con cualquier otro fenómeno, es necesario la búsqueda de un método fiable y consistente para reproducirlo. El estudio de las oscilaciones de los brazos durante el uso habitual del banco de ensayos no es aceptable, pues aun suponiendo un problema que se debe resolver, las oscilaciones siguen siendo un fenómeno relativamente infrecuente en relación con el tiempo de operación necesario para su ocurrencia.

Toda la información de la que se dispone es que, desde las últimas modificaciones al banco de trabajo, las oscilaciones principalmente han sido observadas alrededor de la posición horizontal en 0° de los brazos, durante el movimiento descendente hacia -20° y tras un periodo largo y continuo de operación. Por este motivo, se ha realizado un primer ensayo combinando varios ciclos completos de -20° a 180° y ciclos cortos de -20° a 20° , mientras se monitorizan visualmente los brazos a la espera de oscilaciones. Los resultados pueden verse en la gráfica de la **Figura 58**, donde se ha representado el ángulo de rotación del *traverse* a lo largo del ensayo, y se han marcado en color rojo los ciclos durante los cuales se pudieron observar oscilaciones del *traverse*. Aunque se ha marcado todo el ciclo completo en la gráfica, las oscilaciones solo fueron observadas en el movimiento descendente del ciclo.

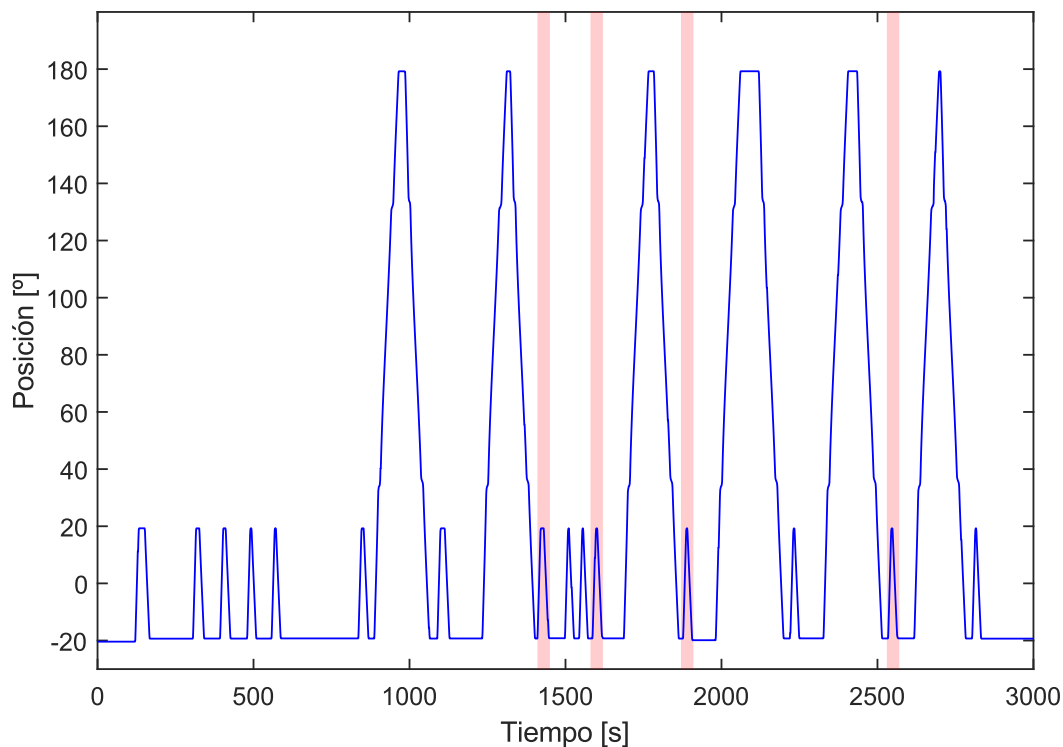


Figura 58. Ensayo de provocación de oscilaciones. Se han marcado en rojo los periodos de oscilación.

Aunque el método no es infalible y la aparición de oscilaciones resulta algo inconsistente, se ha observado cierta tendencia a oscilar al final de los ciclos cortos tras haber realizado previamente un ciclo completo. No se han observado oscilaciones ni durante los 5 primeros ciclos cortos realizados al comienzo del ensayo ni durante la totalidad de los ciclos completos. Aunque serían necesarios más ensayos para disponer de un mayor número de muestras y obtener resultados significativos, las oscilaciones representan un fenómeno que se desea evitar en la medida de lo posible por sus implicaciones en cuanto a desgaste por fatiga de los elementos mecánicos de la estructura principal. Por este motivo, se ha buscado un balance entre tamaño de muestra e integridad física del banco de ensayos.

El mecanismo que provoca las oscilaciones del *traverse* no es conocido con exactitud, pero dicho fenómeno ha sido descrito en numerosas ocasiones como una acumulación de energía de la estructura que se produce de manera lenta pero que desaparece también lentamente. Una posible causa podría ser el aumento de temperatura de alguno de los componentes del sistema, especialmente los relacionados con la generación de movimiento o los presentes en las uniones entre cuerpos. La temperatura es una magnitud que varía lentamente su valor en sistemas mecánicos, principalmente por rozamiento, provocando posibles cambios en la amortiguación o la rigidez del sistema. Si esta hipótesis fuera cierta, los ciclos completos contribuirían a dicho aumento de temperatura mientras que los sucesivos ciclos cortos podrían aportar la excitación necesaria para llevar al sistema a un estado próximo a la resonancia, suceso que de por sí estaría más cerca de las condiciones de vibración habituales tras el cambio en los parámetros del sistema con la temperatura.

4.4. Ensayos con acelerómetros

Una vez encontrado un método que permite inducir oscilaciones en la estructura principal sin introducir fuerzas externas en el sistema, el siguiente paso fue utilizar el kit de medidas de vibraciones y el instrumento virtual *InnoAnalyzer* para hallar la frecuencia de oscilación del sistema.

En la **Figura 59** se presentan los datos de aceleración en valor eficaz verdadero en el dominio de la frecuencia, obtenidos durante un ensayo en el que se observaron oscilaciones en el rango de movimiento entre 20° y -20° , en el punto de mayor valor de amplitud. Se observa un valor máximo de 2,94 Hz, coherente con la frecuencia natural determinada en la aparición de las oscilaciones y con la frecuencia que muestra la **Figura 44**. Son apreciables también numerosos máximos relativos que corresponden a las componentes de los primeros armónicos del sistema, situados en valores múltiplos a la frecuencia fundamental. Se observaron oscilaciones en dos de los primeros ensayos, en los que se obtuvo un valor de 2,95 y 3,01 Hz, confirmando una frecuencia de vibración de 3 Hz.

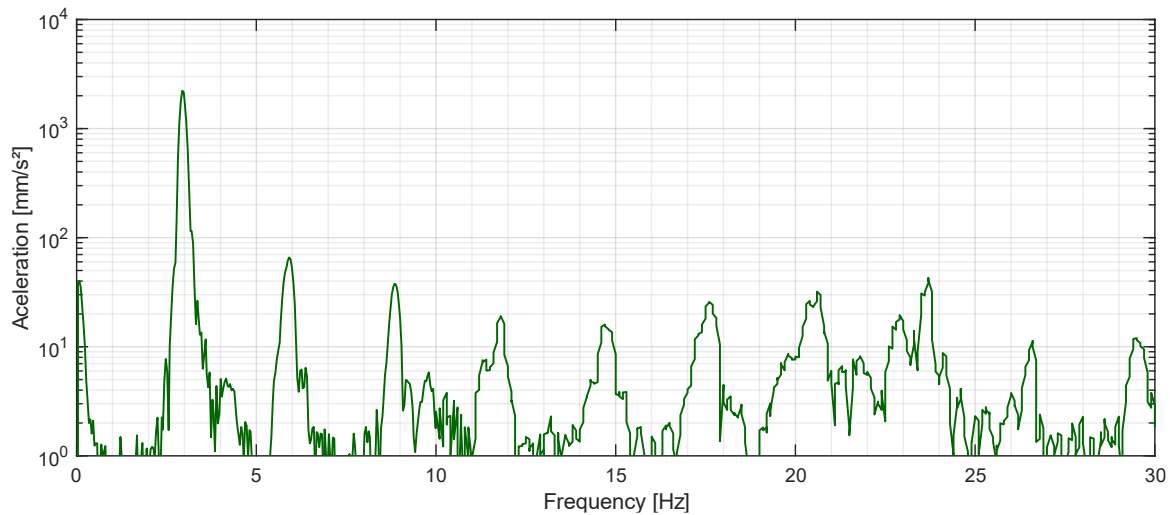


Figura 59. Valores de aceleración en el dominio de la frecuencia en un ensayo con oscilaciones.

El siguiente paso fue obtener los valores absolutos máximos de aceleración en función de la presencia o ausencia de oscilaciones, de manera que se pueda establecer un límite que desencadene la frenada preventiva cuando se midan valores que adviertan de la aparición de oscilaciones antes de que estas sucedan. No solo es importante el valor máximo de la aceleración sino también su evolución con el tiempo, con el objetivo de establecer el valor límite más apropiado. En la siguiente tabla se recogen los resultados de los distintos experimentos realizados hasta dicho momento.

Oscillations observed?	Max. Acceleration [mm/s ²]
NO	1,200
YES	4,600
YES	4,700
NO	1,200
NO	1,250
NO	1,250
NO	0,661
NO	0,888
NO	1,026
NO	1,046
NO	1,160
NO	1,026
NO	0,500
YES	5,402
NO	0,571
NO	0,658
YES	5,774
YES	5,319
NO	0,684
YES	5,549
NO	0,679
NO	0,725
YES	5,142

Tabla 7. Ensayos de oscilación con valores de aceleración máxima.

Se puede observar una aceleración máxima de 1,25 mm/s² en ausencia de oscilaciones. Este valor solo es superado en caso de aparición de oscilaciones de los brazos giratorios, por lo que un límite entre 1,3 y 1,5 mm/s² sería un límite viable a partir del cual disparar la frenada preventiva.

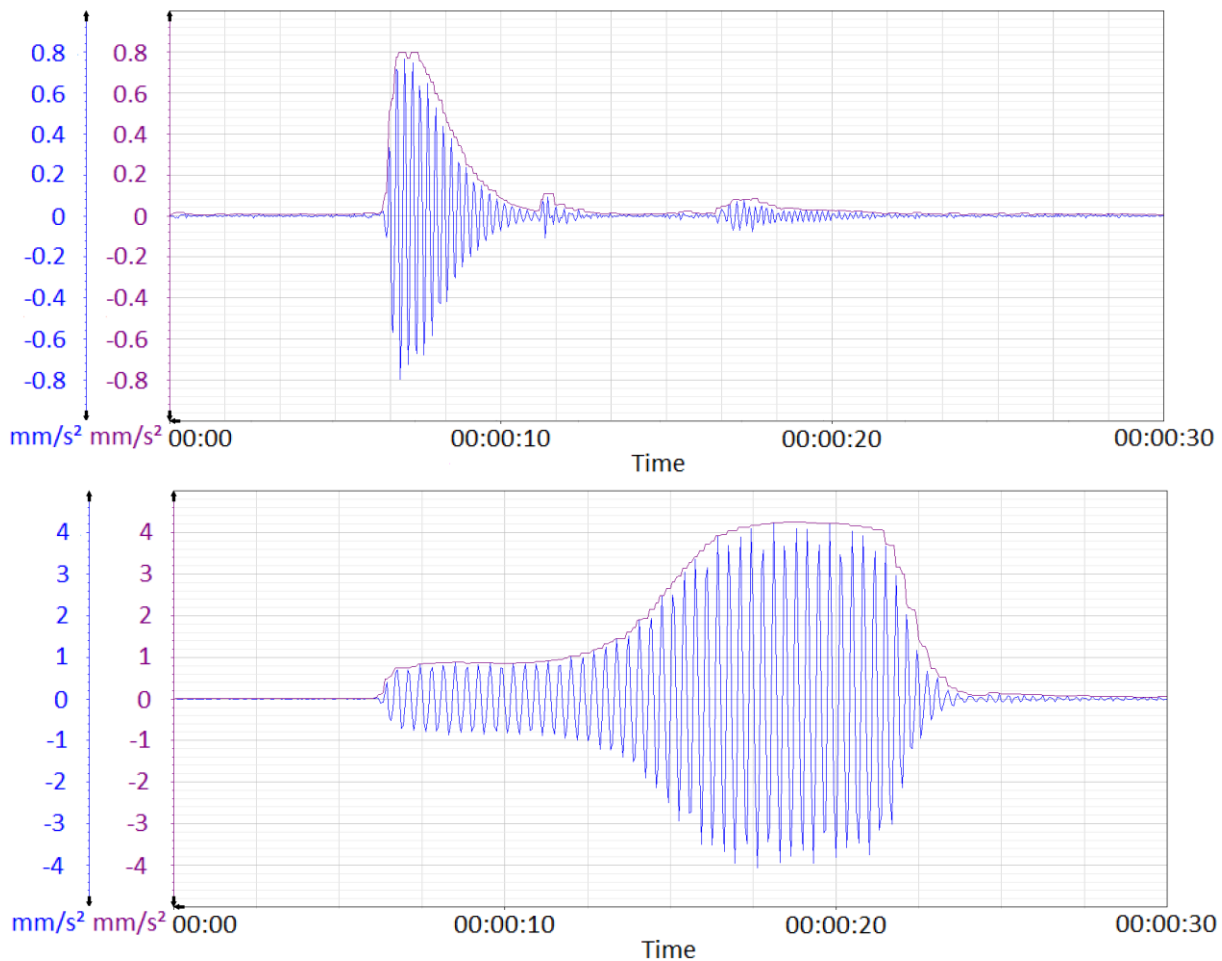


Figura 60. Gráficas de la aceleración frente al tiempo en un ensayo sin (arriba) y con oscilaciones (abajo).

Se presenta, además en la **Figura 60** dos gráficas correspondientes a la evolución temporal del valor absoluto de aceleración (azul). En ellas se muestra la respuesta tipo del sistema con y sin oscilaciones, así como el valor pico (morado) de la señal, indicativo de la amplitud máxima. En ambos ensayos se inicia el movimiento desde la posición 20° , aproximadamente seis segundos después de comenzar la medida de aceleración, hasta alcanzarse la consigna -20° . La rápida aceleración de los brazos excita el sistema y, mientras que en el primer caso (**Figura 60, arriba**) se puede observar cómo las oscilaciones son absorbidas rápidamente, en el segundo caso (**Figura 60, abajo**) estas se mantienen durante varios segundos en los que aumentan su amplitud y se mantienen en ese valor un intervalo de tiempo similar tras finalizar el movimiento, antes de ser finalmente absorbidas. Teniendo esto en cuenta, aunque se encuentra por debajo del máximo absoluto en ensayos sin oscilaciones (ver **Tabla 7**), un mejor límite de aceleración que permitiría detectar las oscilaciones con mayor anterioridad sería $0,8 \text{ mm/s}^2$, si se implementa no como un desencadenante inmediato de la frenada preventiva sino tras un determinado tiempo de espera superándose el valor descrito. De esta manera, se reduciría la amplitud máxima que las oscilaciones llegarían a alcanzar y presumiblemente la aparición de las mismas, si estuvieran causadas por un aumento de temperatura de algún componente del sistema, pues mayor cantidad de energía sería disipada en forma de calor.

Sin embargo, un importante inconveniente encontrado a la hora de implementar la frenada preventiva utilizando acelerómetros como indicadores de las oscilaciones del *traverse* fue la incapacidad para emplear la señal de aceleración fuera del software Vibromatrix. Por un lado, existía una manera de establecer comunicación en tiempo real entre los módulos InnoBeamer y Windows, Linux o Raspberry Pi mediante una librería dinámica DLL para el flujo de datos con una aplicación de usuario. Por otro lado, además del tiempo necesario para el desarrollo de dicha aplicación desde cero, no se tenía certeza sobre la compatibilidad de la librería con el PLC disponible y se requería un módulo extra de Innomic el cual ni siquiera se encontraba disponible en el mercado en ese momento. Por todo ello, se decidió descartar el uso de los acelerómetros como indicadores de las oscilaciones y se consideró utilizar el par del servomotor para tal fin.

4.5. Suavizado de perfiles de velocidad

La incorporación de una rampa de aceleración en los perfiles de velocidad del servomotor fue una modificación efectiva en el pasado (**Apartado 3.1.6**) a la hora de reducir las fuentes de excitación en el sistema. La velocidad y la aceleración son, respectivamente, la primera y segunda derivada de la posición respecto del tiempo. Anteriormente, el perfil cuadrado de velocidad usado se relacionaba con un perfil trapezoidal de desplazamiento y aceleración teóricamente infinita. Una aceleración de valor infinito quiere decir que existe un choque o impacto, con consecuencias negativas tanto para la vida de los componentes que deben absorber dicho impacto como para el control preciso y libre de oscilaciones de la KU. En la práctica, los valores de aceleración no son infinitos sino muy elevados, ya que no existen cuerpos infinitamente rígidos que transmitan su energía de unos a otros instantáneamente. De hecho, *DriveManager* tiene un valor máximo de rampa de aceleración, por lo que el perfil que anteriormente se utilizaba no era estrictamente cuadrado.

Este problema se corrige con rampas de aceleración de valor más pequeño, pero los perfiles aún pueden ser mejorados. Un perfil trapezoidal de velocidad implica un desplazamiento con forma de parábola o función cuadrática, y una aceleración con perfil cuadrado. La derivada de la aceleración, conocida en inglés por el término *jerk*, es un concepto utilizado en control de movimiento, ya que, al limitarse el *jerk*, y por tanto, los cambios en el par de un servomotor, se atenúan las cargas a las que está sometido el actuador. Como consecuencia, el seguimiento de posición es más preciso y se disminuye la excitación de las frecuencias de resonancia del sistema y la vibración residual [29] [30]. Así, un perfil cuadrado de aceleración implica valores de *jerk* infinitos teóricamente o de valor muy grande. Por el contrario, un perfil trapezoidal de aceleración se relaciona con un perfil cuadrado de *jerk*, una velocidad en forma de función cuadrática y un desplazamiento en forma de función cúbica, dando lugar a un desplazamiento más suave. Se muestra un ejemplo de todas estas magnitudes en la **Figura 61**, cuando se limita el valor de *jerk* durante las rampas de aceleración.

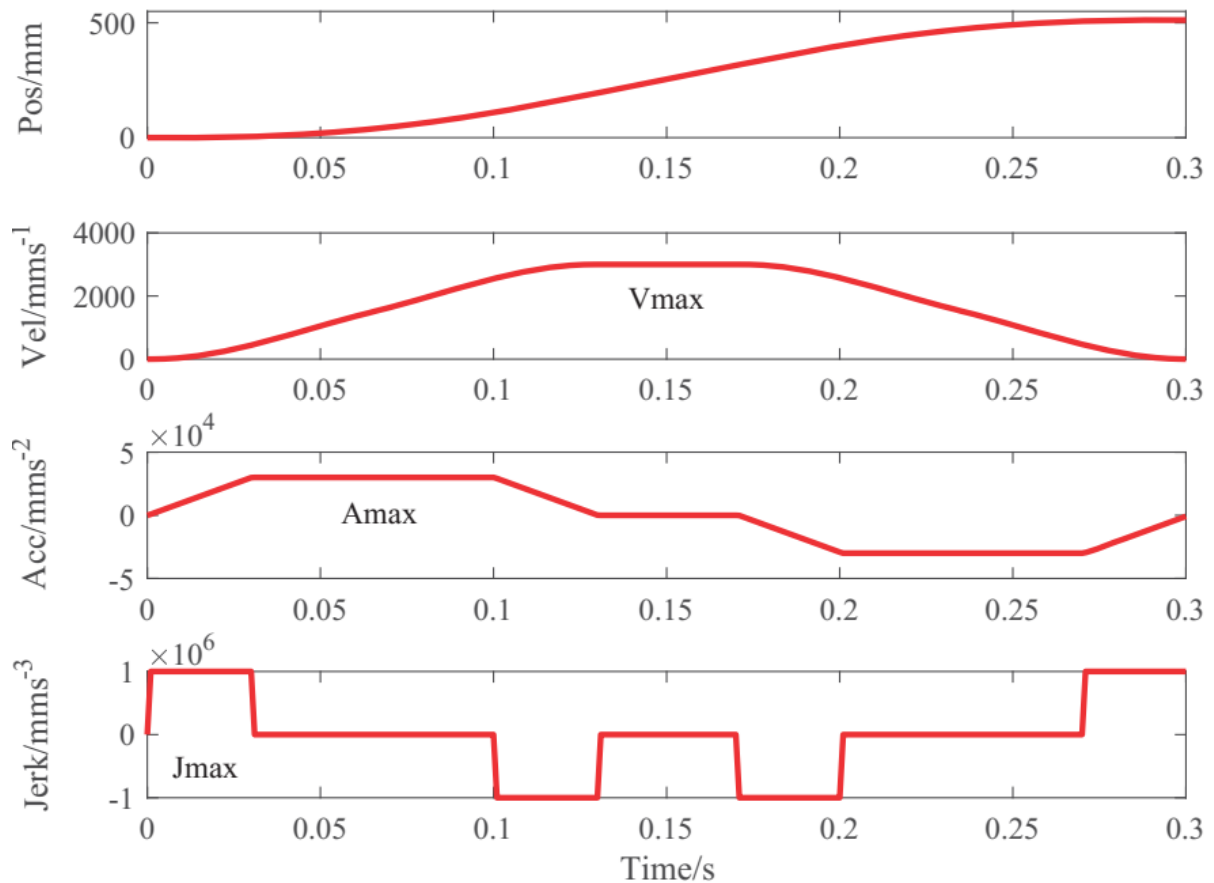


Figura 61. Ejemplo de perfiles de la posición y sus derivadas para rampas limitadas en *jerk* [30].

DriveManager posee una opción para limitación de *jerk* en las rampas de aceleración. El efecto es equivalente a un suavizado de las rampas en los perfiles de velocidad del servomotor, como se puede observar en la **Figura 62**. El parámetro que controla esta limitación es el *jerk time* (JT), equivalente a dos veces el ancho en el tiempo de un perfil cuadrado de *jerk* (**Figura 61**) para una rampa de aceleración. Es equivalente a dos veces dicho ancho ya que en una sola rampa existen dos puntos que suavizar y por ende, dos ondas cuadradas de *jerk*, una positiva y una negativa, de ancho y amplitud equivalentes.

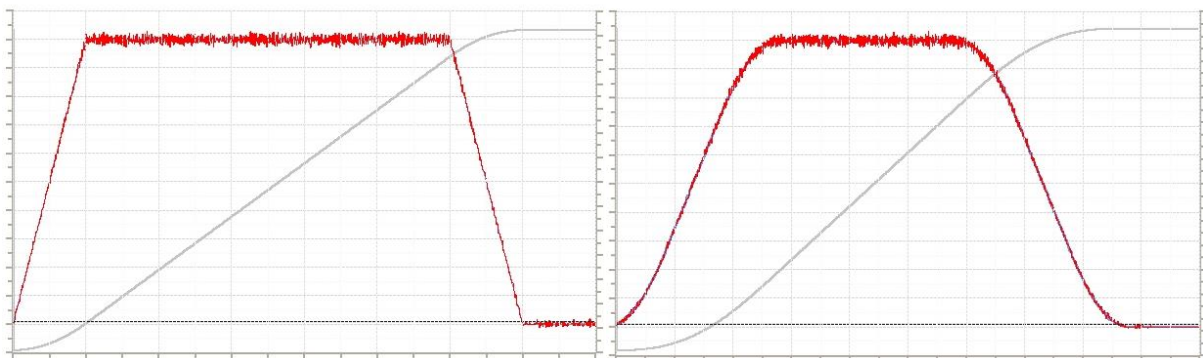


Figura 62. Velocidad (rojo) y posición (gris) en *DriveManager* para rampas de aceleración lineales (izq.) y suavizadas (der.) de un perfil de velocidad del servomotor.

Hay que tener en cuenta que estas curvas de suavizado alargan el tiempo que toma el servomotor en alcanzar la consigna de velocidad requerida, debido a que cuando el servomotor se pone en funcionamiento, acelera progresivamente hasta alcanzar el valor de la rampa de aceleración deseado, extendiéndose los perfiles de velocidad en el tiempo. El tiempo extra que toma un perfil de velocidad tras el suavizado es igual al valor de JT empleado (**Figura 63, izq.**). Este efecto parece ir en contra del objetivo que se persigue en este trabajo. Sin embargo, se debe considerar que si los nuevos perfiles consiguen reducir la excitación de los modos de vibración del sistema, se podrían modificar tanto los valores máximos de rampa de aceleración como la consigna de velocidad, reduciendo el tiempo de ciclo y no solo compensando el retardo por JT sino aumentando la fiabilidad de los resultados de posteriores ensayos al eliminar los efectos nocivos de las oscilaciones.

Este JT no es un parámetro que pueda adoptar cualquier valor. Su rango va desde cero, equivalente a rampas lineales de aceleración, hasta el valor de tiempo de rampa. Cuando el JT alcanza este máximo, no existe ningún tramo lineal en los perfiles, sino dos curvas que se unen en el punto medio de la rampa con una pendiente igual a la misma (**Figura 63, centro**). El tiempo de rampa puede deducirse del valor de rampa de aceleración y la consigna de velocidad que se desea alcanzar. Valores de JT mayores de este máximo no están impedidos, pero debe tenerse en cuenta que dicho valor es el límite para el valor de rampa de aceleración utilizado. A partir del máximo, las curvas de suavizado se unen con una pendiente de menor valor absoluto que la rampa, de manera equivalente a utilizar una rampa de aceleración de menor valor con el máximo valor de JT admisible (**Figura 63, der.**).

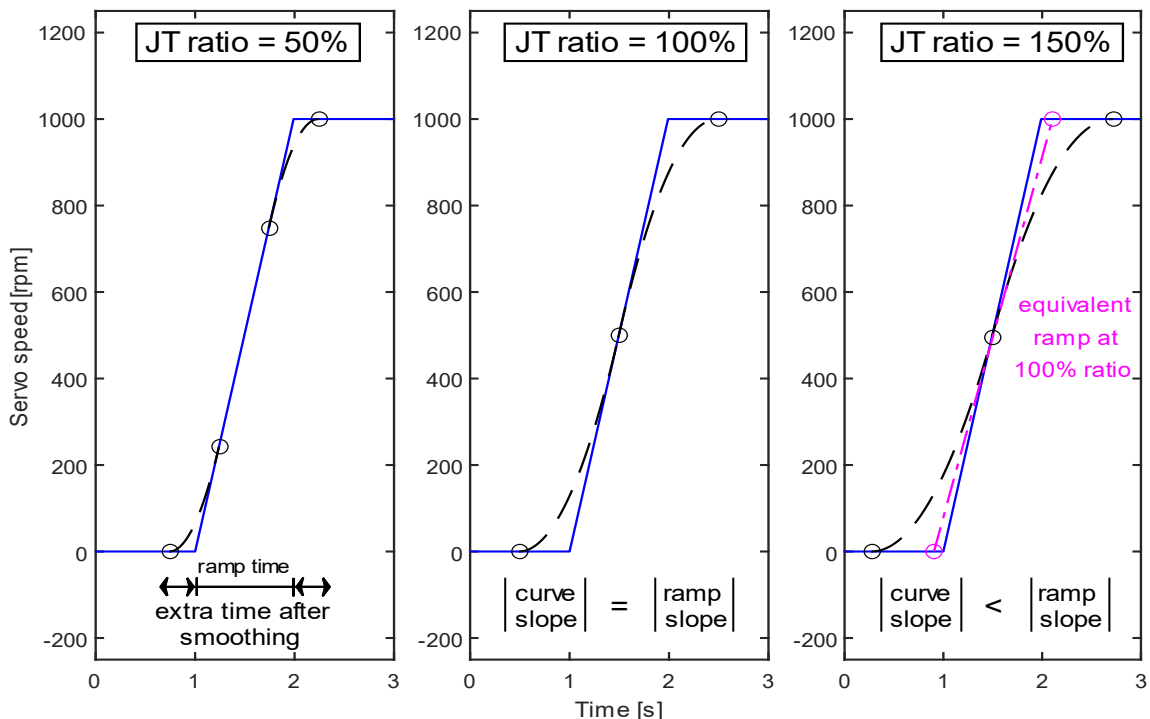


Figura 63. Gráficas del efecto del JT en un perfil trapezoidal de velocidad del servomotor para, de izquierda a derecha, JT igual a 0.5, 1, y 1.5 segundos, con un tiempo de rampa de 1 segundo.

Una consecuencia importante del suavizado de los perfiles es que, mientras que el tiempo para alcanzar una determinada consigna de velocidad es mayor, la distancia recorrida hasta alcanzarla también será mayor. Como el desplazamiento es el área bajo la curva de velocidad, al extenderse las rampas de aceleración a lo largo del tiempo, el desplazamiento en las zonas de aceleración y desaceleración también aumenta. La posición inicial y final en un ciclo están definidas, así que el desplazamiento no varía. En consecuencia, el área de los perfiles de velocidad debe ser la misma independientemente del valor de rampas y JT que se utilicen, variando el tiempo que permanecen a la velocidad máxima. Este hecho se traduce en que la KU tarda más tiempo para alcanzar velocidad punta y comienza a frenar antes.

Cuando se dispone de un tiempo limitado y los perfiles se extienden demasiado, pueden ocurrir efectos no deseados durante los ciclos. El resultado es la incapacidad del servocontrolador para alcanzar las consignas de velocidad establecidas por el PLC o la detención en seco de los brazos giratorios para no sobrepasar la posición final. Una frenada brusca provocará fuertes oscilaciones de los brazos que deberán ser absorbidas antes del siguiente ciclo y será fuente de excitación de los modos de vibración del sistema. Este efecto será todavía más notable tras los cambios de pistón. En la **Figura 64** se muestra el resultado de los primeros ensayos con perfiles suavizados, incrementando el valor de JT progresivamente. En dichos ensayos aparecieron oscilaciones de gran amplitud tras el cambio de pistón en 133° con JT igual a 2 000 ms, a pesar de presuponer que el JT solo puede contribuir de forma positiva a la reducción de excitación. El motivo es un conflicto a nivel de PLC con la implementación actual de los cambios de pistón. En cada ciclo del PLC, se compara la posición actual con los ángulos críticos, y cuando la diferencia es menor a un parámetro *preBuffer*, se reduce la consigna de velocidad a una fracción de la velocidad normal. Los brazos giratorios disponen de un tiempo limitado para alcanzar la consigna de velocidad antes de que se alcance la posición de cambio de pistón. Durante la conmutación de válvulas, el flujo de aceite queda bloqueado por un instante y los brazos giratorios se detienen, antes de reanudar el movimiento. Tras alejarse lo suficiente del ángulo crítico, el servomotor retoma su consigna normal de velocidad. Si el servomotor no puede desacelerar lo suficientemente rápido, alcanzará la posición de cambio de pistón con una velocidad superior a la velocidad de seguridad establecida normalmente, realizando un cambio de pistón mucho más brusco. La solución más directa fue incrementar el valor del parámetro *preBuffer* de manera proporcional al JT, de manera que exista el tiempo suficiente para alcanzar la velocidad de seguridad antes del cambio de pistón. Resulta conveniente ajustar bien su valor ya que, en exceso, implica pasar más tiempo del necesario a baja velocidad. El valor de *preBuffer* compatible con el perfil de velocidad usado es directamente proporcional con el JT y la consigna de velocidad empleada e inversamente proporcional al valor de rampa de aceleración. Sin embargo, no es trivial obtener una relación directa entre dichos parámetros debido a la gran no linealidad entre el giro del servomotor y la rotación de los brazos giratorios.

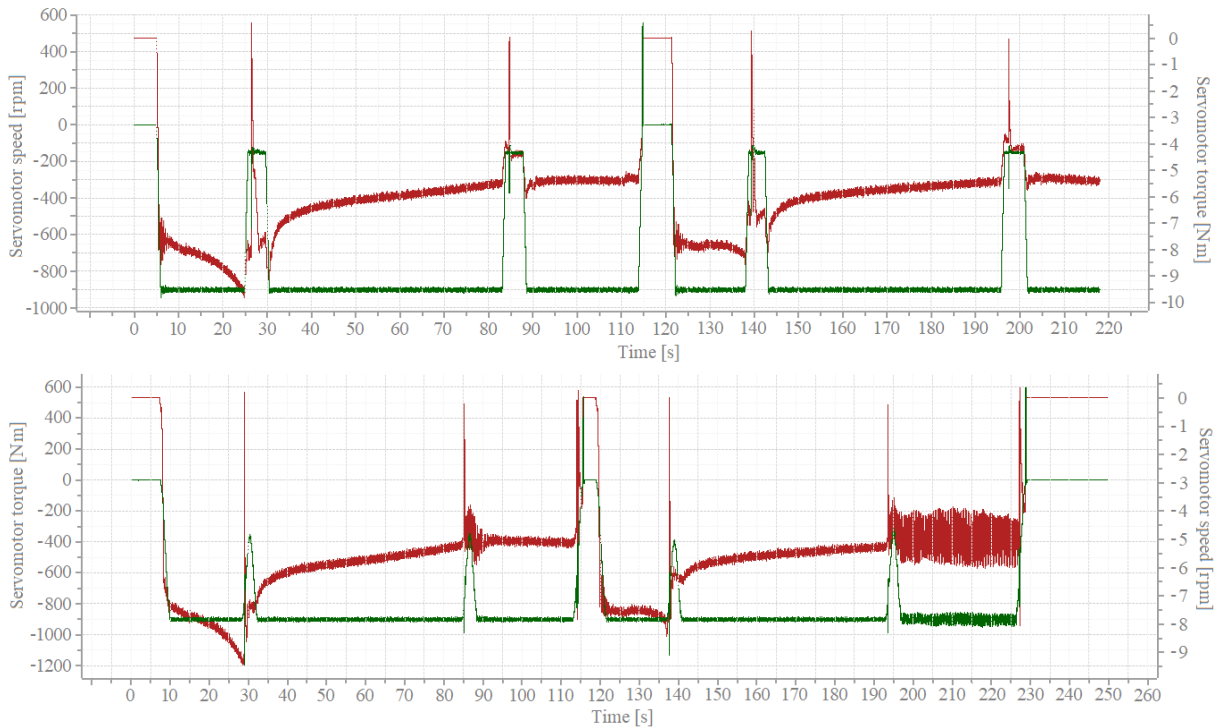


Figura 64. Gráfica de par (rojo) y velocidad (verde) del servomotor para JT igual a cero (arriba) y para JT igual a 2 000 ms (abajo). Nótese que las gráficas están invertidas, ya que el servomotor instalado debe girar en sentido negativo para acoplarse a la bomba y hacer que esta gire en el sentido correcto.

Tras la modificación del *preBuffer*, se volvieron a realizar ciclos con valores de JT conflictivos como 1 000 y 2 000 ms. Esta vez los resultados fueron los esperados, como se puede ver en la **Figura 65**, en la que se puede apreciar con claridad la curvatura de los perfiles. En los ensayos, no se consiguió provocar oscilaciones con estos valores de JT. Sin embargo, el tiempo extra de las 12 rampas que conforman un ciclo completo duplica los tiempos de ensayo, dando como resultado un total de 34 y 67 días adicionales para realizar un ensayo típico de REPA de 10 000 ciclos. No se observaron diferencias notables con respecto a los perfiles trapezoidales con valores menores de JT, entre 20 y 100 ms.

El bajo número de ensayos fue un impedimento para obtener resultados concluyentes acerca de la viabilidad de los perfiles suavizados. Sin embargo, no se puede realizar un número de ensayos elevado debido a la interferencia con los ensayos que en aquel momento se estaban llevando a cabo en la instalación, y tampoco se debe abusar excesivamente de las oscilaciones, aunque sean controladas, por sus efectos perjudiciales sobre los REPA. Como el tiempo de operación de la KU se vio cada vez más limitado y no se observaron resultados notablemente positivos, se dio por inconcluyente el uso del JT para la compensación de las oscilaciones, mientras se exploraba el uso de Profinet y otras opciones de *DriveManager* que pudieran ayudar a conseguir un control más suave de la KU.

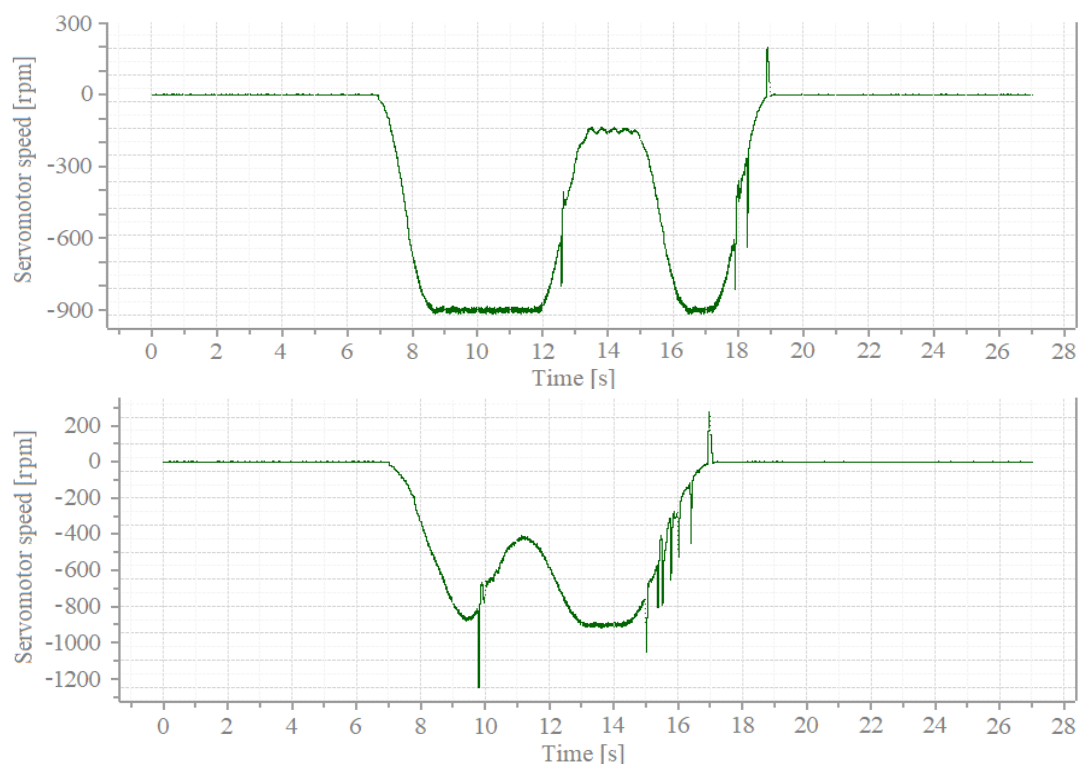


Figura 65. Gráfica de velocidad del servomotor para JT igual a 1 000 y 2 000 ms, con *preBuffer* aumentado.

4.6. Resintonización del PID interno del servocontrolador

Tanto el JT como las rampas de aceleración y la consigna de velocidad del servomotor son parámetros que afectan directamente a la generación de perfiles de velocidad del servomotor. Sin embargo, estos no son los únicos parámetros que intervienen en su control. Si observamos el esquema de control del servomotor (**Figura 66, Anexo 7.11** para mayor detalle), se puede apreciar una clara estructura de control en cascada, con un lazo principal de posición del eje, un lazo intermedio de velocidad de giro y un lazo interno de corriente suministrada, proporcional al par motor ejercido por el motor, por lo que se puede hacer referencia a cualquiera de estas dos magnitudes indistintamente. El lazo más interno de corriente actúa de manera rápida, en pocos milisegundos, mientras que la respuesta del lazo de velocidad está en el orden de las decenas de milisegundos y la posición es la variable de control más lenta del sistema, como ocurre en los esquemas tradicionales de control en cascada. Por ello, es importante comprender el funcionamiento del esquema de control del servomotor, explicado a continuación.

En una primera etapa se utilizan señales del servomotor para implementar un lazo de *feedforward*, cruzando las señales de par y velocidad del servomotor. Además, se realiza una interpolación para obtener los valores de referencia de posición a partir de una consigna. La generación de perfiles de velocidad se encuentra en esta etapa, utilizándose en lugar de una señal externa cuando se utiliza el modo de control por velocidad. Este es el modo de control por defecto utilizado en la instalación.

Las señales de salida de la etapa anterior se utilizan en los lazos de control principales. Estos usan controladores tipo PID paralelo para alcanzar los valores de referencia. El lazo de velocidad utiliza un controlador PI sin parte diferencial, por su sensibilidad ante ruido de alta frecuencia en la señal. Por el contrario, en el lazo de posición solo existe la parte de acción proporcional mientras que en el lazo de corriente se utiliza un PI configurado solo con acción integral. Antes del lazo más interno de control de corriente se encuentran dos etapas. Por un lado, una etapa de filtrado digital que permite eliminar componentes indeseadas de la señal de referencia de corriente. Por otro lado, existe una etapa de control de flujo mediante control vectorial que calcula las componentes en cuadratura D y Q del motor a partir de la corriente de cada una de las fases. De esta manera, se regula la corriente que alimentan los bobinados, manteniendo el eje del estator en cuadratura con el eje del rotor, produciendo el máximo par posible. La señal a la salida del controlador de corriente se modula por ancho de pulsos, modificando la velocidad de giro del servomotor para alcanzar la referencia de posición. Este es el proceso completo para el control de posición del servomotor. No obstante, para el control de velocidad de giro, se prescinde del lazo más externo de posición, empleándose como referencia una señal externa con la consigna de velocidad directamente o el valor dictaminado por los perfiles de velocidad generados. De igual manera, si se utiliza el modo de control de par, el lazo de control de velocidad también es excluido. Por último, los lazos más externos del proceso cuentan con realimentación negativa, proporcionada por el encoder. La señal medida puede ser filtrada en una última etapa antes de entrar al lazo de velocidad, o ser empleada por un observador para, en su lugar, utilizar una estimación del estado del sistema en la realimentación en velocidad.

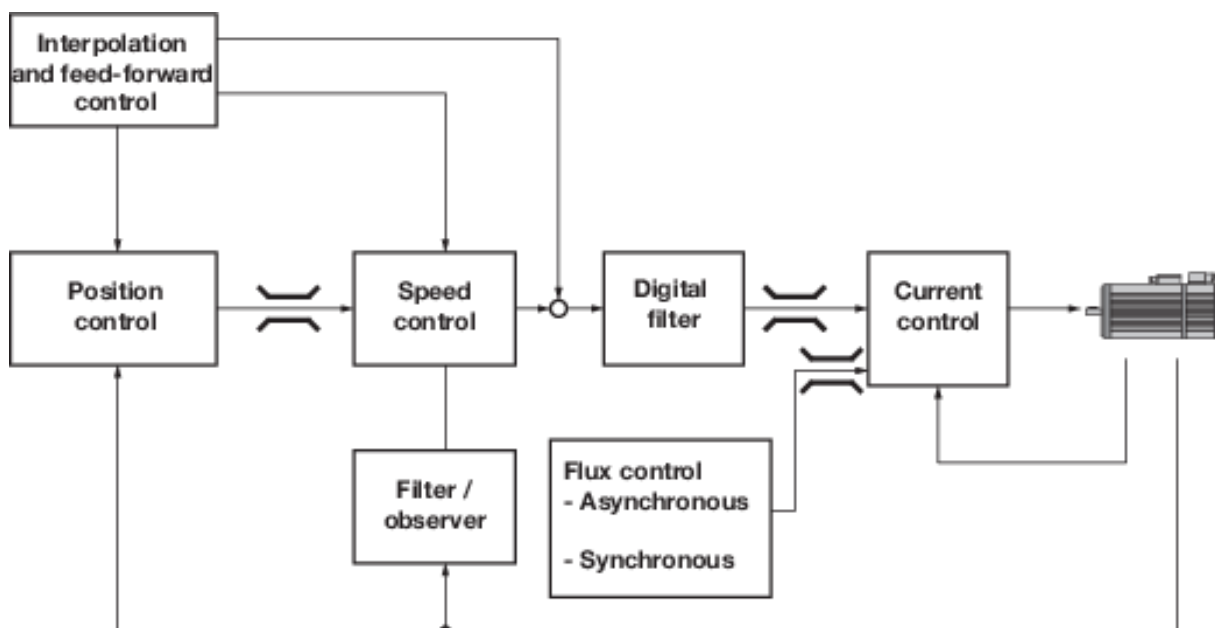


Figura 66. Esquema completo de control del servomotor.

Se contemplaron varias estrategias que pueden ayudar a compensar las oscilaciones de los brazos. Por ejemplo, bloquear el servo en la dirección contraria a su giro habitual o activar el uso del observador en la realimentación podrían tener efectos adversos que resultan difíciles de predecir a priori, poniendo en compromiso la operación de la instalación. Desactivar la referencia mediante perfiles de velocidad y usar directamente una señal desde el PLC es una opción que aportaría mucha flexibilidad y que no requiere la implementación de una interfaz Profinet para establecer comunicación bidireccional entre PLC y *DriveManager*, ya que aprovecharía la entrada analógica que utiliza el generador de perfiles como consigna de velocidad. Sin embargo, esta opción requiere la modificación del esquema de control existente en el PLC, así que en su lugar, se optó por la resintonización de los parámetros del PI del lazo de control de velocidad. La modificación de los valores de constante proporcional e integral es sencilla en *DriveManager*, se puede realizar en línea y no requiere de un reinicio ni del software ni del PLC, ni tampoco una parada del sistema, por lo que sus efectos en el sistema pueden ser medidos inmediatamente.

En primer lugar, hay que tener en cuenta que, tras la puesta en marcha de la instalación, se sintonizó el controlador con una configuración apropiada para sistemas hidráulicos, pero estos valores se habían mantenido hasta entonces sin cambios, a pesar de que la dinámica del sistema sí había cambiado, en especial por la variación de masa e inercia con la inclusión del contrapeso. Existen varios métodos para la elección de los nuevos valores. El más sencillo es la sintonización manual, es decir, aplicar pequeños cambios a los parámetros y en función de la respuesta del sistema, ajustarlos hasta conseguir el comportamiento esperado. La principal desventaja es que, en este caso, se tenía que variar el valor de dos parámetros, y encontrar la configuración óptima a partir de la influencia en el sistema de ambos puede ser complicado y costoso en tiempo. Por el contrario, los métodos analíticos y heurísticos ya proporcionan un primer conjunto de valores de prueba. Sin embargo, para poder aplicar estos métodos, es necesario disponer de un modelo del sistema. Una vez creado, los parámetros del controlador pueden afinarse en simulación antes de ser probados en la instalación real, lo que reduce la incertidumbre durante las pruebas en el banco de ensayos.

No existe un único método para modelar el funcionamiento del sistema. Si se desea un modelo de la KU lo más exacto posible, basado en primeros principios, sería necesario modelar la rigidez, masa y amortiguamiento de los elementos intermedios entre el servomotor y el *traverse*. Este sería un modelo en lazo abierto, por lo que además sería necesario implementar la lógica de control de la instalación, tanto el código de PLC como los algoritmos de *DriveManager*. En su lugar, un modelo de caja negra en lazo cerrado resulta más conveniente, ya que, aunque este tipo de modelos aporte menos flexibilidad e información sobre el sistema, puede reflejar el comportamiento de la instalación con suficiente fidelidad y simplifican la tarea del modelado. El esquema de control de la instalación será modelado junto al modelo físico del sistema, de manera que resultarán indistinguibles el uno del otro.

Existen cuatro parámetros accesibles en *DriveManager* relacionados con el control del servomotor: la intensidad y voltaje de alimentación del servomotor y su velocidad y par motor como variables de salida. La corriente y el voltaje son proporcionales al par motor y velocidad del servomotor, como se muestra en la **Figura 67**. La velocidad ha sido el parámetro de salida del modelo, pues es la magnitud que se desea controlar y la señal del lazo más externo en modo de control de velocidad. La corriente de alimentación en valor efectivo, en cambio, es el parámetro manipulable del sistema y la señal del lazo más interno del sistema, por lo que ha sido tomada como el parámetro de entrada del modelo.

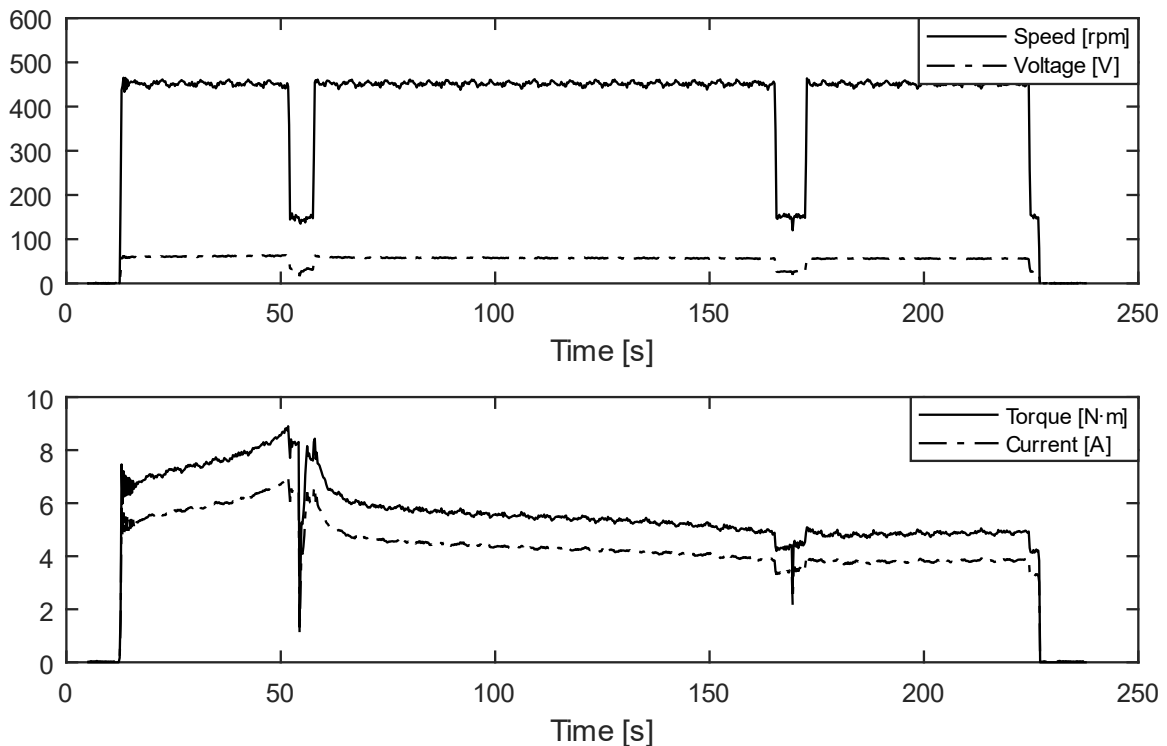


Figura 67. Gráficas de velocidad y par del servomotor junto a su voltaje y corriente de alimentación, respectivamente. Nótese que la velocidad y el par se han invertido de signo para ser comparados mejor.

Para el modelado se ha utilizado la aplicación de identificación de sistemas *System Identification Toolbox* de MATLAB, empleando datos de varios ciclos de *DriveManager* a una velocidad de 15, 30 y 45 % de la velocidad nominal del servomotor. Inicialmente se utilizaron funciones de transferencia simples para modelar la relación entre la salida y la entrada. Después, se variaron el número de polos y ceros de la función de transferencia hasta conseguir el mejor ajuste posible. Las funciones de transferencia resultaron inefectivas con un ajuste máximo de 56 % para corriente con 1 cero y 2 polos, resultando solo útiles en este caso para los parámetros proporcionales entre sí como velocidad y voltaje, consiguiendo ajustes de 90%, aunque con cierto error en régimen permanente (**Figura 68, arriba**). Utilizando modelos no lineales, el mejor ajuste fue conseguido con modelos Hammerstein-Wiener utilizando funciones *wavelet* tanto en la no linealidad de la entrada como de la salida, con los que los ajustes fueron menores al 70% para corriente y mayor al 96% para voltaje.

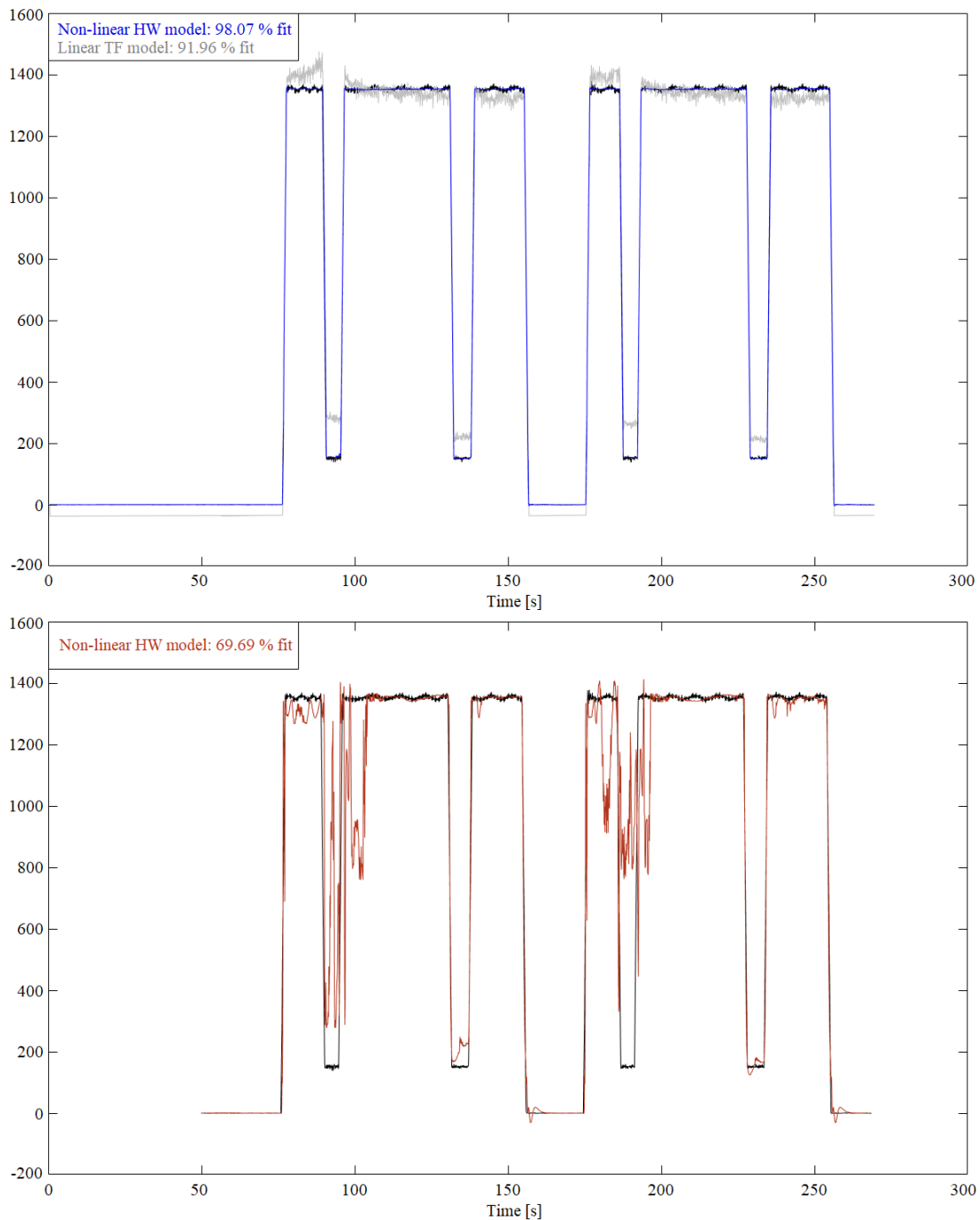


Figura 68. Modelos de velocidad del servomotor controlados por voltaje (arriba) y corriente (abajo).

Los resultados son similares cuando se usa el par motor como variable de salida, aunque con ajustes ligeramente peores. La relación par-corriente obtiene un ajuste aceptable del 90% con funciones lineales, ya que, como se ha discutido anteriormente, son variables proporcionales entre sí y se habla de ellas indistintamente en el esquema de control. El ajuste es menor de 50% para voltaje y los modelos Hammerstein-Wiener no consiguen un ajuste mucho mejor. Debido a la gran no linealidad entre velocidad y corriente que impide obtener un modelo que relacione ambos parámetros, se optó por un ajuste manual de los parámetros del controlador PI del lazo de control de velocidad.

La ganancia proporcional **Kp** del PI indica cuánto cambia la variable de control ante cambios de la señal de control, es decir cómo de sensible y agresivo es el controlador del sistema ante un error al tratar de alcanzar una consigna. A mayor valor de Kp, más agresivo es el controlador y más sensible a cambios es. Por el contrario, el tiempo integral **Tn** determina cuánto tiempo toma al controlador alcanzar el régimen permanente ante un cambio de consigna. Cuanto mayor es Tn, más lenta es la acción de control, pero más suave resulta el cambio en el sistema.

Por lo tanto, en este caso, se decidió aumentar Tn y disminuir Kp para intentar suavizar la rotación de los brazos giratorios. Esto modifica, además del comportamiento ante perturbaciones, la respuesta transitoria del sistema, alterando las rampas de aceleración. Por este motivo, se tuvieron en cuenta las consideraciones planteadas en el **Apartado 4.5**, realizando cambios pequeños en los parámetros y comprobando que el valor de *preBuffer* es el adecuado. Como el valor absoluto de Kp es pequeño y, a priori, sensible a cambios, se comenzaron los ensayos con incrementos pequeños de Tn únicamente, es decir, del 1 % hasta alcanzar el 10% por encima del valor inicial si no se observaban cambios notables en el comportamiento del sistema.

No se observaron diferencias con respecto al comportamiento habitual del sistema, por lo que se aumentó el valor de Tn un 20% y se redujo Kp al 95%, no observando aun así ninguna modificación en la dinámica del sistema. Un último ensayo fue llevado a cabo con modificaciones mayores de los valores por defecto de Kp y Tn para descartar que el sistema fuera muy poco sensible a cambios en estos parámetros. Se comprobó a lo largo de 10 ciclos el número de oscilaciones de los brazos observadas en comparación con la configuración por defecto. La configuración predeterminada se probó tanto al principio como al final de los ensayos para descartar la influencia del orden de ensayo en los resultados, ya que, a mayor número de ciclos realizados, mayor energía acumulada en el sistema y mayor probabilidad de aparición de oscilaciones. Los resultados de estos ensayos quedan plasmados en la **Tabla 8**. Aunque el número de oscilaciones es menor en las configuraciones con parámetros modificados, el comportamiento del sistema sigue siendo no deseado y la diferencia es pequeña para el número de ensayos realizados. Llegados a este punto, se descarta que el sistema sea poco insensible ante cambios y se concluye que la configuración del PI en *DriveManager* no está siendo tenida en cuenta para el control del servomotor o debe de estar siendo contrarrestada por una sección del software con mayor jerarquía en el control del servomotor como pueda ser el PLC.

Test				Check for oscillations observed during tests										Count
Kp [N·m/rpm] [%]		Tn [ms] [%]		#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9	#10	
0.0130039	100	28.65356	100		X	X	X	X	X	TEST STOPPED				5
0.0125371	95	37.24963	130	X		X		X						3
0.0104031	80	37.24963	130		X	X		X					X	4
0.0130039	100	28.65356	100			X		X		X		X	X	5

Tabla 8. Resultados de los ensayos para distintas configuraciones de parámetros del PI del lazo de control. El primer ensayo con configuración por defecto fue detenido por motivos de seguridad tras observar oscilaciones de los brazos en cinco ciclos seguidos.

5. Conclusiones y líneas futuras de trabajo

A lo largo de la realización de este trabajo, el número de ensayos realizados se ha visto siempre influenciado por razones de seguridad de la instalación e interferencia con los proyectos en curso en el banco de ensayos. En los ensayos de vida de REPA es importante contabilizar el número de ciclos realizado, pues son el principal indicador de la vida útil del REPA para unas determinadas condiciones de ensayo. Las condiciones de ciclo de los ensayos realizados en este trabajo no coinciden con las condiciones habituales de ensayo de REPA, representativas de las condiciones de operación en una instalación real. Cualquier ciclo realizado fuera de estas condiciones contribuye al desgaste del REPA y su efecto no puede traducirse a las condiciones de trabajo definidas, siendo solo posible contabilizarse y ser descontados. En los ensayos realizados en este trabajo ha sido habitual provocar oscilaciones en la KU para su estudio, que afectan todavía en mayor medida al estado de los REPA, reduciendo aún más la representatividad de los ensayos principales de la instalación.

Por este motivo, el tamaño de muestra siempre ha sido inferior al deseado, lo que en algunos casos, como en los ensayos sobre resintonización del PID del servocontrolador (**Apartado 4.6**), no ha permitido evaluar la efectividad de las modificaciones realizadas. Alrededor de 200 ciclos fueron completados en el periodo de realización de este trabajo y justo antes del comienzo de los ensayos oficiales, lo que supone un 2% del número de ciclos total planeado realizado fuera de las condiciones de operación. Pese a que el número de ensayos haya resultado escaso, en algunos casos ha sido suficiente para obtener conclusiones relevantes. Por ejemplo, en los ensayos de suavizado de los perfiles de velocidad (**Apartado 4.5**), aunque para los ensayos con valor de JT pequeño no se pueda reconocer un cambio notable en el comportamiento del sistema, sí ocurre para valores de JT grandes.

El objetivo principal de este trabajo fue la compensación de las oscilaciones de la KU para reducir los tiempos de ensayo. Ninguno de los ensayos realizados ha conseguido disminuir el tiempo de ciclo por debajo del tiempo habitual, de entre 3 y 4 minutos. Sin embargo, los ensayos de suavizado de perfiles comentados con anterioridad podrían ser el punto de partida para la realización de nuevos experimentos, combinando valores de JT grandes con aumentos de los valores de velocidad punta del servomotor y rampas de aceleración para compensar el incremento del tiempo de ciclo. El propósito de estos nuevos ensayos debería enfocarse en comprobar la viabilidad de esta propuesta y la búsqueda de un punto de compromiso entre tiempo de ciclo y comportamiento vibracional de la KU.

Un fenómeno adicional que se ha podido notar en el banco de ensayos REPA es que, durante los cambios de pistón, con frecuencia los brazos se detienen completamente en el instante de conmutación de las válvulas, a pesar de que la consigna de velocidad del servomotor es siempre distinta de cero, por lo que se aconseja comprobar el estado de los cilindros y las electroválvulas para descartar un fallo mecánico que pueda estar ocasionando las oscilaciones o, al menos, incrementando la excitación.

Este fenómeno de parada durante los cambios de pistón podría deberse a un efecto *slip-stick* en alguno de los componentes del sistema, especialmente las juntas y los cilindros. Si existe una alta fricción estática o dinámica entre componentes del sistema, se puede llegar a producir un movimiento súbito y periódico entre ellos, equivalente al modo paso-a-paso de rotación. Esta clase de movimiento se asemejaría a las oscilaciones elásticas de los brazos cuando se inicia o detiene el movimiento debido a la inercia de estos, y contribuiría a la aparición de oscilaciones al ser fuente de excitación. Debido a la complejidad en localizar el origen de este fenómeno, se aconseja una lubricación adecuada en los componentes sometidos a fricción.

Asimismo, se recomienda el rediseño de los rodamientos de los cilindros, uno de los componentes críticos de la instalación. En el pasado se observó cierta holgura en los mismos que daba lugar a la oscilación longitudinal del pistón. Cuando se redujo esta holgura, también lo hizo la magnitud de las oscilaciones observadas. Esto parece deberse a que los rodamientos de los cilindros son el eslabón más débil de la cadena cinemática que transmite el movimiento desde el servomotor hasta el *traverse*. Un rediseño de los rodamientos podría incrementar la rigidez y el amortiguamiento general del sistema en gran medida, aumentando la frecuencia natural de la KU y su capacidad para disipar la energía acumulada durante los ciclos. Estos dos efectos contribuirían a que fuera menos probable excitar los modos de vibración del sistema.

Una de las futuras líneas de trabajo que comenzó a probarse sin llegar a implementarse fue la configuración de la red Profinet en el sistema para comunicar PLC y *DriveManager*. La comunicación se realiza mediante telegramas de distinto tamaño de bits. El número de telegrama y las variables de lectura y escritura deben indicarse en *DriveManager*, mientras que en el PLC se asigna espacio de memoria para almacenar los parámetros de lectura y escritura. A pesar de que se estableció la comunicación, no se consiguió la lectura de alguno de los parámetros de *DriveManager* en el PLC. Se sospecha sin embargo que esto fue debido a un error en el tamaño de dato al leer una palabra de 32 bits y asignarla a una variable real de 16 bits, truncando así el valor y obteniendo solo ceros. La implementación de Profinet abre muchas líneas de trabajo, al permitir la modificación en tiempo real de numerosos parámetros de *DriveManager* como las rampas de aceleración, las consignas de los lazos de control o incluso el JT, siendo posible la construcción de perfiles de velocidad más complejos.

La comunicación Profinet también permitiría el uso del par del servomotor como indicador de oscilaciones para realizar una frenada preventiva. El par es un indicador fiable de oscilaciones, pero quedó postergado hasta la implementación de la red Profinet que permitiera su uso. Se ha comprobado que, durante las oscilaciones, el valor medio del par varía en aproximadamente 1,25 Nm, pudiendo establecerse una cota de ± 1 Nm para activar la frenada y disminuir la consigna de velocidad, para lo cual solo habría que activar el modo de seguridad, como ya se hace durante los cambios de pistón y al aproximarse al valor de consigna de posición seleccionado.

Por último, cabe la pena mencionar que, debido a la naturaleza de la instalación, la incapacidad para cambiar el sentido de rotación del servomotor ha supuesto una limitación importante para el control, al no permitir la compensación activa de las oscilaciones. Además de dicha restricción, la rigidez del software del servocontrolador ha limitado en gran medida el número de soluciones posibles ante el problema de las oscilaciones, al imponerse un esquema de control cerrado que no puede ser modificado de manera completa y sencilla, y sobre el cual debe erigirse el resto del sistema de control de la instalación. Este trabajo resulta un caso paradigmático de lo que puede ocurrir cuando se diseña un sistema empleando soluciones completas y cómo esto puede afectar a etapas posteriores tales como el control del proceso.

6. Bibliografía

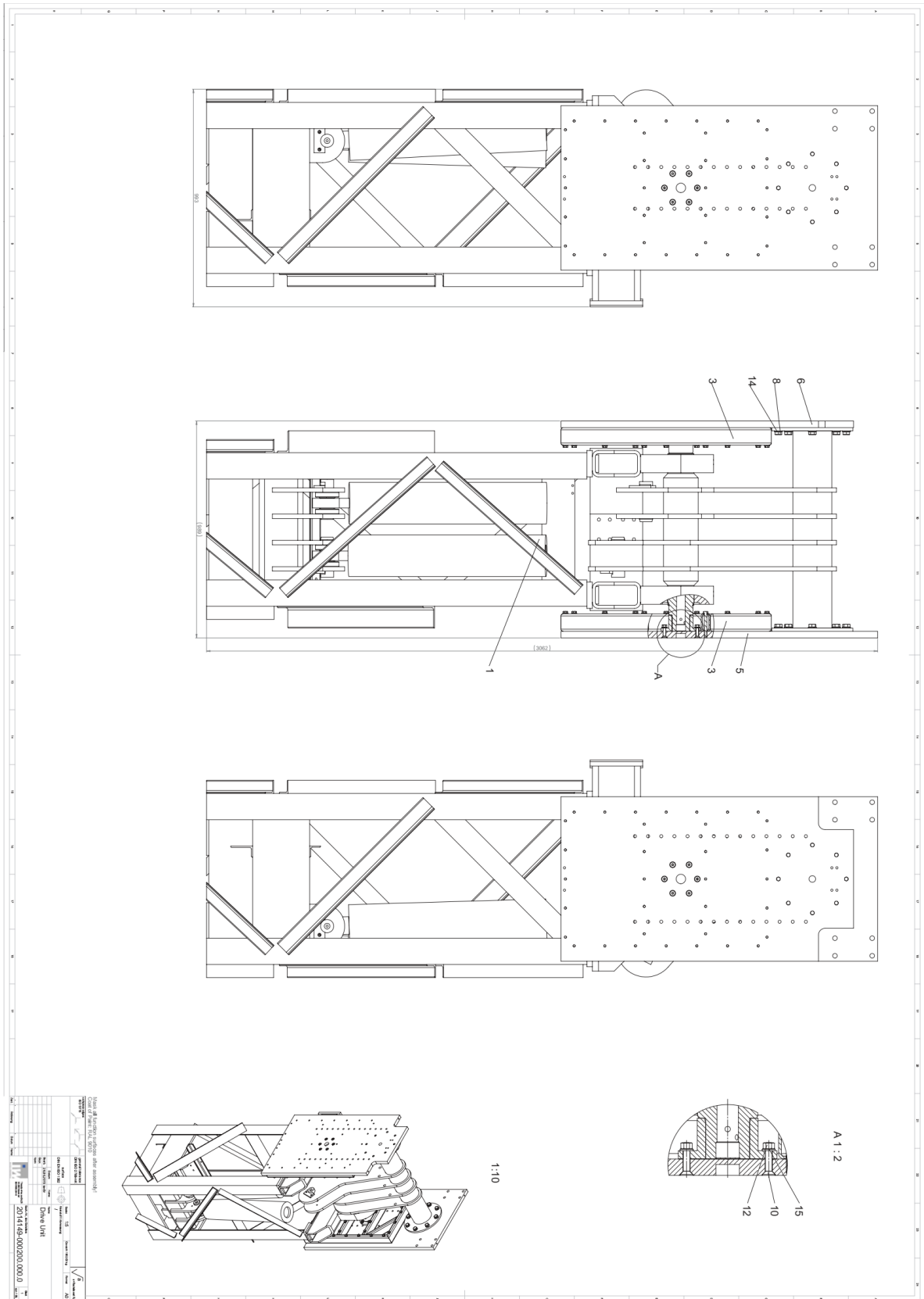
- [1] N. J. L. Lenssen, «Improvements in the GISTEMP Uncertainty Model» *Journal of Geophysical Research: Atmospheres*, vol. 124, nº 12, pp. 6307-6326, 2019. <https://doi.org/10.1029/2018JD029522>
- [2] European Union, «The Paris Agreement» 12 Diciembre 2015. <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement/the-paris-agreement> [Último acceso: 5 Junio 2023]
- [3] International Energy Agency, «Technology Roadmap Solar Thermal Electricity» *IEA Technology Roadmaps*, París, OECD Publishing, 2014. <https://doi.org/10.1787/9789264238824-en>
- [4] CIEMAT, «Plataforma Solar de Almería» <https://www.psa.es/es/index.php> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [5] F. Schneider, «Commissioning and optimization of a test bench for life cycle analysis of rotation and expansion performing assemblies (REPAs) in parabolic trough collector power plants» Almería: DLR, RWTH Aachen University, 2019. <https://elib.dlr.de/133354> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [6] C. Hilgert, C. Happich, T. Effertz y N. Janotte, «REPA Teststand» DLR, Institut für Solarforschung, 2015. <https://elib.dlr.de/96995> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [7] iNTERURBE, «Incendio en la planta Andasol» Youtube, 16 Diciembre 2009. <https://www.youtube.com/watch?v=aGyvicfgZm0> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [8] «Startseite - DLR Portal» <https://www.dlr.de> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [9] M. J. Blanco y L. Ramírez Santigosa, «Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology», Amsterdam: Woodhead Publishing, 2017.
- [10] A. Plumpe, «Design of a test rig and its testing methods for rotation and expansion performing assemblies in parabolic trough collector power plants», Almería: DLR, RWTH Aachen University, 2016. <https://elib.dlr.de/104391> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [11] Senior Flexonics, «Metal Hose Catalog» <https://flexonics.com/catalogs/> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [12] A.T. Kearney, «Solar Thermal Electricity 2025», 2010. <https://www.estelasolar.org/wp-content/uploads/2015/11/2010-Solar-Thermal-Electricity-2025-ENG.pdf> [Último acceso: 5 Junio 2023].

- [13] «Therminol VP-1 Heat Transfer Fluid» Eastman». <https://www.eastman.com/en/products/product-detail?product=71093459> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [14] «SYLTHERM™ 800 Stabilized Heat Transfer Fluid» <https://www.dow.com//en-us/pdp.syltherm-800-stabilized-heat-transfer-fluid.39260z.html> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [15] «HELISOL® 5A | Linear Silicone Fluids» <https://www.wacker.com/h/en-us/silicone-fluids-emulsions/linear-silicone-fluids/helisol-5a/p/000006109> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [16] B. D'Aguanno, M. Karthik, A. N. Grace y A Floris, «Thermostatic properties of nitrate molten salts and their solar and eutectic mixtures» *Scientific Reports*, vol. 8, nº 10485, 2018. <https://doi.org/10.1038/s41598-018-28641-1>
- [17] «HITEC Heat Transfer Salt» <https://coastalchem.com/products/heat-transfer-fluids/hitec-heat-transfer-salt/> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [18] Advanced Thermal Systems Inc, «Packed Slip Type Expansion Joints & Flexible Ball Joints» <https://www.advancedthermal.net> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [19] Hispan Precision Products Inc, «Hispan - Ball Joints, Solar Collector Ball Joints, Barco Ball Joints, Hispan Barco Ball Joints» <https://www.hyspan.com/SolarPanelConnect.html> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [20] D. Grogan, «Development of Molten-Salt Heat Transfer Fluid» *Abengoa Solar Sunshot Conference Project Review Technology for Parabolic Trough Solar Power Plants*, 2013.
- [21] T. Hilbel, «Design of the motion control for a test rig analyzing rotation and expansion performing assemblies in parabolic trough collector power plant applications» Almería: DLR, Hochschule Mannheim, 2016. <https://elib.dlr.de/115409> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [22] National Instruments, «¿Qué es LabVIEW? Programación gráfica para pruebas y medidas - NI» <https://www.ni.com/es-es/shop/labview.html> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [23] KEBA, «KeStudio | The easy-to-use engineering suite refined with customized industry applications» <https://www.keba.com/en/industrial-automation/products/software/kestudio-engineering> [Último acceso: 5 Junio 2023].

- [24] MathWorks, «MATLAB - El lenguaje del cálculo técnico»
<https://es.mathworks.com/products/matlab.html> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [25] S. S. Rao, «Vibraciones Mecánicas. 5ª edición» Pearson, 2012.
- [26] D. Brandwood, «Fourier Transforms in Radar and Signal Processing» Norwood: Artech House, 2011.
- [27] «IDS Innomic GmbH». <https://www.innomic.com/en/> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [28] Siemens, «Totally Integrated Automation Portal | Automation software | Global»
<https://www.siemens.com/global/en/products/automation/industry-software/automation-software/tia-portal.html> [Último acceso: 5 Junio 2023].
- [29] S. Macfarlane y E. A. Croft, «Jerk-Bounded Manipulator Trajectory Planning: Design for Real-Time Applications» *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 19, nº 1, pp. 42-52, 2003.
<https://doi.org/10.1109/TRA.2002.807548>
- [30] H. Cheng, F. Liu, W. Li y L. Hao, «Vibration Measurement, Analysis and Dynamic Parameter Optimization for Delta Robot» *The 7th Annual IEEE International Conference on CYBER Technology in Automation, Control, and Intelligent Systems (CYBER), Honolulu, HI, USACYBER Technology in Automation, Control, and Intelligent Systems (CYBER)*, Honolulu, Hawaii, USA, 2017.
<https://doi.org/10.1109/CYBER.2017.8446106>

7. Anexos

7.1. Planos del *drive pylon*



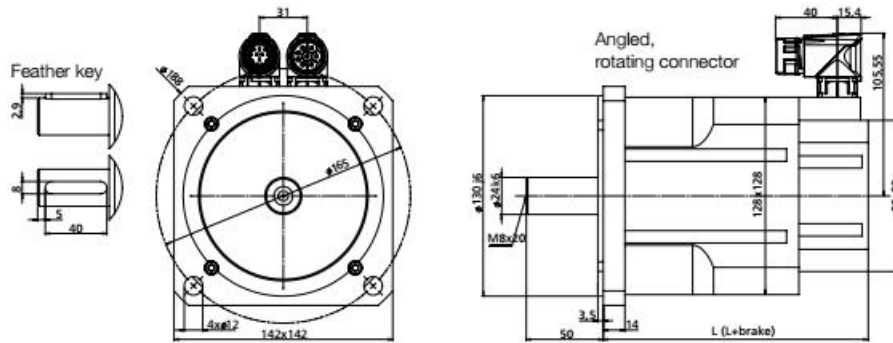
7.3. Ficha técnica del servomotor

4-34 | Servomotors Order Catalogue

Motor type: LSH-127 ($U_{dc} = 560 \text{ V}$)



Dimensional sketch and technical data



Motor type	L with resolver xR [mm]	L+brake with resolver xR [mm]	L with opt. encoder G12.xy [mm]	L+brake with opt. encoder G12.xy [mm]	L with opt. encoder G6.1x [mm]	L+brake with opt. encoder G6.1x [mm]
LSH-127-1	172	224	192	244	175	226
LSH-127-2	200	252	220	272	203	254
LSH-127-3	230	282	250	302	233	284
LSH-127-4	290	342	310	362	293	344

Motor type	L with opt. encoder G6.2x [mm]	L+brake with opt. encoder G6.2x [mm]	L with opt. encoder G6.3x [mm]	L+brake with opt. encoder G6.3x [mm]	L with opt. encoder G3/G5 [mm]	L+brake with opt. encoder G3/G5 [mm]
LSH-127-1	172	224	In preparation	In preparation	185	237
LSH-127-2	200	252	In preparation	In preparation	213	265
LSH-127-3	230	282	In preparation	In preparation	243	295
LSH-127-4	290	342	In preparation	In preparation	303	355

Table 4.16 Overview of the motor lengths – for overview of the encoder types see chapter 5.1

ID no.: 0814.25B.7-00 Date: 02/2016

Technical data ¹⁾	Abbreviation	LSH-127-1-30-560	LSH-127-2-30-560	LSH-127-3-30-560	LSH-127-4-30-560
Rated speed	n_n	3000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹
Rated frequency	f_n	250 Hz	250 Hz	250 Hz	250 Hz
DC link voltage (controller)	U_{dc}	560 V	560 V	560 V	560 V
Rated voltage	U_n	330 V	330 V	330 V	330 V
Rated torque	M_n	8.4 Nm	10.9 Nm	14.3 Nm	21.0 Nm
Rated current	I_n	7.9 A	9.6 A	13.1 A	14.9 A
Power	P	2.63 kW	3.42 kW	4.11 kW	6.60 kW
Stall torque	M_0	11.6 Nm	14.9 Nm	18.7 Nm	27.3 Nm
Stall current	I_0	10.3 A	12.5 A	16.4 A	19.0 A
Maximum permissible torque	M_{max}	32 Nm	41.0 Nm	51.0 Nm	75.0 Nm
Maximum permissible current	I_{max}	49.0 A	49.0 A	61.0 A	68.0 A
Maximum permissible speed	n_{max}	9000 min ⁻¹	9000 min ⁻¹	9000 min ⁻¹	9000 min ⁻¹
EMF constant	K_E	68.0 V/1000 min ⁻¹	72.0 V/1000 min ⁻¹	74.0 V/1000 min ⁻¹	87.0 V/1000 min ⁻¹
Torque constant	K_T	1.12 Nm/A	1.19 Nm/A	1.14 Nm/A	1.44 Nm/A
Winding resistance (2 phases)	$R_{2\phi}$	0.71 Ω	0.48 Ω	0.35 Ω	0.32 Ω
Winding inductance (2 phases)	$L_{2\phi}$	11.4 mH	8.5 mH	6.4 mH	6.8 mH
No load speed	n_0	4840 min ⁻¹	4580 min ⁻¹	4780 min ⁻¹	3790 min ⁻¹
Electrical time constant	T_e	16.1 ms	17.7 ms	18.3 ms	21 ms
Thermal time constant	T_{th}	50 min.	55 min.	60 min.	75 min.
Moment of inertia of rotor	J	0.00068 kgm ²	0.00083 kgm ²	0.00110 kgm ²	0.00153 kgm ²
Mass	m	8.1 kg	10.1 kg	12.1 kg	16.1 kg
Brake (optional)					
Rated voltage	U_n	24 V ± 10 %			
Rated current at 20 °C for releasing	I_n	1.0 A			
Permissible maximum speed	n_{max}	10,000 min ⁻¹			
Permissible friction work	W_R	1.29 x 10 ⁶ Js			
Moment of inertia	J_b	0.000166 kgm ²			
Mass	m	0.9 kg			
Braking torque	M_b	18 Nm			

1) All figures with a tolerance of ± 10%.

ID no.: 0814.25B.7-00 Date: 02/2016

Characteristics

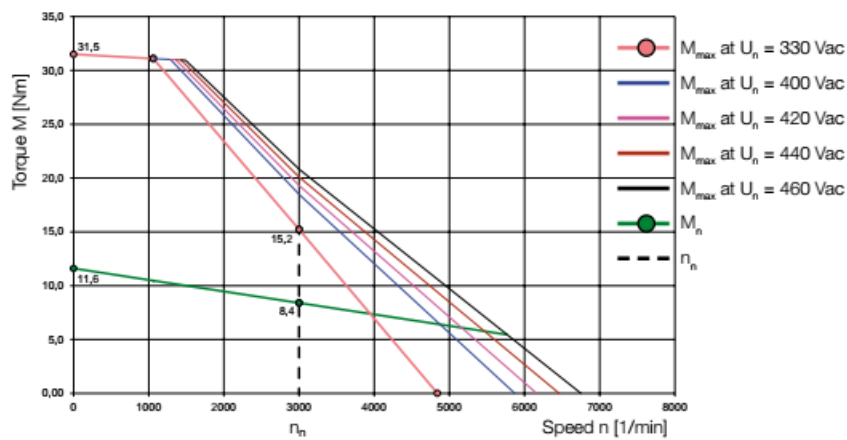
Explanations on the characteristics:

The characteristic M_{max} describes the maximum torque possible for a short time at the related speed. It is important for dynamic processes.

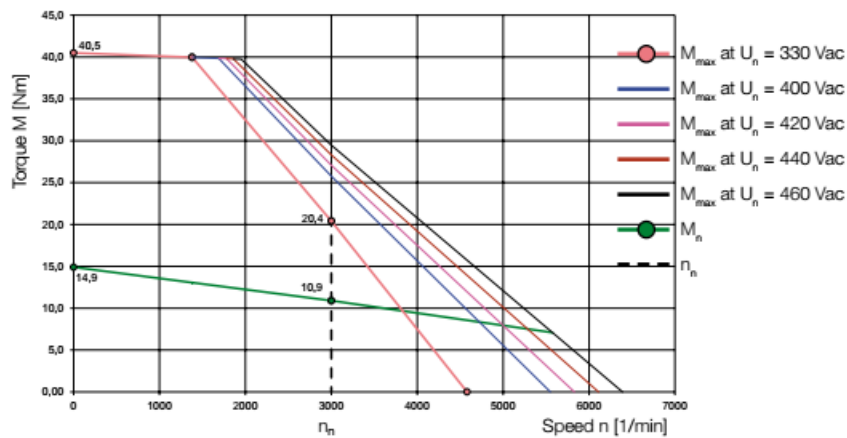
The characteristic M_n shows the thermally permissible rated torque.

The characteristics are limited by the related permissible speed n_{max} (for n_{max} see the table "Technical data").

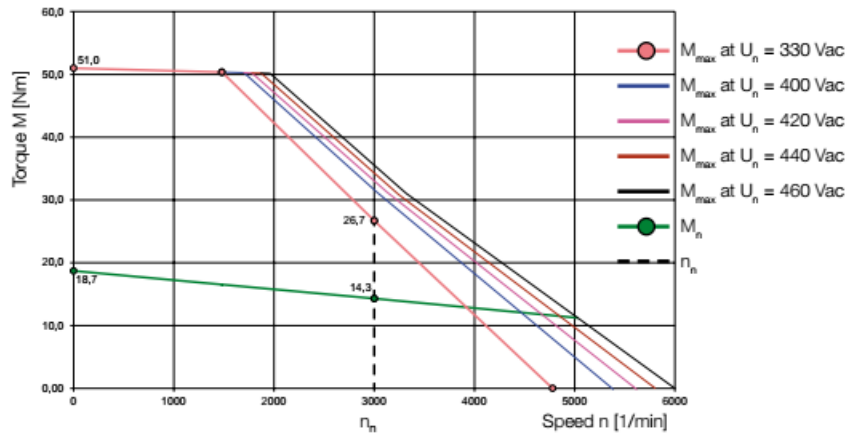
LSH-127-1-30-560



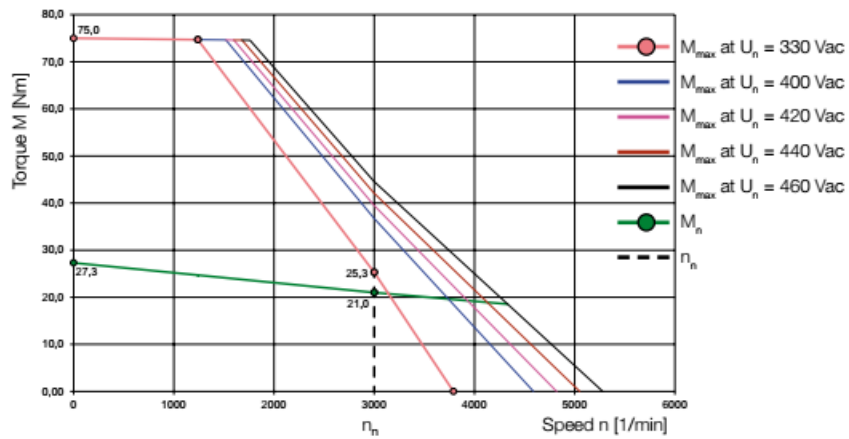
LSH-127-2-30-560



LSH-127-3-30-560



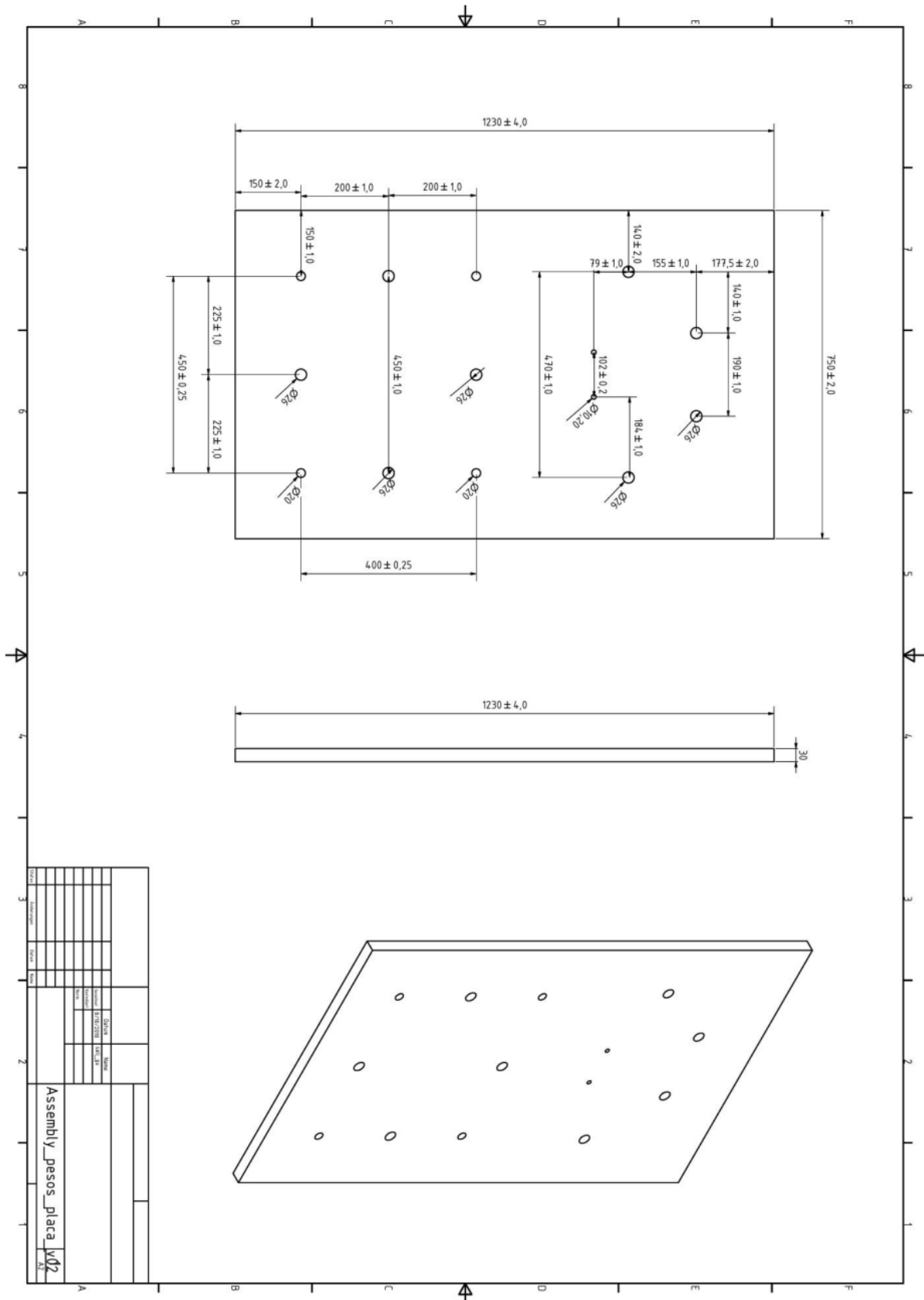
LSH-127-4-30-560



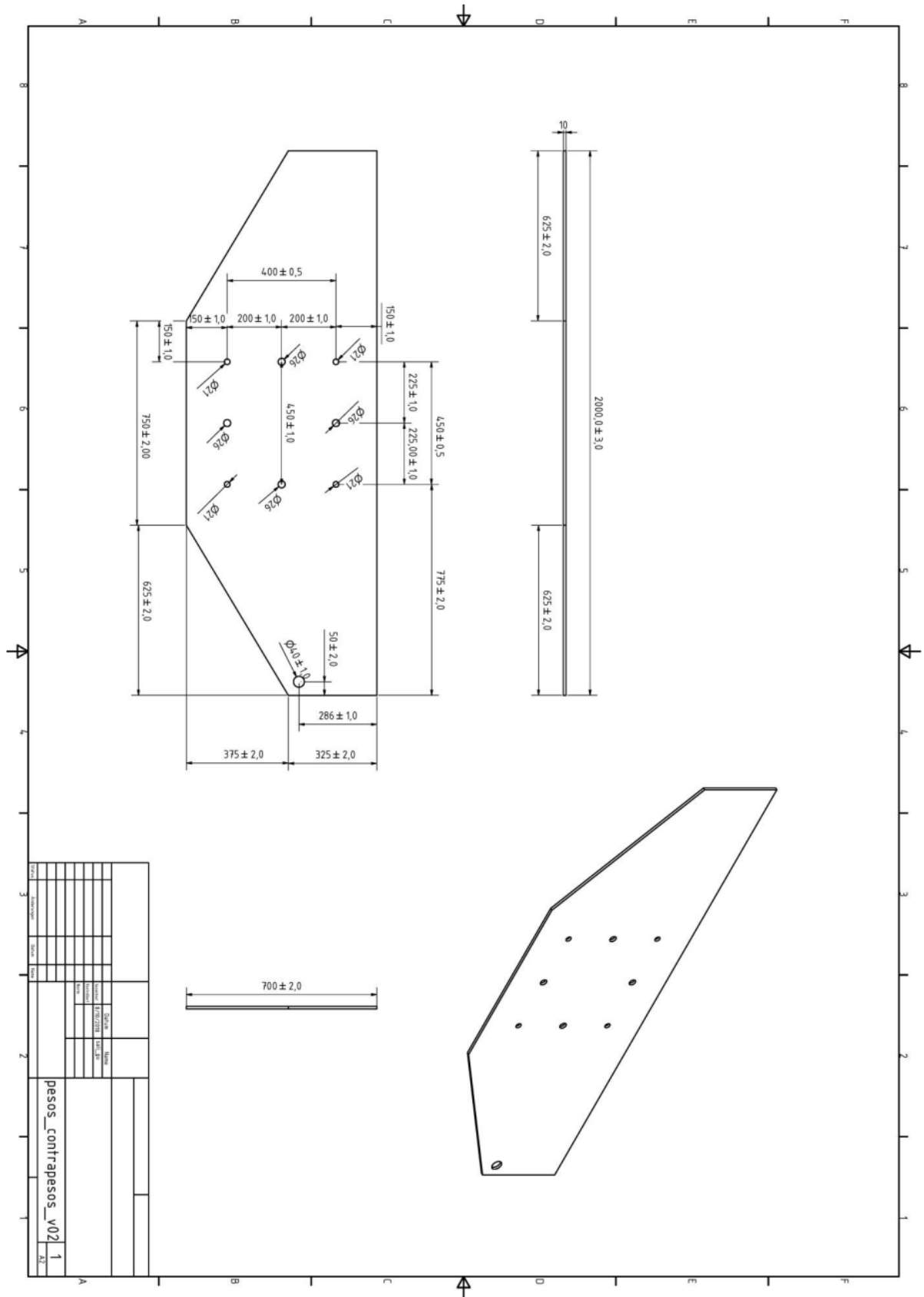
4

7.6. Planos de las placas del contrapeso

7.6.1. Placa rectangular hexagonal 10 20 mm



7.6.2. Placa rectangular 10 mm



7.7. Ficha técnica del encoder para la traslación



... The Right Position

ABSolut enCODER EAM 58 / EAMS 58 Profibus

Optischer Absolut-Winkelcodierer,
Single-turn und Multi-turn mit hoher Auflösung

*Codeurs optiques absolues haute résolution
Mono-tour et multi-tour
Standard de l'industrie, taille 58*

Optical absolute multi-turn shaft encoder
of high resolution Industrial standard package size




<p>Auflösung ≤ 65536 Schritte/360° = 16 bit</p> <p>Meßbereich Single-turn 1 Umdrehung Multi-turn ≤ 16384 Umdrehungen = 14 bit</p> <p>Aufbau/Vorteile</p> <ul style="list-style-type: none"> • Solider mechanischer Aufbau • Schutzart IP 65, IP 66 • SMD-Elektronik • Elektronische Justage • Programmierbar • Profibus DP <p>Bestellschlüssel</p> <p>Winkelcodierer Type Servo-/Klemmflansch Gerätedurchmesser Anzahl der Bits Ausgabe-Code Binär Speisespannung Profibus</p> <p>Auswahltabelle Anzahl der Bits</p> <p>Speisespannung Ausgangstreiber</p>	<p>Résolution ≤ 65536 points/tour = 16 bit</p> <p>Gamme de mesure <i>Mono-tour</i> 1 tour <i>Multi-tour</i> ≤ 16384 tours = 14 bit</p> <p>Caractéristiques</p> <ul style="list-style-type: none"> • <i>Codeur robuste</i> • <i>Protection de IP 65, IP 66</i> • <i>Électronique incorporée SMD</i> • <i>Réglage électronique</i> • <i>Programmable</i> • <i>Profibus DP</i> <p>Tableau des modèles</p> <p><i>Codeur absolu</i> <i>Face avant</i> <i>Diamètre de l'appareil</i> <i>Nb. de bit</i> <i>Code Binaire nat.</i> <i>Tension d'alimentation</i> <i>Profibus</i></p> <p>Tableau de sélection <i>Nb. de bit</i></p> <p><i>Tension d'alimentation</i> <i>Amplificateur de sortie</i></p>	<p>Resolution ≤ 65536 steps/turn = 16 bit</p> <p>Measuring range Single-turn 1 turn Multi-turn ≤ 16384 turns = 14 bit</p> <p>Features/Advantages</p> <ul style="list-style-type: none"> • Solid mechanical construction • Protection to IP 65, IP 66 • SMD technology • Electronic preset • Programmable • Profibus DP <p>Ordering code</p> <p>Absolute Shaft Encoder Type Flange type Package diameter No. of bits Code Binary nat. Power supply voltage Profibus</p> <p>Selecting table No. of bits</p> <p>Power supply voltage Output driver</p>
---	--	--

EAM_58-30B-30-PB

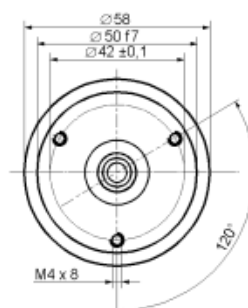
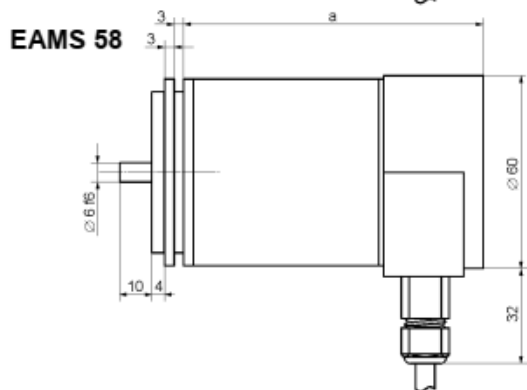
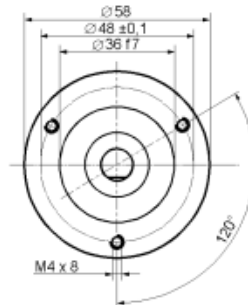
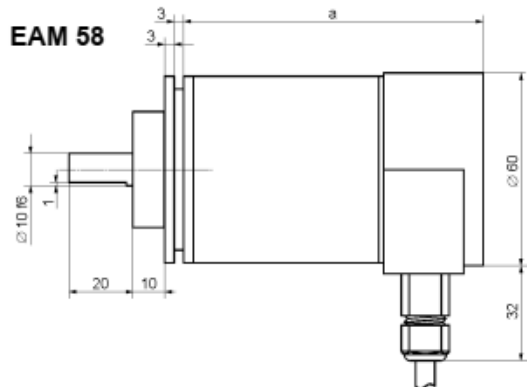


12 = 12 bits x	1 turn
13 = 13 bits x	1 turn
16 = 16 bits x	1 turn
24 = 12 bits x	4096 turns
25 = 13 bits x	4096 turns
28 = 16 bits x	4096 turns
28 = 12 bits x	16384 turns
27 = 13 bits x	16384 turns
30 = 16 bits x	16384 turns
30 = 10...30 VDC	
PB = Profibus	

AE664-311
Änderungen vorbehalten / Soumis aux changements / Subject to change

INDUCoder Messtechnik GmbH, Postfach 18 03 49, 47173 Duisburg - Germany, Tel. 0203/57047-0, Fax 0203/57047-20

Technische Daten	Caractéristiques techniques	Technical Data	
Mechanische Werte	Caractéristiques mécaniques	Mechanical data	
Drehzahl	Vitesse de rotation	Rotational speed	$\leq 12000 \text{ min}^{-1}$ (Single-turn) $\leq 6000 \text{ min}^{-1}$ (Multi-turn)
Drehmoment	Couple	Torque	$\leq 3 \text{ Ncm}$
Trägheitsmoment	Moment d'inertie	Moment of inertia	$\leq 30 \text{ g cm}^2$
Wellenbelastung	Capacité de charge de l'axe	Shaft loading	40 N axial, 110 N radial
Lebensdauer der Kugellager	Durée de service des roulements à billes	Operational life of ball bearings	$> 2 \times 10^5 \text{ h}$ (1000 min^{-1} , EAMS 58) $> 1 \times 10^5 \text{ h}$ (1000 min^{-1} , EAM 58)
Gewicht	Poids	Weight	$\leq 0,6 \text{ kg}$
Umgebungsbedingungen	Conditions ambiantes	Environmental conditions	
Vibration	Vibrations	Vibration	100 ms^{-2} (10 ... 1000 Hz)
Beschleunigung	Chocs	Shock	300 ms^{-2} (11 ms)
Arbeitstemperatur	Température de travail	Operating temperature	-40 ... +85°C
Lagertemperatur	Température de stockage	Storage temperature	-40 ... +85°C
Luftfeuchtigkeit	Humidité de l'air	Atmospheric humidity	$< 98\% \text{ r.h.}$
Schutzart	Protection	Protection	IP 65 (EN 60529) IP 66 optional
Elektrische Werte	Caractéristiques électriques	Electrical data	
Optisch, berührungslos	Optique, sans contact	Optical, without contact	LED
Sender, Infrarot	Émetteur, infrarouge	Transmitter, infrared	Photo-Array
Empfänger	Récepteur	Receiver	800 kHz
Abtastfrequenz LSB	Fréquence de balayage LSB	Scanning frequency LSB	$\pm 1/2 \text{ LSB}$ (12 bit)
Messgenauigkeit	Exactitude de mesure	Measurement accuracy	$\pm 1 \text{ LSB}$ (13 bit) $\pm 2 \text{ LSB}$ (16 bit)
Speisespannung	Tension d'alimentation	Supply voltage	$V_{cc} = 10 \dots 30 \text{ VDC}$
Stromaufnahme	Consommation de courant	Power consumption	$\leq 100 \text{ mA}$ ($V_{cc} = 24 \text{ V}$)
Elektrische Anschlüsse	Connections électriques	Electrical connections	
Profibus	Profibus	Profibus	
Schnittstelle	Interface	Interface	RS485 with optocoupler
Taktfrequenz	Fréquence de balayage	Frequency	max. 12 Mbaud
Massbild	Encombrement	Outline drawing	mm



a = 76 mm for Single-turn, 86 mm for Multi-turn

7.8. Ficha técnica del scale magnet

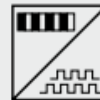
PMIS3 POSIMAG[®] Magnetic Scale Position Sensor



Very compact sensor for industrial applications
Sensor head PMIS3

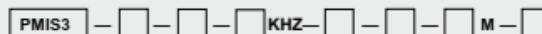
- Non-contact, no wear
- High velocity
- Robust shielded metal enclosure
- Protection class IP67
- Incremental encoder output A/B/Z
- Signal processing as usual with encoders
- Reference pulse and end position signal
- Indicator for velocity/position errors

A POSIMAG measuring system consists of the sensor head PMIS3 and the magnetic scale PMIB3 with the same magnetic period.



Specifications	Output	
		Incremental encoder output A/B with differential push-pull output, TTL/RS422 or HTL compatible
Excitation voltage	10 ... 30 VDC or 5 VDC ±5 %	
Excitation current	50 mA to 300 mA, depending on pulse frequency, cable length and load	
Magnetic period of the sensor	2 mm	5 mm
Guided spacing between sensor and mag. scale (x _g)	0.1 ... 0.8 mm	0.1 ... 2 mm
Side tracking tolerance of the sensor	±1 mm	±1 mm
Linearity (sensor with mag. scale PMIB3)	15 µm ± 40 µm/m	30 µm ± 40 µm/m
Repeatability	± 1 digit	
Resolution with ext. times 4 counting mode [µm]	5 10 20 50	10 25 50 125
Max. velocity with fp=50 kHz [m/s] (20 kHz: x 0.4; 10 kHz: x 0.2)	0.8 1.6 3.2	8 1.6 4 8 20

Order code PMIS3



Model name

Magnetic period

20 = 2 mm / 50 = 5 mm

Resolution (in µm) with times 4 counting mode

Mag. period 2 mm: 5 / 10 / 20 / 50

Mag. period 5 mm: 10 / 25 / 50 / 125

Max. pulse frequency (in kHz, standard 50 kHz)

50 / 20 / 10

Output

HTL = HTL output with excitation 24 VDC, output 24 V

TTL = TTL output with excitation 5 VDC, output TTL/RS422

TTL24V = TTL output with excitation 24 VDC, output TTL/10 mA

Reference pulse/ end position signal/ status signal

Z0 = A/B w/o reference pulse / Z1 = A/B with reference pulse Z

Z2 = A/B with end position signal / *Z3 = A/B with reference pulse

and status signal

(Option Z3 only for non-differential output, single ended)

Cable length (in m, standard 2 m)

Connection

S = Cable output, open end

P / P15 = SUB-D connector at the cable end: P = 9 pins; P15 = 15 pins

Order example: PMIS3 - 50 - 25 - 50KHZ - HTL - Z1 - 2M - S

PMIS3 POSIMAG[®] Magnetic Scale Position Sensor



Specifications (continued)	Max. pulse frequency f_p	50 kHz, 20 kHz, 10 kHz (standard 50 kHz)
	Outputs	A, \bar{A} , B, \bar{B} , reference pulse Z, \bar{Z} , end position signal E, \bar{E} , status signal \bar{ERR}
	Material of enclosure	Zinc die casting
	Electrical connection	Cable 8 wire, \varnothing 5 mm, open cable end, 9 pin SUB-D connector at the cable end as option. Max. length of the integrated sensor cable for TTL: 3 m; HTL/TTL24V: 20 m
	Weight (w/o cable and connector)	30 \pm 5 g
	Protection class (EN 60529)	IP67
	Environmental	
	Shock	EN 60068-2-27:1993, 50 g 6 ms, 100 shocks
	Vibration	EN 60068-2-6:1995, 20 g, 10-2000 Hz, 10 cycles
	EMC	DIN EN 61326
Temperature	-40 ... +85°C	



The subsequent counting device must be able to process the specified maximum pulse frequency of the sensor.

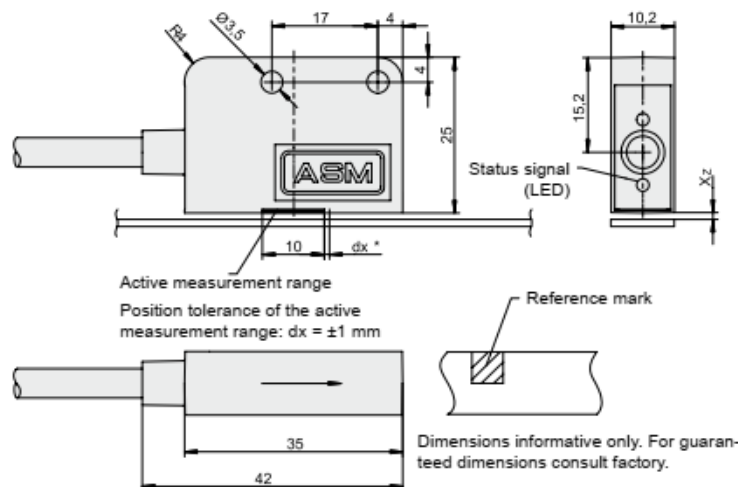
Output signals	Saturation voltage	UH, UL = 0,2 V UH, UL = 0,4 V $C_{load} < 10$ nF	$I_{out} = \pm 10$ mA (UH = UB - U_{out}) $I_{out} = \pm 30$ mA
	Short circuit current	ISL, ISH < 800 mA ISL, ISH < 90 mA	(UH, UL = 0 V) (UH, UL = 1,5 V)
	Rise time	$t_r, t_f < 200$ ns	with cable length 1 m, 10 % ... 90 %

Pulse frequency in dependence on the cable length	Load/cable length	Load/pulse frequency f_p		
		HTL single ended UB = 24 V	TTL/RS422 differential UB = 5 V *	TTL/24 V UB = 24 V
	Max. output current	50 mA	50 mA	10 mA
	R_{load} min.	500 Ω	100 Ω	500 Ω
	C_{load} max.	10 nF	10 nF	1 nF
	200 m	15 kHz	—	—
	100 m	25 kHz	100 kHz	—
	50 m	50 kHz	200 kHz	50 kHz
10 m	100 kHz	300 kHz	100 kHz	

* = consider the voltage loss of the cable; the excitation voltage 5 V \pm 5% of the sensor must be guaranteed.

Note: For longer distances (see specification above) you must use min. 0,5 mm² wire for „Excitation+“ and „Excitation GND“ (see signal wiring next page), all signal wires must be min. 0,14 mm²!

Outline drawing



ASM GmbH

Tel.: 08123/986-0 Fax: 08123/986-500 www.asm-sensor.com

CAT-PM-E-04

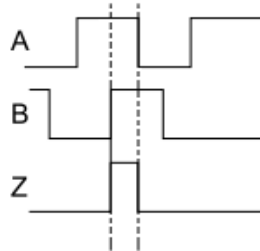
7

PMIS3 POSIMAG[®] Magnetic Scale Position Sensor

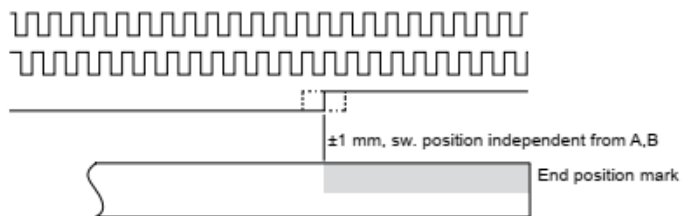


Output signals

**Option Z1
(Reference pulse)**

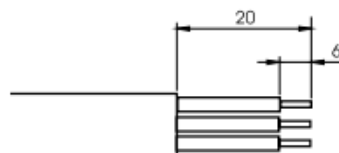


**Option Z2
(End position signal)**

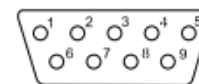


Signal wiring / connection	Signal name					Open cable end Cable colour	Conn. SUB-D, 9 pin pin no.
	Option	Z0	Z1	Z2	Z3*		
	Excitation +					white	1
	Excitation GND (0V)					brown	5
		B	B	B	B	green	2
		A	A	A	A	yellow	3
		\overline{B}	\overline{B}	\overline{B}	ERR	grey	7
		\overline{A}	\overline{A}	\overline{A}	-	pink	6
		-	Z	\overline{E}	Z	blue	4
		-	\overline{Z}	E	-	red	8
	Shield					black	9

- Z = reference pulse
- E = end position signal
- ERR = status signal, periodical approx. 16 Hz, for side tracking and velocity errors
- * = status signal ERR available only with HTL (single ended) output

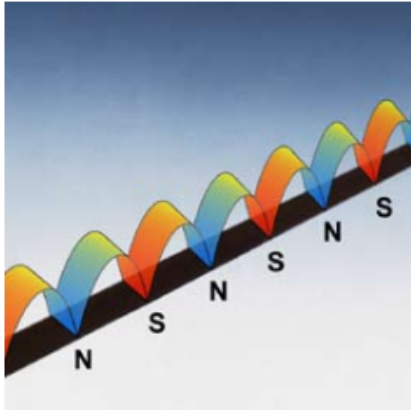


Cable output dimensions



Connector SUB-D (Pin)
View to connector pins

PMIB3 POSIMAG[®] Magnetic Scale



Magnetic scale PMIB3 for Position Sensor PMIS3

- Easy splicing
- Resistant to moisture and many fluids
- Extensive ruggedness against dust etc.
- High temperature durability
- Magnetic scale with stainless steel base

The magnetic material is magnetised in defined and even distances and works as a solid measure. Reference marks can be user defined in 4 mm resp. 10 mm steps. The magnetic scale retains its firmness by means of a spring steel base (stainless steel strip CrNi 17 7).

Specifications		Plastic bonded flexible permanent magnet	
Base material		Stainless steel CrNi 17 7 / elastomer	
Masking tape		Stainless steel (non magnetic)	
Measurement ranges		e.g. 100 ... 2500 mm (up to 50 m on request)	
Width		10 mm +0.1 mm / -0.2 mm	
Thickness (w/o masking tape)		1.4 mm +0.1 mm / -0.2 mm	
Thickness (with masking tape)		1.8 mm +0.1 mm / -0.2 mm	
Magnetic period		2 mm	5 mm
Linearity at 25°C	up to 30 m	±40 µm/m	±40 µm/m
	up to 50 m	±80 µm/m	±80 µm/m
Reference mark (reference pulse)		max. every 4 mm	max. every 10 mm
Measurement range		must be divisible by 4	must be divisible by 10
Linear thermal expansion coefficient		17 x 10 ⁻⁶ / K	
Operating temperature		-40 ... +100°C	

An unmagnetic masking tape made of stainless steel is available (accessories). The magnetic scale is flexible and can be glued to the surface of a cylinder with a minimum radius of 100 mm and used for angular measurements.

Order code PMIB3

PMIB3 - [] - [] - [] - [] - []

Model name

Magnetic period

20 = 2 mm / 50 = 5 mm

Mounting of the magnetic scale

N = adhesive taping

Measurement range (total length = range + X mm, refer to the table on page 10)

e.g. 100, 500, 1000 ... 2500 mm (up to 50 m on request)

Measurement ranges must be divisible by 4 (resp. by 10)

Reference marks/end position marks (optional)

R1 = reference mark on the left / R2 = on the right

E1 = end position mark on the left / E2 = on the right

Additional reference marks every 4 mm (period 2 mm) resp. 10 mm (period 5 mm) from the left

Options

FP = magnetic scale in flat profile

HP = magnetic scale in high profile

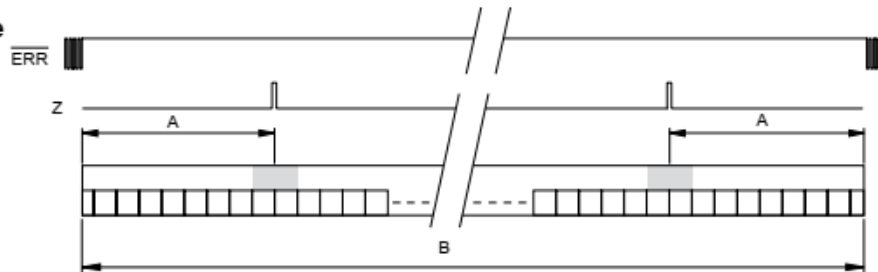
AB = masking tape (only with FP + HP)

Order example: PMIB3 - 50 - N - 1500 - R1

**PMIS3/PMIB3 POSIMAG®
Magnetic Scale**



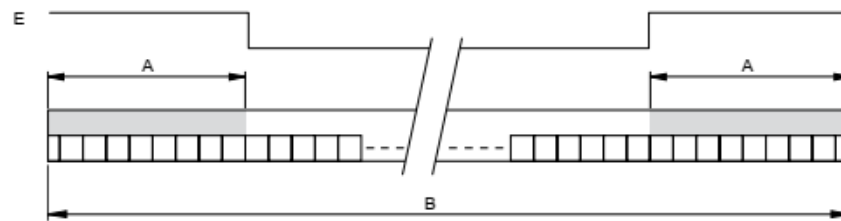
**Position of the
standard
reference
marks**



Dimensions reference	Magnetic period	Switching position A	Total length B
	2 mm	20.0 ± 1 mm	measurement range + 40 mm
5 mm			
2 mm with high profile	60.0 ± 1 mm	measurement range + 120 mm	
5 mm with high profile			

Additional reference marks every 4 mm (period 2 mm) resp. 10 mm (period 5 mm) from the left h. s.

**Position of the
end position
marks**



Dimensions end positions	Magnetic period	Switching position A	Total length B
	2 mm	21.0 ± 1 mm	measurement range + 50 mm
5 mm			
2 mm with high profile	61.0 ± 1 mm	measurement range + 130 mm	
5 mm with high profile			

PMIS3/PMIB3 POSIMAG®
Magneto-resistive Position Sensor
Accessories

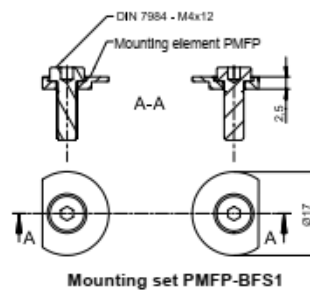
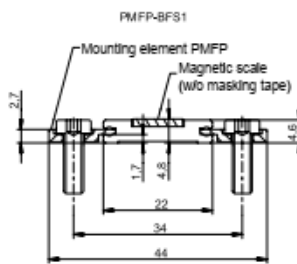


Masking tape
PMAB:

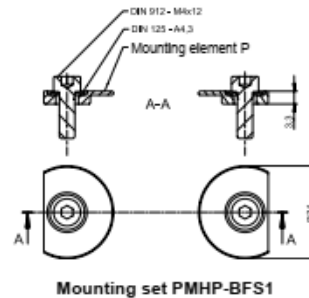
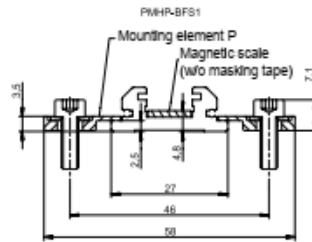
Masking tape made of stainless steel for POSIMAG magnetic scale PMIB3, width 10 mm, thickness 0.2 mm



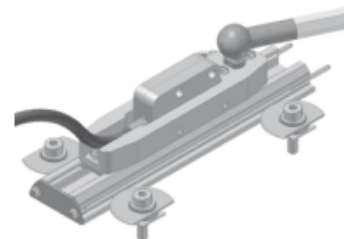
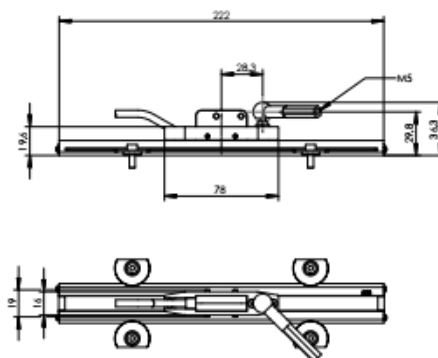
Outline drawing
flat profile
PMFP



Outline drawing
high profile
PMHP



Slider for high profile
PMGW3



Dimensions informative only. For guaranteed dimensions consult factory.

PMIB3 POSIMAG® Magnetic Scales – overview



Magnetic Scales – Technical Information

Types of magnetic scales / Application recommendation

Type	Stainless steel elastomer scale PMIB3
base strip	CrNi 17 7 stainless steel
magnetic scale	Elastomer magnetic scale
environmental conditions	very difficult
corrosion resistance	high
temperature resistance	high
media resistance	high

Chemical durability – Elastomer magnetic scales (PMIB3)

no / little influence	weak / middle influence	strong influence
motor oils gear oils ATF (automatic transmission fluid) hydraulic fluid kerosene antifreeze agent purifying agent turpentine water sea water/salt water	JP-4 fuel (Jet fuel) gasoline/petrol heptane alcohol	aromatic hydrocarbon (benzene, toluene, xylene) ketone anorganic acids (HCl, H ₂ SO ₄)

7.9. Ficha técnica de los acelerómetros (KS95B.100)

KS94B KS95B

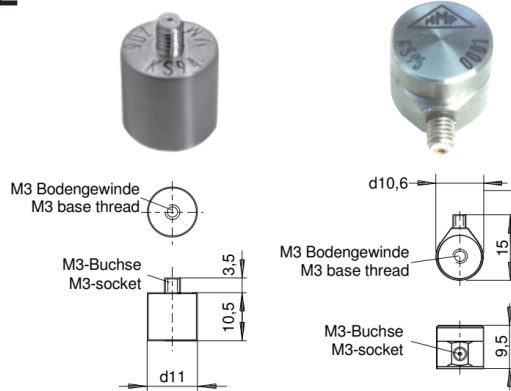
Miniatur-Beschleunigungsaufnehmer IEPE Miniature Accelerometers IEPE

Überblick

- Gute Auflösung auch bei tiefen Frequenzen
- Hohe Resonanzfrequenzen
- Auswechselbares Kabel mit Subminiaturbuchse
- Interne Frequenzbandkorrektur - linear bis 40 kHz (3 dB)
- Scherkeramik: Unempfindlich gegen Temperaturänderung und Messobjektdehnung
- IEPE-Ausgang: Geringe Störempfänglichkeit in rauer Umgebung; große Kabellängen möglich

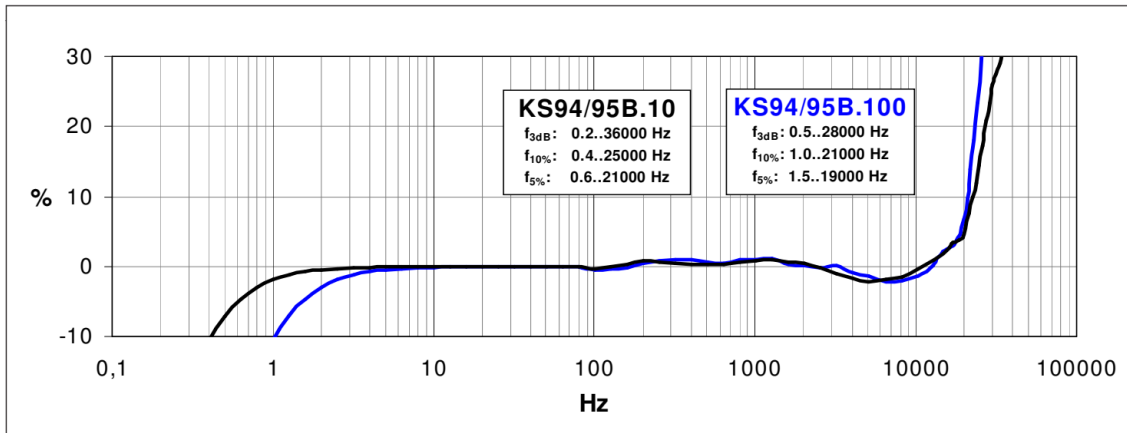
Overview

- Good resolution, also at low frequencies
- High resonant frequencies
- Replaceable cable with subminiature socket
- Internal resonant frequ. compensation - linear up to 40 kHz (3 dB)
- Shear-type accelerometers: Low sensitivity to temperature transients; low influence of base bending effects
- IEPE output guarantees low EMI under rough environmental conditions; allows long cables

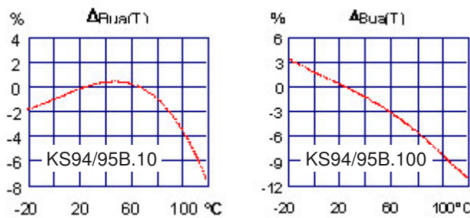


Modell • Model	KS94B.10	KS95.10	KS94B.100	KS95B.100
Piezoelement und integrierter Verstärker • Piezo element and integrated charge converter				
Spannungsausgang • Voltage output	IEPE (Integrated Electronics Piezo Electric)			
Piezosystem • Piezo system	Scherprinzip • Shear design			
Spannungsübertragungsfaktor • Voltage sensitivity	B_{ua}	10 mV/g $\pm 5\%$	100mV/g $\pm 5\%$	
Messbereich • Range	a/a_0	± 600 g	± 60 g	
Bruchbeschleunigung • Destruction limit	a_{max}	8000 g		
Eigenrauschen Effektivwert • Residual noise RMS	a_n	3000 μg @ 0.5 .. 20 000 Hz	600 μg @ 0.5 .. 20 000 Hz	
Eigenrauschdichten • Residual noise densities	a_n	300 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ @ 0.1 Hz 100 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ @ 1 Hz 30 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ @ 10 Hz 10 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ @ 100 Hz	50 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ @ 0.1 Hz 30 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ @ 1 Hz 10 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ @ 10 Hz 1 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ @ 100 Hz	
Speisestrom • Supply current	I_{const}	2 .. 20 mA		
Arbeitspunktspannung • Output bias voltage	U_{Bias}	12 .. 14 V @ $I_{const} = 4$ mA, T = 25 °C		
Resonanzfrequenz • Resonant frequency	f_r	> 75 kHz (+25 dB)	> 42 kHz (+25 dB)	
Linear. Frequenzbereich • Linear frequ. range (± 3 dB)	f_L	0.2 .. 36 000 Hz	0.5 .. 28 000 Hz	
Querrichtungsfaktor • Transverse sensitivity	Γ_{90max}	< 5 %		
Ausgangsimpedanz • Output impedance	r_a	< 150 Ω @ $I_{const} = 4$ mA		
Temperaturdaten • Temperature data				
Arbeitstemperatur • Operating temperature	T_{min}/T_{max}	-20 °C / 120 °C • -4 °F / 248 °F		
Temperaturkoeffizient von B_{ua} • Temperature coefficient of B_{ua}	$TK(B_{ua})$	+0.05 %/K @ T < 20 °C ± 0.02 %/K @ (20 < T < 80) °C -0.06 %/K @ T > 80 °C	-0.08 %/K @ T < 80 °C -0.11 %/K @ T > 80 °C	
Temp.sprungempfindlichkeit • Temp. transient sensitivity	B_{aT}	0.03 g/K	0.01 g/K	
Mechanische Daten • Mechanical data				
Masse ohne Kabel • Weight without cable	m	2.4 gr. • 0.08 oz	3.2 gr. • 0.11 oz	
Gehäusematerial • Case material		Aluminium / Edelstahl • Aluminium / Stainless Steel		
Kabelanschluss • Cable connection		axial	radial	axial
Buchse • Connection		Subminiatur M3 • Subminiature M3		
Befestigung • Mounting		M3 Innengewinde • M3 thread in base		

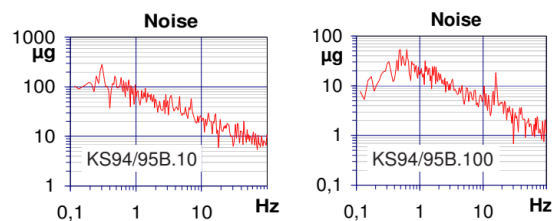
Typischer Frequenzgang • Typical Amplitude Response



Temperaturverhalten • Temperature characteristics



Rauschverhalten • Noise characteristics



Bestellinformationen

KS94.10/01, KS94.100/01: Komplettes Zubehör

KS95.10/01, KS95.100/01: Komplettes Zubehör

Transportetui mit folgendem Inhalt:

- Sensor
- 1,5m Kabel, Steckverbinder Subminiatur- UNF 10-32 inkl. BNC - UNF 10-32 Adapter
- Zur Ankopplung: Klebewachs, Klebepad M3, Stiftschraube M3, Haftmagnet, Isolierflansch
- Dokumente: Bedienungsanleitung, Kennblatt

KS94(.10/.100), KS95(.10/.100): Standard

- Sensor
- Dokumente: Kennblatt

Der KS94B(.10/.100) und der KS95B(.10/.100) können direkt an die PC-Messtechnik des *VibroMatrix*[®]-Systems angeschlossen werden.

Ordering information

KS94.10/01, KS94.100/01: Complete accessory set

KS95.10/01, KS95.100/01: Complete accessory set

Transport box including:

- Sensor
- 1.5 m cable, connector Subminiature - UNF 10-32 incl. BNC - UNF 10-32 adapter
- For mounting: adhesive wax, adhesive mounting pad M3, stud bolt M3, clamping magnet, insulating flange
- Documents: instruction manual, individual characteristics

KS94(.10/.100), KS95(.10/.100): Standard

- Sensor
- Documents: individual characteristics

The KS94B(.10/.100) and the KS95B(.10/.100) can be directly connected to the measuring instrumentation of the PC-based *VibroMatrix*[®]-system.

Änderungen vorbehalten.
Specifications subject to change without prior notice.

Februar 2016 • February 2016

D e u t s c h l a n d	
IDS Innomic Gesellschaft für Computer- und Messtechnik mbH Zum Buchhorst 35 29410 Salzwedel	☎ (03901) 305 99 50 ☎ (03901) 305 99 51 ✉ info@innomic.de 🌐 www.innomic.de

I n t e r n a t i o n a l	
IDS Innomic GmbH Zum Buchhorst 35 D-29410 Salzwedel Germany	☎ +49 (3901) 305 99 50 ☎ +49 (3901) 305 99 51 ✉ info@innomic.de 🌐 www.innomic.com/en

7.10. Ficha técnica del módulo InnoBeamer L2



4.2. InnoBeamer® – Connecting sensor and PC

There is no direct connection for piezoelectric sensors on the PC. That's why the USB adapter InnoBeamer is interposed. It digitizes the transducer signals and provides USB compatible data for the software instruments on the PC. On the input, sensors are connected directly and supplied. On the output, the transfer of the digitized data via USB interface is carried out.

A safe link mode is used, which transfers all data without dropouts. Scanner, printer or other instruments can be used in parallel on the USB input of the PC.

InnoBeamers receive their power supply from the USB interface of the PC. No external power supply is necessary. The complete measuring chain is supplied by PC, which allows an easy use of VibroMatrix on notebooks far away from any power outlet.

Model		InnoBeamer L2
Analog input		
Standard configuration		AC input with supply for piezoelectric sensors with integrated amplifier (IEPE)
Number		2
Input resistance	MΩ	> 1
A/D converter	Bit	16
Measuring ranges	mV	-10000 .. +10000 / -1000 .. +1000 / -100 .. +100 / -10 .. +10
Resolution	μV	10
Measuring error	%	0 .. < 2
Sample rate per channel	kHz	10
Signal frequency (-3dB)	Hz	0.3 .. 2000
Supply for sensor	mA	3.5 .. 5.6
Compliance voltage	V	24
Grounding		Mass of the signal input is connected to housing
Connector		BNC
Digital input		
Standard configuration		DC input + supply for external photoelectric reflex switches
Number		1
Supply voltage	V	+15
Supply current	mA	30
Low level	V	< 1
High level	V	> 5
Maximum input voltage	V	+15
Connector		Binder 719
InnoBeamer characteristics		
Supply voltage	V	5 V (by USB cable)
Supply current	mA	< 400 (including supply of all 3 sensors)
Operating temperature	°C	-20 .. +55
Relative humidity	%	< 95, without condensation
Dimensions W x H x D	mm	55 x 24 x 84
Mass	gr.	130



10.6.1 Position control loop and associated control parameters

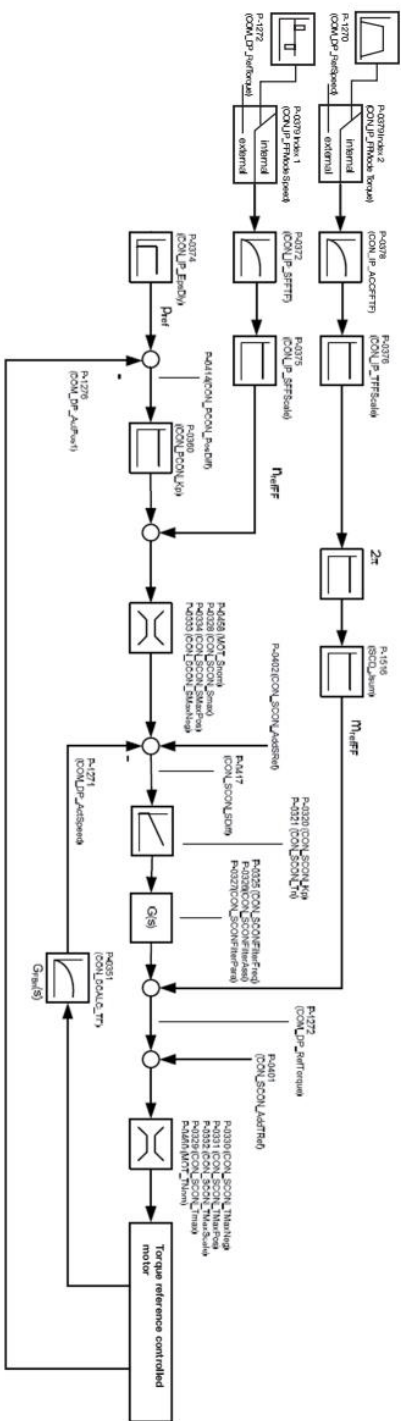


Figure 10.7 Position control loop

Parameter no.:	Parameter name	Meaning
P-0167	MFOV_Over	Speed override
P-0320	CON_SCON_Kp	PI speed controller gain
P-0321	CON_SCON_Tn	PI speed controller integral-action time
P-0325	CON_SCONFilterFreq	Cut-off frequencies torque reference value filter
P-0326	CON_SCONFilterAsst	Torque reference value filter parameter
P-0327	CON_SCONFilterPara	Torque reference value filter parameter
P-0328	CON_SCON_Smax	Speed limit
P-0329	CON_SCON_Tmax	Velocity control max. torque

Table 10.14 Control parameters

Parameter no.:	Parameter name	Meaning
P-0330	CON_SCON_TmaxVeg	Negative torque limit (reference variable: nominal torque)
P-0331	CON_SCON_TmaxPos	Positive torque limit (reference variable: nominal torque)
P-0332	CON_SCON_TmaxScale	Torque scaling factor
P-0333	CON_SCON_SmaxVeg	Negative speed limit (reference variable: motor nominal speed)
P-0334	CON_SCON_SmaxPos	Positive speed limit (reference variable: motor nominal speed)
P-0351	CON_SCALC_TF	Actual speed filter time constant
P-0360	CON_PCON_Kp	P position controller gain

Table 10.14 Control parameters



ID no.: 1.105.278.5-00 Date: 04/2020

ServoOne User Manual PROFIBUS/PROFINET

10 Operation modes PROFdrive (profile 4.2)

Parameter no.:	Parameter name	Meaning
P-0372	CON_IP_SFTTf	Speed feed forward control filter time constant
P-0374	CON_IP_EnsDly	Position reference value delay
P-0375	CON_IP_SFTScale	Speed feed forward control scaling
P-0376	CON_IP_TFTScale	Acceleration feed forward control scaling
P-0379	CON_IP_FtkAcce	Configuration of feed forward control
P-0401	CON_SCON_AddtRef	Additive torque reference value
P-0402	CON_SCON_AddtSpd	Additive speed reference value
P-0414	CON_PCON_PedDfH	Position controller control difference (tracking error)
P-0417	CON_SCON_SDIH	Speed controller control difference
P-0460	MOT_TNom	Motor nominal torque
P-0458	MOT_SNom	Motor nominal speed
P-1270	COM_DP_RefSpeed	Speed reference value
P-1271	COM_DP_ActSpeed	Actual speed
P-1272	COM_DP_RefTorque	Torque reference value
P-1274	COM_DP_RefPos	Reference position in the interpolating mode
P-1275	COM_DP_TargetPos	Target position in the profile generating mode
P-1276	COM_DP_ActPos	Current actual position
P-1277	COM_DP_PosVelocity	Positioning velocity
P-1278	COM_DP_Acc	Acceleration ramp
P-1279	COM_DP_Dec	Deceleration ramp
P-1516	SCD_Jsum	Total moment of inertia

Table 10.14 Control parameters

10.7 Speed control with isochronous real time (application class 4)

Standard telegram 3 is defined especially for this operation mode. The reference value and actual value interface is designed for PROFdrive compliant controllers (e.g. Simotion). Profibus does **not** support this operation model

The parameter COM_DP_PL_C_MODE (P-1258) is set automatically to a PROFdrive compliant mode (1).

Standard telegram 3 (application class 1, 4) for speed control, isochronous, consisting of 5 output words and 9 input words:

PZD number	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Output words/setpoints	STM1	NSQL_B	STM2	G1_STW					
Input words/actual values	ZSW1	NST_B	ZSW2	G1_ZSW	G1_XST1	G1_XST2			

Table 10.15 Standard telegram 3, applies only for Profinet

Drive status word (ZSW) in the PROFdrive compliant mode

The significance of the status bits 0 to 8 has already been described in chapter 10.2.3. The status bits 9 to 15 are used differently in the PROFdrive compliant mode.

Bit	Meaning	Value
15 - 11	-	0
10	Speed reached	0: Speed not reached or motor stationary 1: Speed reached and motor rotating
9	Control requested by PLC	Always 1

Table 10.16 Drive status word (ZSW) in the PROFdrive compliant mode

La energía solar es una de las energías renovables más empleadas debido a que el sol es una fuente de energía accesible, inagotable y no contaminante. La energía solar concentrada no es tan barata como la fotovoltaica, pero permite el uso de almacenamiento térmico para producir energía eléctrica durante horas nocturnas o incluso de manera ininterrumpida. Para reducir la inversión inicial de estos sistemas, uno de los pasos fundamentales es el ensayo de todos los procesos y componentes del sistema. Los grandes centros de investigación cumplen una labor muy importante para cumplir este propósito, como la Plataforma Solar de Almería. Una de las tecnologías más estudiadas allí son los captadores cilindroparabólicos, y uno de sus componentes principales son las interconexiones flexibles o REPA. Estos componentes se ensayan en un marco de colaboración con el Centro Aeroespacial Alemán en la instalación REPA, en condiciones nominales de operación, simulando en unas pocas semanas los ciclos equivalentes a la vida útil de estos componentes. Sin embargo, tras el montaje de un nuevo contrapeso, las oscilaciones de la estructura principal de la instalación se amplificaron, obligando a reducir la velocidad de operación y haciendo los tiempos de ensayo inviables. El objetivo de este trabajo es la compensación de dichas oscilaciones para permitir reducir los tiempos de ensayo de interconexiones flexibles en la mayor medida posible.

Palabras clave: Ensayos de vida acelerados, REPA, Oscilaciones.

Solar energy is one of the most widely used renewable sources because sunlight is an easily accessible, endless and clean energy source. Concentrated solar energy is more expensive than photovoltaics but allows the use of thermal storage to produce electricity during night hours or even uninterruptedly. In order to reduce the initial investment of such systems, testing all their processes and components is fundamental. Research centers such as the Plataforma Solar de Almería play a very important role for this purpose. Parabolic trough collectors are one of the most studied technologies there, and Rotary and Expansion Performing Assemblies (REPA) are one of their main components. REPA are tested within a collaboration framework with the German Aerospace Center in the REPA facility under actual operating conditions, simulating the number of cycles equivalent to the lifetime of the component in a few weeks. However, after the installation of a new counterweight, the oscillations of the facility main structure were amplified, making the test times unfeasible. The goal of this work is to compensate these oscillations, thereby reducing REPA test times as much as possible.

Keywords: Accelerated lifetime testing, REPA, Oscillations.

