



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN SIMULADOR DEL MOVIMIENTO DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN DE PRÓTESIS DE CADERA

AUTOR: ARNAU GANDIA MONTES

TUTOR: ALEJANDRO RODA BUCH

Curso Académico: 2015-16

RESUMEN

El presente Trabajo Final de Máster aborda el diseño y desarrollo de un simulador del movimiento de flexión-extensión de prótesis de cadera para realizar ensayos y estudiar los mecanismos de desgaste en los pares metal-metal de las prótesis de cadera.

Cuando la articulación de la cadera ha sido gravemente dañada por diversas enfermedades o el daño de una lesión es necesario implantar una prótesis de cadera mediante una operación quirúrgica llamada reemplazo total de cadera. A día de hoy el reemplazo total de la articulación de cadera por una prótesis puede considerarse como una operación de éxito en cuanto a devolver la movilidad y eliminar el dolor del paciente.

En una prótesis de cadera, el par de fricción es el componente más crítico en desgaste. Uno de los tipos más utilizados es el par metal-metal y este sufre distintos fenómenos de desgaste que reducen la vida del implante y liberan iones metálicos que provocan efectos adversos en el paciente.

El estudio de las propiedades de los materiales utilizados en los implantes ortopédicos es esencial en el diseño y evaluación de los futuros dispositivos. El estudio implica el conocimiento de las propiedades mecánicas, de corrosión y la reacción biológica en los materiales utilizados a partir de ensayos realizados en simuladores que reproducen las condiciones que sufren los biomateriales.

En este trabajo se ha dimensionado y descrito los componentes de un simulador a partir de un análisis cinemático, dinámico y una descripción de necesidades. Además se han definido unas instrucciones de montaje y uso del mismo.

PALABRAS CLAVE: SIMULADOR DE PRÓTESIS, PRÓTESIS DE CADERA, ARTICULACIÓN DE CADERA, TRIBOCORROSIÓN, BIOMATERIALES.

RESUM

El present Treball Final de Màster aborda el disseny i desenvolupament d'un simulador del moviment de flexió-extensió de pròtesi de maluc per a realitzar assajos i estudiar els mecanismes de desgast en els parets metall-metall de les pròtesis de maluc.

Quan l'articulació del maluc ha sigut greument danyada per diverses malalties o el dany d'una lesió és necessari implantar una pròtesi de maluc mitjançant una operació quirúrgica anomenada reemplaçament total de maluc. A dia de hui el reemplaçament total de l'articulació de maluc per una pròtesi pot considerar-se com una operació d'èxit en quan a recuperar la mobilitat i eliminar el dolor del pacient.

En una pròtesi de maluc, el parell de fricció és el component més crític en desgast. Un dels tipus més utilitzats és el parell metall-metall i aquest pateix diferents fenòmens de desgast que redueixen la vida de l'implant i alliberen ions metàl·lics que provoquen efectes adversos en el pacient.

L'estudi de les propietats dels materials utilitzats en els implants ortopédicos és essencial en el disseny i avaluació dels futurs dispositius. L'estudi implica el coneixement de les propietats mecàniques, de corrosió i la reacció biològica en els materials utilitzats a partir d'assajos realitzats en simuladors que reproduïxen les condicions que sofreixen els biomaterials.

En aquest treball s'ha dimensionat i descrit els components d'un simulador a partir d'una anàlisi cinemàtica, dinàmica i una descripció de necessitats. A més s'han definit unes instruccions de muntatge i ús del mateix.

PARAULES CLAU: SIMULADOR DE PRÒTESI, PRÒTESI DE MALUC, ARTICULACIÓ DE MALUC, TRIBOCORROSIÓ, BIOMATERIALS.

ÍNDICE DE DOCUMENTOS

DOC. MEMORIA

- I. Lista de Figura
- II. Lista de Tablas
1. Introducción
2. Motivación
3. Objetivo
4. Antecedentes
5. Síntesis del simulador
6. Descripción de componentes
7. Puesta en marcha
8. Conclusión
9. Bibliografía

DOC. PRESUPUESTO

1. Presupuesto por partidas
2. Resumen presupuesto

DOC. PLANOS

01. Vista general
02. Cotas generales
03. Despiece general
04. Sistema estructura
05. Sistema accionamiento
06. Sistema movimiento
07. Base
08. Pilar
09. Acople pilar
10. Chapa unión
11. Chapa
12. Bulones soporte muelles
13. Soporte inferior muelles
14. Celda electroquímica
15. Barras prótesis
16. Elevador muelle
17. Articulación superior

DOC. ANEXOS

1. Anexos de cálculo

Trabajo Final de Máster en Ingeniería Industrial

MEMORIA

**DISEÑO DE UN SIMULADOR DEL MOVIMIENTO FLEXIÓN-
EXTENSIÓN DE UNA PRÓTESIS DE CADERA**

Arnau Gandia Montes

ÍNDICE DE LA MEMORIA

i.	LISTA DE FIGURAS	3
ii.	LISTA DE TABLAS	5
1.	Introducción	7
2.	Motivación	8
3.	Objetivo	8
4.	Antecedentes	9
	4.1. La articulación de cadera.....	9
	4.2. la prótesis de cadera.....	10
	4.3. Desgaste en pares metálicos.....	12
	4.4. Simuladores.....	13
5.	Síntesis del simulador	15
	5.1. Introducción.....	15
	5.2. Análisis Cinemático.....	16
	5.3. Análisis Dinámico.....	22
	5.4. Conclusión.....	34
6.	Descripción de componentes	35
	6.2. Estructura.....	35
	6.3. Sistema accionamiento.....	38
	6.4. Sistema GENERADOR DE movimiento.....	40
7.	Puesta en marcha	44
	7.1. Aplicación de la carga.....	44
	7.2. Montaje del motor lineal y ajuste del controlador y software.....	45
8.	Conclusión	50
9.	Bibliografía	51

I. LISTA DE FIGURAS

Figura 1: La articulación de cadera. (Narayan, R. <i>Biomedical Materials</i> . 2009).....	9
Figura 2: Movimientos de la articulación de cadera. (Medlej J. <i>Human Anathomy Fundamentals</i> . 2015)	9
Figura 3: Izquierda: radiografía de una artroplastia de cadera, las partes dañadas han sido reemplazada por una prótesis artificial. Derecha: Componentes de la prótesis. (Narayan, R. <i>Biomedical Materials</i> . 2009).....	10
Figura 4: Tasa de desgaste en volumen por año de los distintos tipos de pares e imágenes de estos. (Gandia, A.. <i>Diseño de un simulador de cadera</i> . 2014. BARÚA, C.N. <i>Panorama en cuanto al uso de prótesis total de cadera en los hospitales del IPS 2011</i> y ZIMMER, s.f)	11
Figura 5: El proceso de tribocorrosión en las superficies metálicas del par de una prótesis de cadera. (Sin, J. R. <i>Investigation of the corrosion and tribocorrosion behaviour of metallic biomaterials</i> . 2015)	13
Figura 6: De izquierda a derecha: Simulador de fatiga del vástago, tribómetro pin-on-disk y simulador de corrosión de la cabeza femoral. (ENDOLAB, s.f)	14
Figura 7: Combinación de un tribómetro y una celda electroquímica para realizar ensayos de tribocorrosión en metales. (Iguar, A. <i>Ensayos de tribocorrosión en materiales</i> . 2011).....	14
Figura 8: Diagrama simple del mecanismo.	15
Figura 9: Diagrama del mecanismo con las variables cinemáticas.	16
Figura 10: Velocidades en A y B para la cinemática trapezoidal.	18
Figura 11: Posición lineal en X y angular de la barra 3 en la cinemática trapezoidal.....	18
Figura 12: Aceleraciones en A y B para la cinemática trapezoidal.	19
Figura 13: Velocidades en A y B para la cinemática cosenoidal.....	20
Figura 14: Posición lineal y angular en A y B para la cinemática cosenoidal.	20
Figura 15: Aceleraciones en A y B para la cinemática cosenoidal.....	21
Figura 16: Comparación de la curva velocidad en A del caso cosenoidal teórica y la curva obtenida con el motor lineal seleccionado.	21
Figura 17: Diagrama del mecanismo, fuerzas y reacciones para el caso Peso muerto.....	22
Figura 18: Variación de las fuerzas de reacción de la barra 4 sobre 3 en función del tiempo. Caso peso muerto y cinemática onda trapezoidal.	25
Figura 19: Variación de las fuerzas de reacción de la barra 2 sobre 3 en función del tiempo. Caso peso muerto y cinemática onda trapezoidal.	25
Figura 20: Variación de las fuerzas de reacción de la barra fija en función del tiempo. Caso peso muerto y cinemática onda trapezoidal.	26
Figura 21: Variación de la fuerza de accionamiento en función del tiempo. Caso peso muerto y cinemática onda trapezoidal.	26
Figura 22: Diagrama del mecanismo, fuerzas y reacciones para el caso Muelle de tracción.	27
Figura 23: Variación de las fuerzas de reacción de la barra 4 sobre 3 en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda trapezoidal.	30

Figura 24: Variación de las fuerzas de reacción de la barra 2 sobre 3 en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda trapezoidal.	30
Figura 25: Variación de las fuerzas de reacción sobre la barra fija en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda trapezoidal.	31
Figura 26: Variación de la fuerza de accionamiento en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda trapezoidal.	31
Figura 27: Variación de las fuerzas de reacción de la barra 4 sobre 3 en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda senoidal.	32
Figura 28: Variación de las fuerzas de reacción de la barra 2 sobre 3 en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda senoidal.	33
Figura 29: Variación de las fuerzas de reacción sobre la barra fija en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda senoidal.	33
Figura 30: Variación de las fuerza de accionamiento en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda senoidal.	34
Figura 31: Vista general, alzado y perfil de simulador de prótesis de cadera.	35
Figura 32: Sistema estructura desglosado por componentes.	36
Figura 33: Guía lineal modelo KUV15-B de la marca INA. (Catálogo INA).....	37
Figura 34: Sistema accionamiento y sus componentes.	38
Figura 35: Motor lineal paso a paso modelo LESH25RK-100 y controlador de entrada de paso de 64 posiciones ambos marca SMC. (Catálogo SMC)	39
Figura 36: Subsistema soporte inferior de muelle de tracción.	39
Figura 37: Croquis del sistema de movimiento y desglose de componentes.	40
Figura 38: Subsistema de elevación de los muelles de tracción	41
Figura 39: Rótulas de la marca SKF entre ellas el modelo SI 10 E. (catálogo SKF)	42
Figura 40: Pasos para aplicar la carga con los muelles de tracción.....	44
Figura 41: Instrucciones para el conexionado de los cables entre el motor, el controlador y el PC. (Catálogo SMC).....	46
Figura 42: Interfaz general del software del controlador.	48
Figura 43: Opción <i>teaching</i> para control manual de la posición.....	48
Figura 44: Interfaz de la tabla de posiciones y carga del programa al controlador.....	49
Figura 45: Interfaz del modo Drive test para la programación de la secuencia de movimientos.....	49

II. LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Parámetros geométricos e inerciales para el caso peso muerto.	24
Tabla 2: Parámetros geométricos, inerciales y elásticos para el caso Muelle de tracción.	28
Tabla 3: Tabla resumen de requerimientos y características de la guía lineal KUVE15-B de la marca INA. (Catálogo INA)	37
Tabla 4: Resumen de las especificaciones necesarias y características del motor lineal seleccionado. (Catálogo SMC).....	38
Tabla 5: Características del muelle de tracción seleccionado.....	43
Tabla 6: Definición de los parámetros a introducir en el software del controlador para generar la cinemática de onda trapezoidal.	47

1. INTRODUCCIÓN

En el presente TFM se desarrolla el diseño de un simulador del movimiento flexión-extensión de una prótesis de cadera atendiendo a las necesidades geométricas, cinemáticas y dinámicas, y la definición de las operaciones de montaje y uso del simulador para el estudio de los mecanismos de desgaste en los pares metal-metal.

Dentro del campo de los biomateriales y el diseño de prótesis existe una problemática asociada a la degradación de los mismos como consecuencia, no solo de los fenómenos de desgaste mecánicos y la corrosión, sino también la tribocorrosión, un proceso de degradación de dos metales en contacto e inmersos en un medio corrosivo donde existe de forma simultánea desgaste mecánico y corrosión. Todo esto a parte de afectar a la vida del implante, también repercute en la salud del portador ya que se libran partículas e iones metálicos.

Una parte fundamental en la mejora del diseño de las prótesis pasa por el ensayo y caracterización frente a los fenómenos de desgaste que puedan afectarles a través de simuladores que permiten imponer estados de carga y medios externos similares a los que se ven sometidos cuando son implantados en los pacientes.

2. MOTIVACIÓN

La elección de este trabajo final de máster ha sido motivada por dos razones:

Por una parte, la presentación del trabajo constituye el último acto de evaluación del máster y esto me permite, después de haber realizado el Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales, completar mis estudios en Ingeniería Industrial. Por otra parte, la propuesta de realizar este TFM nace como un proyecto continuista con el Trabajo Final de Grado que se realizó hace dos años. En el anterior trabajo se planteó un posible prototipo de simulador y se marcaron unas líneas a seguir o ideas que revisar. En el planteamiento del TFM se parte de una visión más realista, esta vez con el objetivo de construirlo y realizar ensayos.

En conjunto, esta idea de continuación o evolución de un proyecto, trabajar para un objetivo concreto, seguir con el mismo tutor y mi interés por la biomecánica y los biomateriales ha hecho de esta prueba académica una verdadera motivación.

3. OBJETIVO

El objetivo del trabajo es el diseño de un simulador del movimiento de flexión extensión de prótesis de cadera para el estudio de los mecanismos de desgaste en los pares metal-metal.

Se divide en los siguientes objetivos parciales:

1. Análisis y definición de los parámetros de diseño.
2. Elección y diseño de los componentes principales del simulador
3. Descripción de las operaciones de montaje y uso.

4. ANTECEDENTES

4.1. LA ARTICULACIÓN DE CADERA

La articulación de la cadera es una de las articulaciones más importantes en el cuerpo humano. Nos permite caminar, correr, saltar, sostener el peso del cuerpo y transferirlo con estabilidad durante el movimiento. Además también es una de las articulaciones más flexible y permite un alto rango de movimiento.

La articulación se compone de la cabeza del fémur que se articula entre un cartílago con la copa acetabular, una superficie convexa en la superficie externa de la pelvis, y los ligamentos que dan estabilidad a la articulación. Todo esto envuelto por una membrana de líquido sinovial que facilita los movimientos. Ver Figura 1.

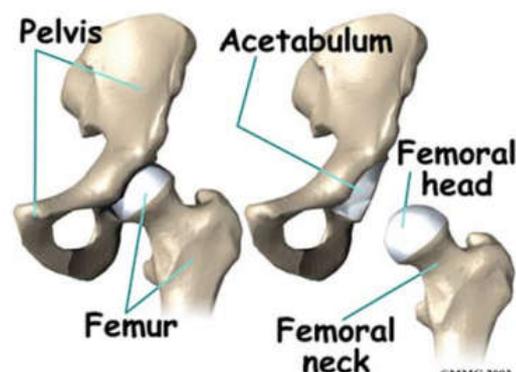


Figura 1: La articulación de cadera. (Narayan, R. *Biomedical Materials*. 2009)

El movimiento de la cadera tiene 3 grados de libertad: Flexión extensión, abducción-adducción y rotación interna-externa. Figura 2.

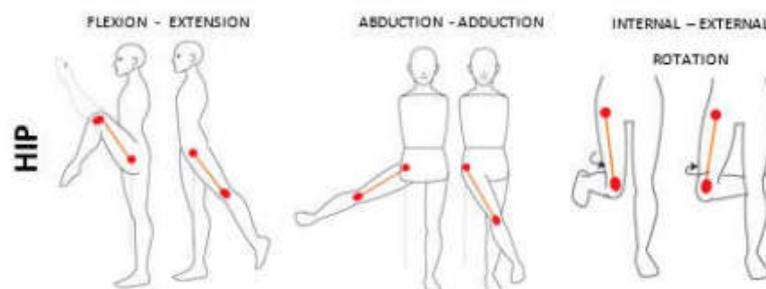


Figura 2: Movimientos de la articulación de cadera. (Medlej J. *Human Anatomy Fundamentals*. 2015)

Respecto a las fuerzas que soporta la articulación, las cargas son cíclicas y variables para diferentes personas dependiendo del sexo, peso altura y edad y diferentes actividades. Por ejemplo durante la marcha normal se ha estimado una fuerza de compresión en la cadera del orden de 5 veces

el peso corporal (Paul. J.P, 1971) y en otras actividades como subir escaleras o saltar se estimas valores más elevados.

Las enfermedades más comunes que afectan a la articulación de la cadera son varias:

- Fractura de cadera. Se rompe el fémur por el extremo superior en la unión con la cabeza femoral. Su alta incidencia es debido a caídas o la osteoporosis sobre todo en población anciana y mujeres.
- Artrosis. Enfermedad degenerativa donde va perdiéndose cartílago articular progresivamente causando dolor y limitando el movimiento en casos graves. Su incidencia aumenta en población mayor de 50 años.
- Artritis. Enfermedad inflamatoria que se manifiesta de forma lenta y progresiva erosionando el cartílago y limitando la flexibilidad y el movimiento.
- Displasia. Desalineación de la cabeza del fémur con el acetábulo que produce dolor y desordenes en el patrón de la marcha.

Si la articulación de la cadera ha sido gravemente dañada por alguna de las anteriores enfermedades o el daño de una lesión es necesario implantar una prótesis de cadera.

4.2. LA PRÓTESIS DE CADERA

Cuando una parte de la articulación está dañada es posible sustituir o reparar solo la parte deteriorada. En cambio cuando toda la articulación está afectada se eliminan partes de la articulación y se sustituyen por una prótesis. Esta operación quirúrgica se llama reemplazo total de cadera y su objetivo es aliviar el dolor y devolver la movilidad al paciente. Figura 3 a la izquierda.

Dependiendo del tipo de anclaje de la prótesis a los huesos tenemos varios tipos: Cementadas, el espacio entre el hueso y la prótesis se rellena con un cemento que cuando se endurece forma la unión, no cementadas, la unión se consigue utilizando superficies porosas y elementos a presión, y híbridas, una combinación de las anteriores técnicas.



Figura 3: Izquierda: radiografía de una artroplastia de cadera, las partes dañadas han sido reemplazada por una prótesis artificial. Derecha: Componentes de la prótesis. (Narayan, R. *Biomedical Materials*. 2009)

En la figura 3 pueden observarse los elementos de una prótesis de cadera:

- Vástago: Parte metálica que se introduce en el fémur.
- Cabeza femoral. Equivale a la cabeza del fémur.
- Inserto. Superficie de materiales plásticos utilizada en algunos tipos de pares protésicos.
- Copa acetabular. Sustituye al acetábulo de la pelvis.

Los tres últimos componentes de la prótesis forma el par de fricción que es el elemento más crítico en cuanto a duración de la prótesis debido a su tasa de desgaste.

La combinación de biomateriales utilizados en prótesis articulares forman los distintos tipos de pares más utilizados en la prótesis y su objetivo es disminuir el desgaste que se produce para evitar liberación de partículas o debilidad de la unión y que produzca de nuevo dolor o un nuevo cambio en la prótesis. En la figura 4 se observa la tasa de desgaste en volumen por año de los distintos tipos de pares e imágenes reales de estos.

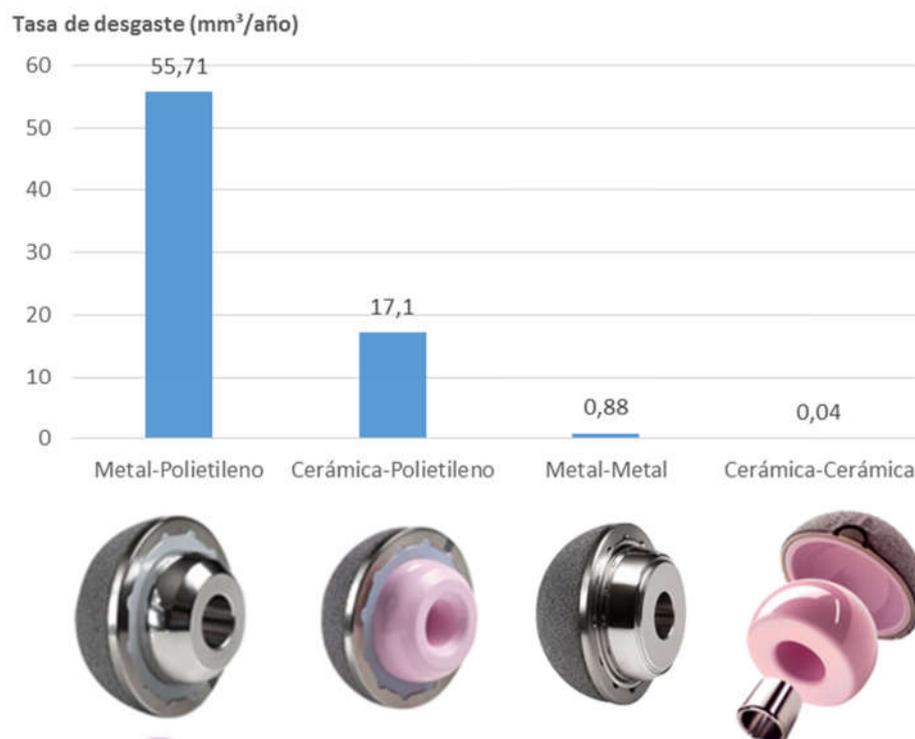


Figura 4: Tasa de desgaste en volumen por año de los distintos tipos de pares e imágenes de estos. (Gandia, A.. *Diseño de un simulador de cadera*. 2014. BARÚA, C.N. *Panorama en cuanto al uso de prótesis total de cadera en los hospitales del IPS 2011* y ZIMMER, s.f)

La combinación metal-polietileno es la que presenta mayor tasa de desgaste. Aun así es la más utilizada actualmente debido a su menor coste. Los materiales utilizados son: aleaciones de Cromo-Cobalto-Molibdeno y polietileno de ultra alto peso molecular (siglas en inglés UHMWPE). Aunque la esta aleación metálica presenta gran resistencia al desgaste y el polietileno elasticidad próxima a la del

hueso humano, se aumenta el coeficiente de fricción y a la larga se liberan partículas e iones metálicos. Su implantación suele ser en pacientes ancianos.

Con el par cerámica-polietileno se reduce notablemente la tasa de desgaste al combinar la alúmina o zirconia como material cerámico con excelente resistencia al desgaste con el polietileno. Se recomienda a pacientes físicamente activos pero tomando precauciones por la fragilidad de los materiales cerámicos.

A partir de aquí y con el objetivo de disminuir la tasa de desgaste, hay dos estrategias: Incrementar la resistencia al desgaste del polietileno o emplear otras combinaciones de materiales alternativos. La segunda opción ha fomentado la investigación e implantación de los nuevos pares metal-metal y cerámica-cerámica.

La utilización del par cerámica-cerámica presenta la menor tasa de desgaste aunque supone un elevado coste de fabricación y fragilidad.

El par metal-metal tiene como ventaja ser el segundo con menos tasa de desgaste y menos coste de fabricación que el cerámico-cerámico. Pero aunque la tasa de desgaste baja signifique alta duración del implante, el contacto entre metales junto con medios acuosos y corrosivos generan otros tipos de desgaste que en el tiempo produce concentraciones tóxicas de iones metálicos en la sangre de los pacientes.

4.3. DESGASTE EN PARES METÁLICOS

Los problemas relacionados con los biomateriales metálicos utilizados en implantes son:

- Desgaste mecánico. El contacto superficial entre dos metales en movimiento genera rozamiento y por tanto pérdida de material, ralladura y formación de grietas.
- Corrosión galvánica. Se produce en la superficie de contacto de dos materiales metálicos diferentes en un medio conductor. Provoca degradación superficial y liberación de iones.
- Tribocorrosión. Mecanismo que involucra el desgaste combinado de corrosión en los puntos donde dos superficies metálicas están en contacto y con rozamiento. Se produce cuando las superficies están sometidas a un repetido movimiento relativo entre ellas, existen cargas de compresión y están inmersas en un electrolito. El efecto resultante es sinérgico: en cuanto a desgaste, la degradación simultánea es mayor que la suma de ambos desgastes (Mecánico y corrosivo) por separado.

Funciona de la siguiente forma:

Los metales utilizados en implantes tienen muy buena resistencia a la corrosión al formarse una capa pasiva de óxido sobre la superficie que la protege. Cuando el metal está en contacto y en movimiento con otro metal se desprenden zonas de capa pasiva y deja al descubierto el metal durante un tiempo corto siendo atacado por el medio corrosivo antes de que se haya recuperado de nuevo la capa pasiva. De esta forma se pierde el doble de material: primero las partículas metálicas que se desprenden por desgaste mecánico y después en la liberación de iones metálicos en la corrosión. En la figura 5 se ve un croquis del proceso de tribocorrosión.

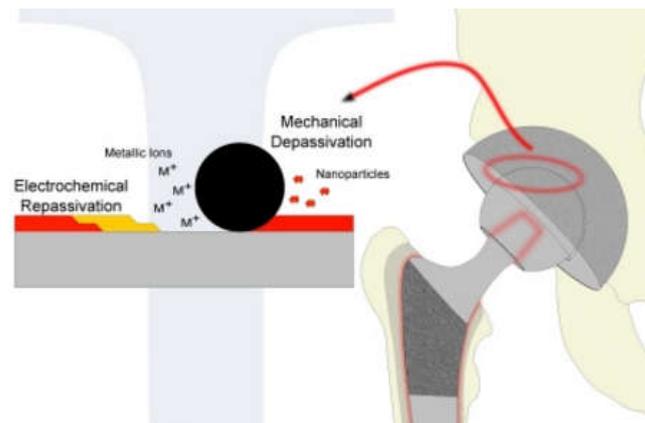


Figura 5: El proceso de tribocorrosión en las superficies metálicas del par de una prótesis de cadera. (Sin, J. R. Investigation of the corrosion and tribocorrosion behaviour of metallic biomaterials. 2015)

4.4. SIMULADORES

Los simuladores son máquinas o mecanismos que permiten reproducir estados de carga y factores externos en una prótesis o en la superficie de los biomateriales para analizar la durabilidad y biocompatibilidad en los futuros implantes. La mejora del diseño de dichos implantes pasa por el ensayo de los mismos y su caracterización frente a los mecanismos de desgaste que puedan afectarles.

Hay varios tipos de simuladores:

- Simuladores de resistencia. Ensayan toda la prótesis o por componentes a resistencia mecánica y fatiga. Son máquina que aplican cargas estáticas o cargas elevadas en movimiento en los 3 planos durante millones de ciclos para comprobar la vida del implante. Figura 6.
- Tribómetros. Los tribómetros tipo ball-on-disk o pin-on-disk son máquinas de ensayo donde se mide el desgaste haciendo rozar una bola o varilla de un material sobre un disco de otro material. Figura 6.
- Simuladores de corrosión. Se mide, a partir de la diferencia de potencial generada, la degradación por corrosión que sufren los metales sumergidos en medios acuosos como por ejemplo el líquido sinovial de las articulaciones. Consiste en una celda electroquímica formada por dos metales con diferente potencial y un líquido electrolito. Figura 6.



Figura 6: De izquierda a derecha: Simulador de fatiga del vástago, tribómetro pin-on-disk y simulador de corrosión de la cabeza femoral. (ENDOLAB, s.f)

Para el estudio de la tribocorrosión en los metales se necesita combinar una celda electroquímica con un tribómetro. En la figura 7 se observa esta combinación.

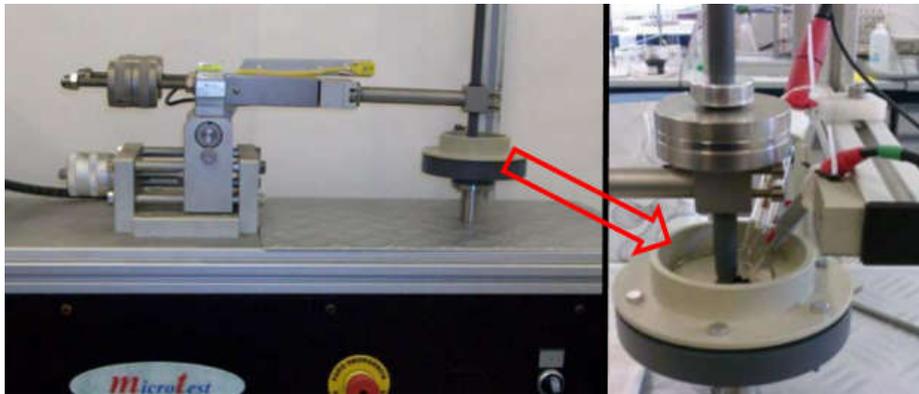


Figura 7: Combinación de un tribómetro y una celda electroquímica para realizar ensayos de tribocorrosión en metales. (Igual, A. Ensayos de tribocorrosión en materiales. 2011)

En conclusión, el análisis de los mecanismos de desgaste, y entre ellos la tribocorrosión, de los pares protésicos metal-metal requiere la utilización de un simulador a medio camino los simuladores de resistencia y los simuladores de desgaste convencionales. Un híbrido que combine un ensayo de tribocorrosión con su celda y tribómetro aplicando cargas y patrones cinemáticos específicos y así poder relacionar los procesos de desgaste con la cinemática ensayada y las diferentes cargas aplicadas. Este motivo justifica el objetivo planteado en este Trabajo Final de Máster.

5. SÍNTESIS DEL SIMULADOR

5.1. INTRODUCCIÓN

Como se ha dicho en el objeto del proyecto, es necesario desarrollar un simulador de prótesis de cadera mediante un mecanismo simple que genere un movimiento angular y unas cargas en el fémur de una prótesis de cadera para estudiar en detalle el fenómeno de la tribocorrosión en los pares metal-metal. Por eso se propone un mecanismo simple de doble corredera como en la figura 8:

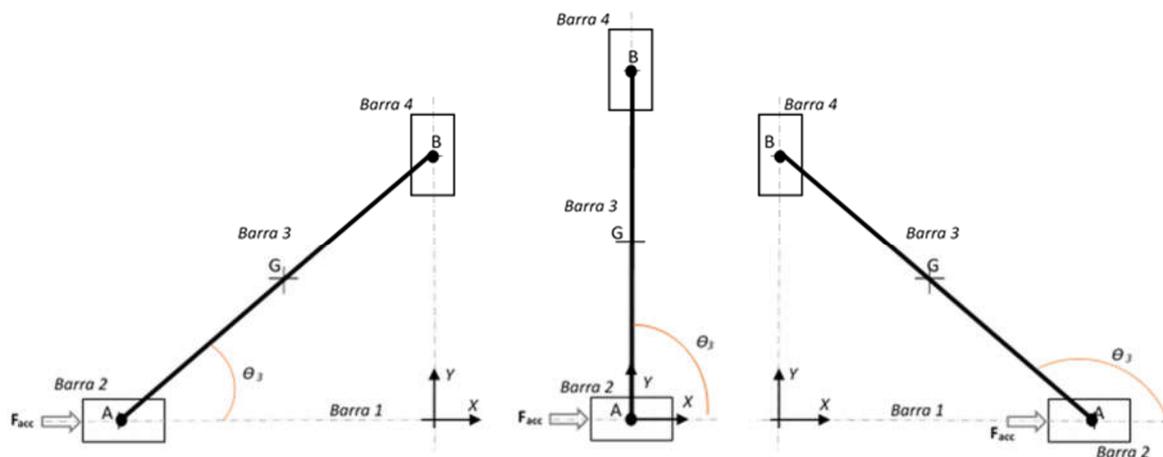


Figura 8: Diagrama simple del mecanismo.

Mecanismo compuesto por cuatro barras, siendo la primera la barra fija, y dos pares prismáticos A y B. El par A tendrá un actuador eléctrico que genera un movimiento lineal en el eje X. El movimiento del mecanismo se describe con el ángulo θ_3 que forma la barra 3 con barra 1 y recorre de 85° en posición inicial a 95° en posición final, que en la posición de A en el eje X se traduce en $-0,25$ m posición inicial a $0,25$ m posición final, para luego volver al punto inicial. Todo el movimiento a la frecuencia de 1 Hz similar a de la marcha humana, es decir, en un segundo se consiguen dos pasos.

El esquema a desarrollar a continuación es el siguiente:

- Análisis cinemático.
- Análisis dinámico.

5.2. ANÁLISIS CINEMÁTICO

En la figura 9 se observa diagrama del mecanismo y se representan las variables cinemáticas.

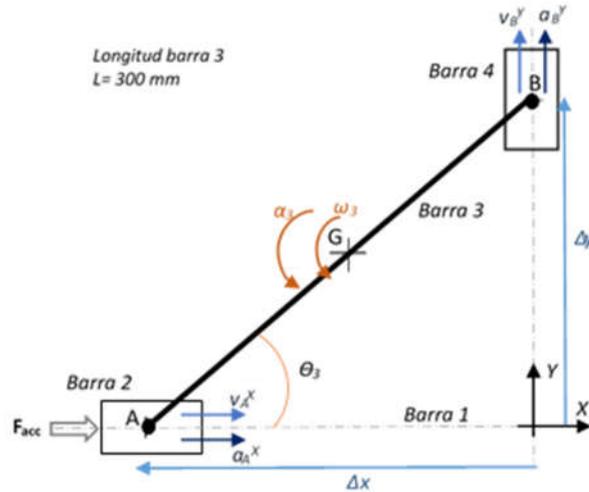


Figura 9: Diagrama del mecanismo con las variables cinemáticas.

Las variables representadas en la figura X son: posición en X de A, posición en Y de B, velocidad y aceleración de A en el eje X, velocidad y aceleración de B en el eje Y, posición angular de la barra 3 respecto a la barra 1 y velocidad angular y aceleración angular de la barra 3.

El actuador eléctrico proporciona movimiento lineal en eje X al par prismático A. Este actuador puede programarse para obtener un patrón de movimiento determinado a partir de modificar unas variables de entrada. Las variables de entradas que van a poderse controlar son: posición, la velocidad, aceleración de A en el eje X la fuerza de empuje a cada instante.

De acuerdo con las variables que se muestran en la figura X del mecanismo, las ecuaciones que resuelven el análisis cinemático del mecanismo son:

$$\Delta x = -L \cdot \cos \theta_3 \rightarrow \theta_3 = \arccos \frac{-\Delta x}{L} \quad (1)$$

$$\Delta y = \sqrt{L^2 - \Delta x^2} \quad (2)$$

$$v_A^x = \dot{\Delta x} \quad (3)$$

$$a_A^x = \ddot{\Delta x} \quad (4)$$

$$\dot{\theta}_3 = \omega_3 = \frac{v_A^x}{\Delta y} \quad (5)$$

$$\alpha_3 = \ddot{\theta}_3 = \frac{a_A^x + \Delta x \cdot \dot{\theta}_3^2}{\Delta y} \quad (6)$$

$$v_b^y = -\frac{v_A^x \cdot \Delta x}{\Delta y} \quad (7)$$

$$a_b^y = -\alpha_3 \cdot \Delta x - \omega_3^2 \cdot \Delta y \quad (8)$$

Más detalles sobre el desarrollo de las ecuaciones de la cinemática en el apartado 1 del documento Anexos.

Es interesante poder simular distintos casos cinemáticos en el simulador por eso van a definirse 2 casos teóricos y deseados: Onda de velocidad trapezoidal y onda cosenoidal.

El controlador del actuador eléctrico permite introducir valores de las variables de entrada en el tiempo, en este caso posición, velocidad y aceleración en X y así poder simular los movimientos propuestos.

Onda de velocidad trapezoidal

Esta opción permite realizar un ensayo donde la velocidad es constante durante un tiempo largo y además unas breves paradas al inicio de los movimientos de avance y retroceso para permitir que el proceso corrosivo se estabilice y se genere la capa pasiva de óxido.

La posición de A en X debe pasar de -0,25 m a 0,25 m en 0,5 segundos a 135 mm/s constantes y volver al punto inicial en la otra mitad del ciclo a 135 mm/s constantes y negativos. Además en este caso cada mitad del ciclo tendrá una breve parada de 100 ms al inicio, es decir, una parada antes de cada cambio de sentido. Figura 10.

En la figura 11 puede observarse la evolución lineal de la posición en X y Y y la posición angular de la barra 3 en el tiempo con las breves paradas como se ha explicado antes. La posición en Y varía muy poco siendo la diferencia entre punto máximo y mínimo de 1 mm .

Por último en la figura 12 se muestran las aceleraciones: La aceleración en el eje X de A, el primer pico corresponde al arranque con un valor de 5 m/s² que luego pasa a 0 m/s² al ser la velocidad constante. El segundo pico negativo de -5 m/s² es la frenada una vez se llega a la posición de 0,25 m. Después de la breve parada del sistema, otro pico negativo de -5 m/s² que corresponde al cambio de sentido del movimiento y por último el pico de frenada del ciclo de 5 m/s². En B, los picos de aceleración son en los mismos instantes que los anteriores y su valor máximo es 0,4 m/s².

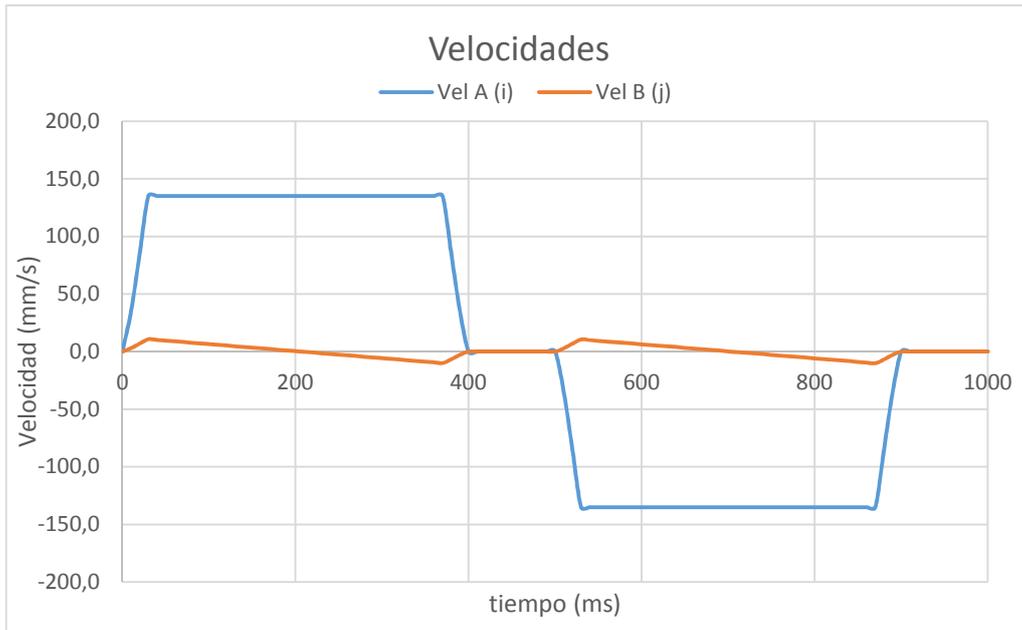


Figura 10: Velocidades en A y B para la cinemática trapezoidal.

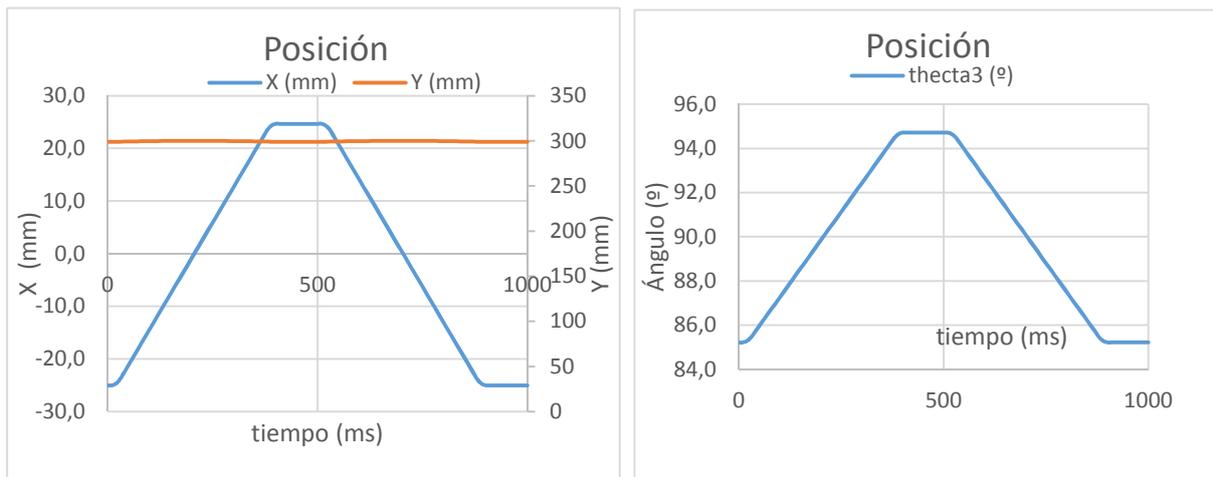


Figura 11: Posición lineal en X y angular de la barra 3 en la cinemática trapezoidal.

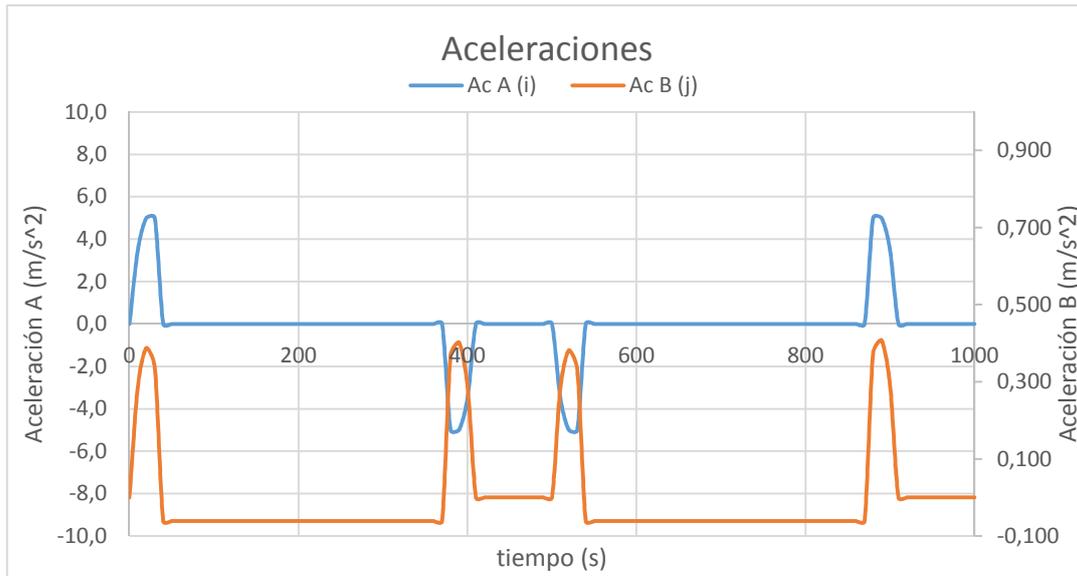


Figura 12: Aceleraciones en A y B para la cinemática trapezoidal.

Se ha probado el motor lineal y el controlador y estos permiten reproducir con exactitud esta cinemática con una repetitividad de posicionamiento de $\pm 0,05$ mm.

Onda de velocidad cosenoidal

En esta opción la idea es conseguir una onda cosenoidal de 1Hz de frecuencia donde la posición pase de los -0,25 m a 0,25 m en medio ciclo volviendo luego a la posición inicial siguiendo un patrón de curva más cercano a la marcha humana. Las ecuaciones de las variables de entrada son las siguientes:

$$\Delta x = -A \cdot \cos(2\pi f \cdot t) \tag{9}$$

$$v_A^X = A \cdot 2\pi f \cdot \sin(2\pi f \cdot t) \tag{10}$$

$$a_A^X = -A \cdot (2\pi f)^2 \cdot \cos(2\pi f \cdot t) \tag{11}$$

En las siguientes figuras se representan las variables de posición, velocidad y aceleración en los puntos A y B para el caso teórico cosenoidal. En la leyenda, el color azul y naranja corresponde a las variables en el eje X y Y respectivamente.

El patrón de velocidades es senoidal y se alcanzan valores máximos aproximados de 157 mm/s y en B 6 mm/s. Figura 13.

Respecto a las posiciones, las curvas describen un patrón cosenoidal y los valores máximos y mínimos son: -0,25 a 0,25 m en la posición X y de 85° a 95° en la posición angular. Figura 14.

La curva de aceleración con patrón coseoidal tiene valor máximo de aceleraciones en A y en B: 1 y 0,082 m/s² respectivamente. Figura 15.

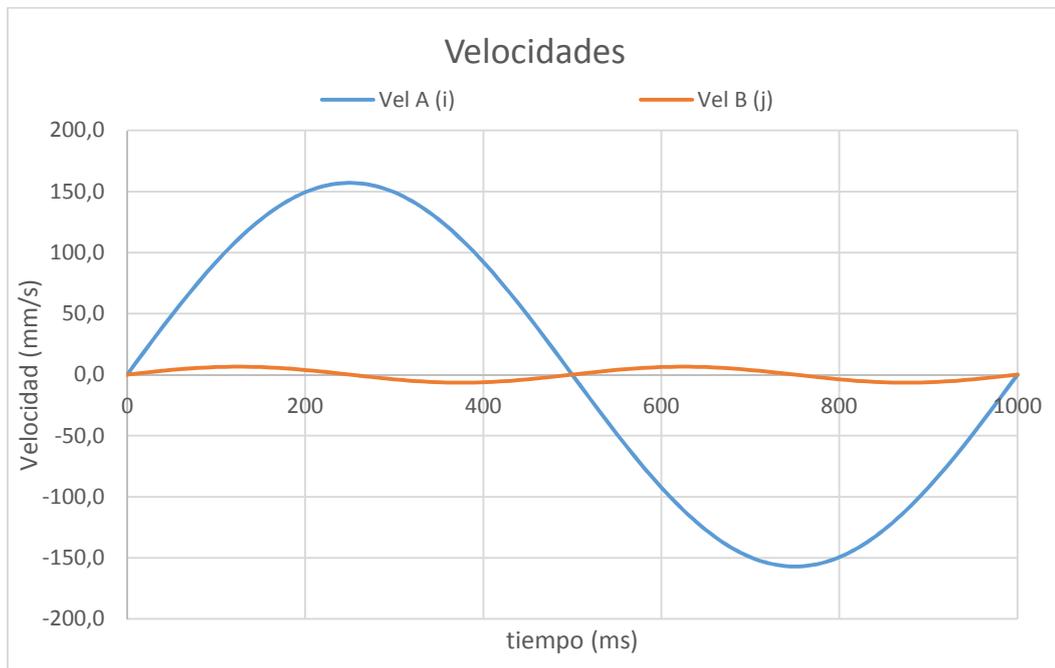


Figura 13: Velocidades en A y B para la cinemática cosenoidal.

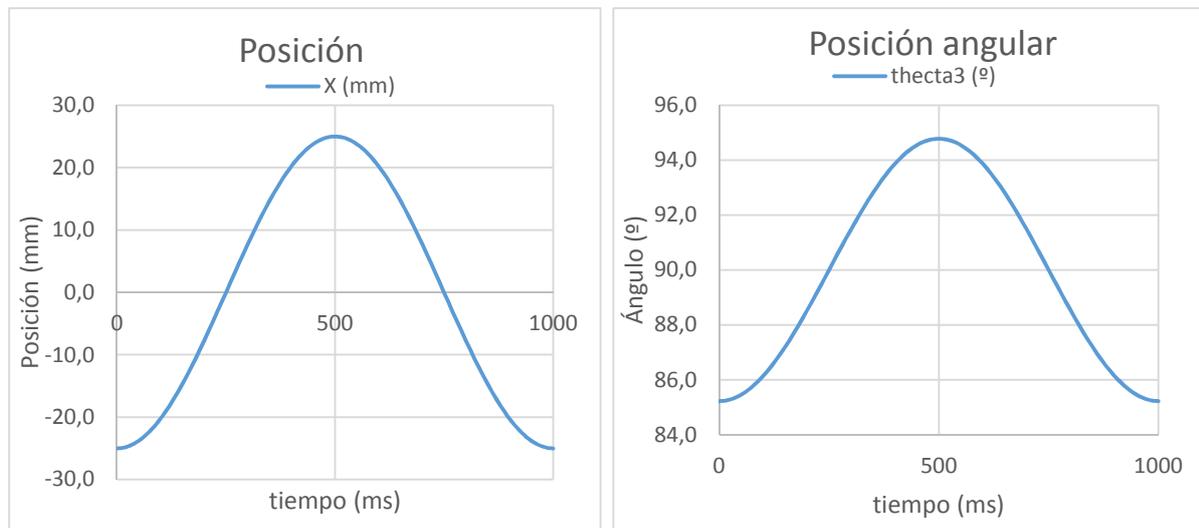


Figura 14: Posición lineal y angular en A y B para la cinemática cosenoidal.

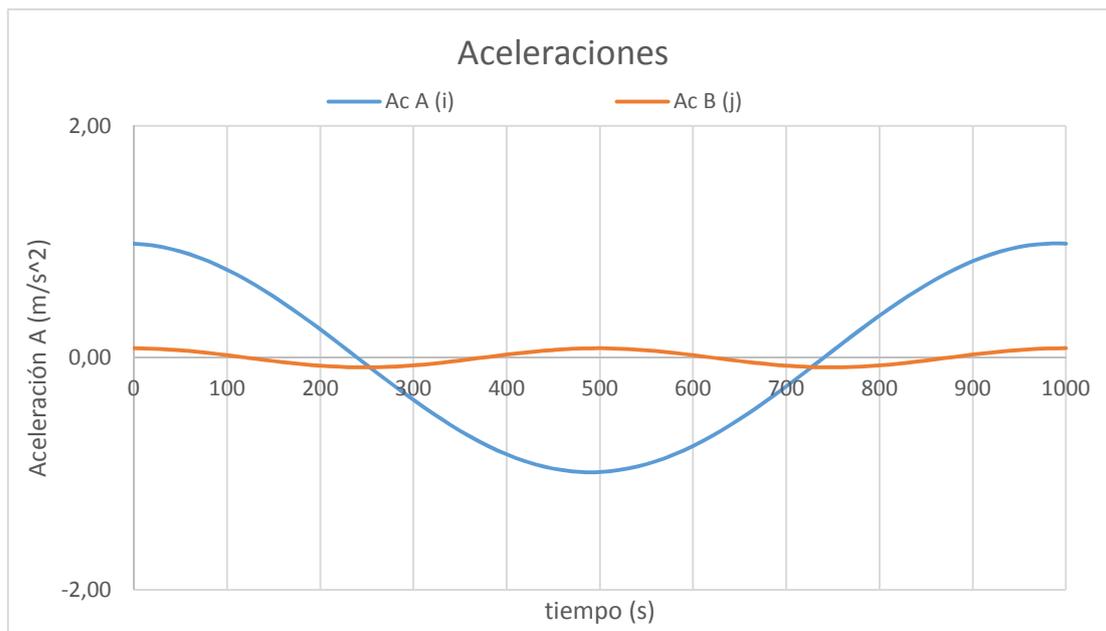


Figura 15: Aceleraciones en A y B para la cinemática cosenoidal.

Se ha probado reproducir el patrón de velocidad cosenoidal en el motor lineal y controlador y lamentablemente las curvas reales obtenidas no se adaptan a las teóricas. En la figura 16 se observa la curva de velocidad en X teórica y la que puede obtenerse con el motor lineal seleccionado.

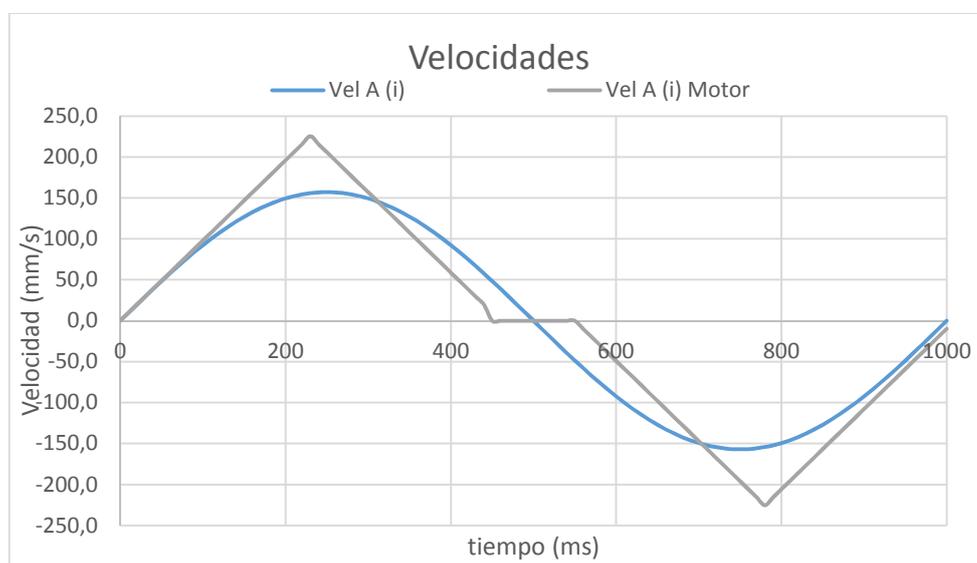


Figura 16: Comparación de la curva velocidad en A del caso cosenoidal teórica y la curva obtenida con el motor lineal seleccionado.

En conclusión, el caso de la onda trapezoidal se podrá imitar con más precisión y en el caso cosenoidal no podrá ser reproducido por el motor lineal y el controlador seleccionado. Por tanto se

sugiere buscar un motor lineal y un controlador que permita programar y reproducir con exactitud la cinemática de onda cosenoidal.

Para el análisis dinámico va a utilizarse el modelo cinemático de onda trapezoidal y para el modelo de onda cosenoidal el modelo teórico. Así se dimensionaran los elementos del simulador para las condiciones propuestas para cuando en el futuro se consiga el conjunto de motor lineal y controlador que cumpla ambas cinemáticas.

5.3. ANÁLISIS DINÁMICO

En la simulación de una prótesis de cadera también necesita que se apliquen unas fuerzas que representan la carga que soporta la articulación. Como se ha explicado en el apartado Antecedentes, cada articulación puede soportar varias veces el peso de una persona, en cambio, en este simulador va a aplicarse una carga menor y que será constante durante el ensayo. Como el objetivo es poder analizar la tribocorrosión no solo en función de la frecuencia y posición sino también de la carga, ésta se debe poder cambiar entre ensayos. Por tanto se proponen dos casos posibles:

- 1- Peso muerto.
- 2- Muelles de tracción

Peso Muerto:

La opción consiste en aplicar un peso en la parte superior del sistema de movimiento para que transmita una carga vertical y constante durante todo el ciclo. La opción debe permitir poder cambiar el valor de la carga entre ensayos siendo valor máximo 250 N. En la figura 17 se representa mediante un diagrama el sistema propuesto y las variables dinámicas.

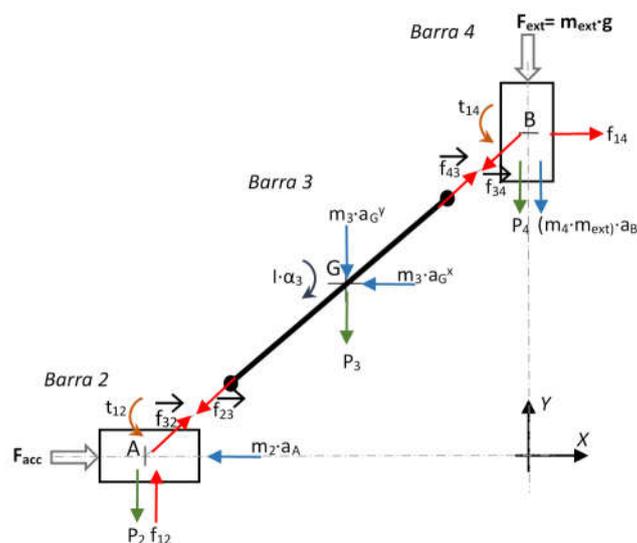


Figura 17: Diagrama del mecanismo, fuerzas y reacciones para el caso Peso muerto.

Se representa en color gris las fuerzas externas. Por una parte la fuerza de accionamiento en A que corresponde a la que proporciona el motor lineal y por otra, la fuerza externa del peso en la parte superior del mecanismo con un valor constante y máximo de 25 kg. En color rojo las reacciones de las barras y pares de la forma \vec{f}_{ij} siendo f la reacción que transmite la barra j sobre la i o viceversa. En el simulador la reacción más importante es la que recibe la copa acetabular de la prótesis situadas en nuestro caso en el par A. En color azul se representan las fuerzas y par de inercia de cada barra opuestas al movimiento del sistema. Finalmente en verde los pesos de cada barra.

Aplicando el principio de d'Alembert y del acción-reacción a cada barra del mecanismo y siendo constantes los valores de las masas, la inercia de la barra 3 y la fuerza externa del peso, se obtienen las ecuaciones que definen las reacciones entre las barras y la fuerza de accionamiento que se debe aplicar.

$$f_{34}^y = F_{ext} + P_4 + (m_4 + m_{ext}) \cdot a_B^y \quad (12)$$

$$f_{23}^y = P_3 + m_3 \cdot a_G^y + f_{34}^y \quad (13)$$

$$f_{12} = f_{23}^y + P_2 \quad (14)$$

$$f_{43}^x = \frac{m_3 a_G^x \cdot \frac{l_3}{2} \sin\theta_3 - \frac{l_3}{2} \cos\theta_3 (P_3 + m_3 a_G^y) + f_{43}^y \cdot l_3 \cos\theta_3 - I \alpha_3}{l_3 \sin\theta_3} \quad (15)$$

$$f_{14} = -f_{34}^x \quad (16)$$

$$f_{23}^x = -f_{43}^x + m_3 \cdot a_G^x \quad (17)$$

$$F_{acc} = f_{23}^x + m_2 \cdot a_A^x \quad (18)$$

En el apartado 2 del documento ANEXOS se desarrolla el cálculo del análisis dinámico.

Para los valores de las constantes de la tabla 1, con la situación más desfavorable que corresponde a un peso máximo de 25 kg y las variables cinemática del caso onda trapezoidal, aplicando las ecuaciones anteriores se obtienen los valores de las reacciones de las siguientes figuras 18, 19, 20 y 21.

Parámetros geométricos e inerciales

m2	2	kg
m3	0,5	kg
m4	0,5	kg
P2	19,62	N
P3	4,905	N
P4	4,905	N
I_G	0,00375	kg·m ²
L3	0,3	m
m_ext	25	kg
F_Ext	245,25	N

Tabla 1: Parámetros geométricos e inerciales para el caso peso muerto.

Se observa que en la parte superior de la barra 3 los valores de las reacciones entre la barra 4 y ésta alcanzan en el eje X un valor mínimo en la posición inicial de -22 N y valor máximo de 20 N en la final. En el eje Y tiene valor mínimo constante durante todo el ciclo aproximadamente en -250 N. Figura 18. En la parte inferior de la barra 3 el valor de la reacción entre esta barra y la barra 2 en el eje X tiene su valor máximo en el instante inicial con 22 N disminuyendo luego hasta llegar al valor mínimo -22 N en la posición final en la mitad del ciclo. En el eje Y se estabiliza en 255 N aproximadamente. Figura 19. Se observa en ambas curvas unos pequeños picos que corresponden en los puntos de arranque y frenada. Esto se debe a la influencia de la fuerza de inercia sobre las reacciones ya que en esos puntos las aceleraciones son elevadas. Estas últimas dos reacciones son importantes ya que son las que recibe el acetábulo y la copa acetabular de la prótesis de cadera, los dos componentes a ensayar.

Tenemos dos reacciones en la barra fija, Figura 20. Por una parte la que genera la barra 2 con ésta y por otra la que genera la barra 4. La $f_{1\ 2}^y$ es la reacción que recibirá el motor lineal que proporciona el movimiento en la barra 2. Los valores de esta reacción son importantes para dimensionar el componente. Tiene un valor aproximadamente constante en 255 N aproximadamente durante todo el ciclo. La $f_{1\ 4}^x$ es la reacción horizontal de la barra 4 sobre la barra fija y servirá para dimensionar la guía lineal de la barra 4. Con un valor mínimo en el instante inicial de -22 N va creciendo hasta alcanzar el valor máximo en la posición final a la mitad del ciclo, 22 N.

Por último la fuerza de accionamiento que es la fuerza que debe vencer el motor lineal para general el movimiento pasa de un valor máximo en el arranque de 31 N a un mínimo de -31N en la posición final y cambio de sentido. De nuevo se observan los picos que corresponden a los instantes de arranques y frenadas donde la fuerza de inercia influye notablemente. Figura 21.

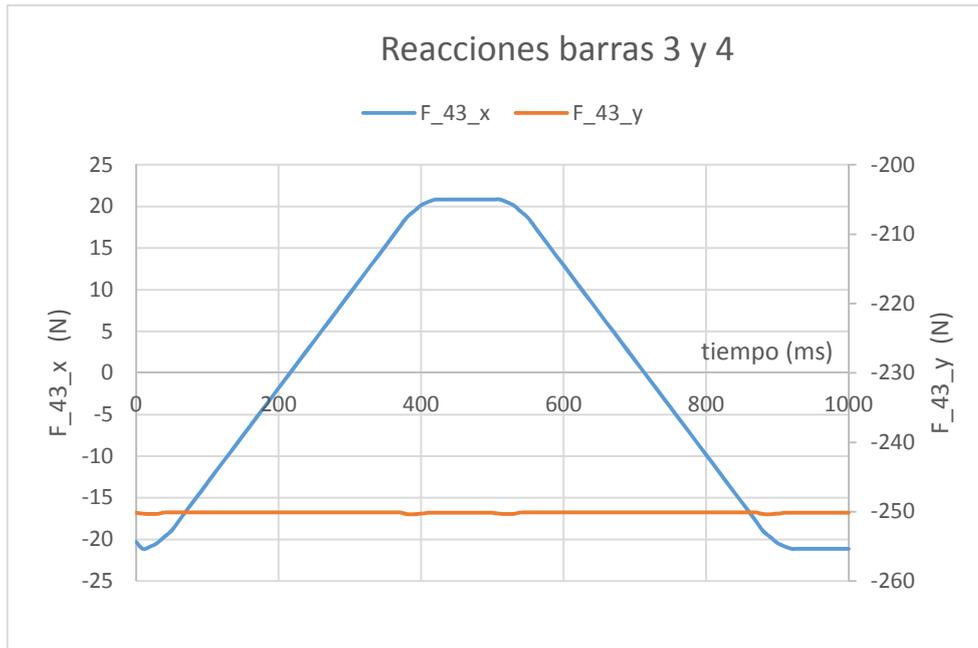


Figura 18: Variación de las fuerzas de reacción de la barra 4 sobre 3 en función del tiempo. Caso peso muerto y cinemática onda trapezoidal.

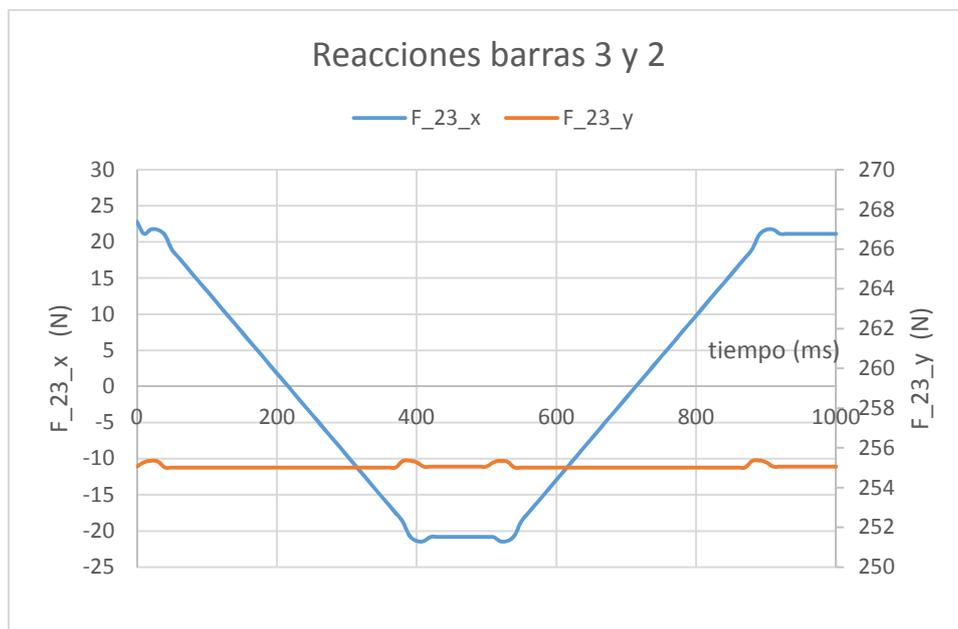


Figura 19: Variación de las fuerzas de reacción de la barra 2 sobre 3 en función del tiempo. Caso peso muerto y cinemática onda trapezoidal.

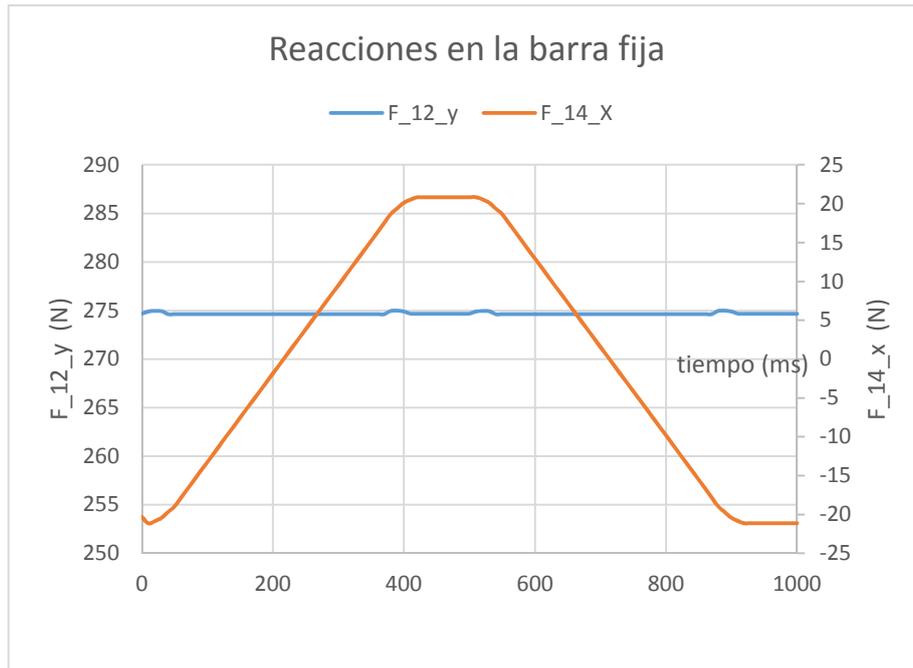


Figura 20: Variación de las fuerzas de reacción de la barra fija en función del tiempo. Caso peso muerto y cinemática onda trapezoidal.

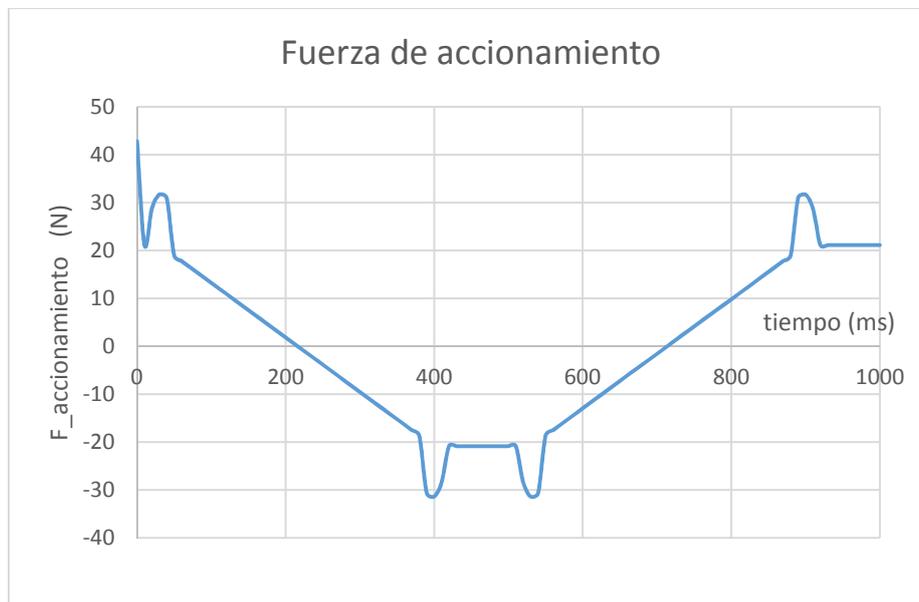


Figura 21: Variación de la fuerza de accionamiento en función del tiempo. Caso peso muerto y cinemática onda trapezoidal.

Se puede concluir que aunque la opción del peso muerto es simple en apariencia, presenta algunos problemas: el mecanismo requiere poder intercambiar la carga externa entre ensayos y esto significa cargar y descargar masas de hasta 25 kg aparte de un sistema de anclaje para inmovilizar la masa. Además, los valores de la reacción vertical entre la barra 2 y la barra fija son muy elevados complicando la elección de un motor lineal capaz de soportar esas cargas. Esto hace que no sea una solución cómoda para el primer caso cinemático por tanto se analiza directamente la otra opción dinámica.

Muelles de tracción:

En esta opción la fuerza externa la realiza un muelle de tracción que va unido a ambos extremos de la barra 3 siguiendo durante el ciclo la misma posición angular. La idea es poder aplicar diferentes cargas constantes entre ensayos llegando a 250 N como máximo variando la elongación del muelle, que es directamente proporcional con la fuerza que ejerce este a través de la constante elástica. (Ley de Hook). En la figura 22 el diagrama del sistema con la representación de las variables.

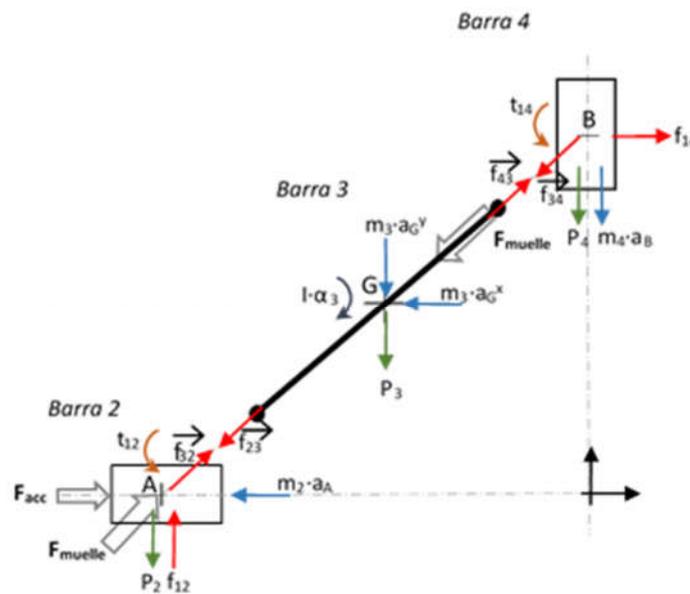


Figura 22: Diagrama del mecanismo, fuerzas y reacciones para el caso Muelle de tracción.

Este caso sigue la misma representación de colores que la figura 16 aunque la única diferencia se encuentra en las fuerzas externas en color gris. A parte de la fuerza de accionamiento, ahora la carga sobre la barra se representa mediante dos fuerzas situadas en el extremo superior de la barra 3 y en el par A y corresponde a la fuerza que ejerce el muelle de tracción.

Aplicando de nuevo el principio de d'Alembert y el de acción reacción y siendo constantes los valores de las masas, la inercia de la barra 3 y la fuerza externa del muelle, se obtienen las ecuaciones que definen las reacciones entre las barras y la fuerza de accionamiento que se debe aplicar.

$$f_{34}^y = +P_4 + m_4 \cdot a_B^y \quad (19)$$

$$f_{23}^y = P_3 + m_3 \cdot a_G^y - f_{43}^y + F_{muelle} \sin \theta_3 \quad (20)$$

$$f_{12} = P_3 + m_3 \cdot a_G^y - f_{43}^y + P_2 \quad (21)$$

$$f_{43}^x = \frac{m_3 a_G^x \cdot \frac{l_3}{2} \sin \theta_3 - \frac{l_3}{2} \cos \theta_3 (P_3 + m_3 a_G^y) + f_{43}^y l_3 \cos \theta_3 - I \alpha_3}{l_3 \sin \theta_3} \quad (22)$$

$$f_{14} = -f_{34}^x \quad (23)$$

$$f_{23}^x = -f_{43}^x + m_3 \cdot a_G^x + F_{muelle} \cos \theta_3 \quad (24)$$

$$F_{acc} = -f_{43}^x + m_3 \cdot a_G^x + m_2 \cdot a_A^x \quad (25)$$

En el apartado 3 del documento ANEXOS se desarrolla el cálculo del análisis dinámico.

Es interesante comentar que al contrario que en el caso del peso muerto, tanto en la fuerza de accionamiento como en la reacción de la barra 2 sobre la fija, f_{12} no aparece el término de la fuerza externa, en este caso la fuerza del muelle.

Para los valores de las constantes de la tabla 2, con la situación más desfavorable que corresponde a una carga máxima de 250 N se aplican las ecuaciones anteriores con las dos opciones de movimiento planteadas en el análisis cinemático.

Parámetros geométricos, inerciales y elásticos

m2	2	kg
m3	0,5	kg
m4	0,5	kg
P2	19,62	N
P3	4,905	N
P4	4,905	N
I_G	0,00375	kg·m ²
L3	0,3	m
F_muelle	250	N

Tabla 2: Parámetros geométricos, inerciales y elásticos para el caso Muelle de tracción.

Valores de fuerza en la cinemática de la onda trapezoidal:

Hay que recordar que las curvas de esta cinemática tienen una breve pausa al inicio de cada sentido del movimiento. Esto genera picos de aceleración y desaceleración que en las gráficas de dinámica aparecen como picos de fuerza que corresponden a las fuerzas de inercia y que aparecen en esos instantes.

Las fuerzas entre la barra 4 y 3. En el eje X los valores son próximos a 0 N habiendo una diferencia entre máximo y mínimo de 1 N. Se observan pequeños picos en arranque, frenada y cambio de sentido influencia de las fuerzas de inercia. En el eje Y se mantiene estable en los -5 N. Figura 23

Las fuerzas entre barra 2 y 3, es decir, en el par de la prótesis, varían entre 22 N y -22 N al inicio del ciclo y en el cambio de sentido respectivamente en el eje X. Como cabe esperar se mantiene estable la fuerza durante las breves paradas. En el eje Y el valor es casi constante en 260 N durante todo el ciclo. Figura 24

En las reacciones en la barra fija, la que recibe por parte de la barra 2 en dirección vertical f_{12}^y se mantiene prácticamente estable en 29 N. Los picos que corresponderían a las fuerzas de inercia son casi inapreciables debido a la poca masa de la barra 3. Fórmula 21. La fuerza de la barra 4 sobre la fija según la fórmula 23 es inversa a la fuerza entre barra 4 y 3. Figura 25.

Por último la fuerza de accionamiento presenta valores de pico máximo y mínimo en el arranque con 12 N, en la frenada -12 N. En el arranque pero esta vez cambio de sentido -12 N y frenada antes de iniciar ciclo en 12 N. Figura 26.

Tal y como se había deducido en las ecuaciones de la dinámica de este caso, la fuerza externa desaparece de las reacciones sobre la barra fija al contrario que en el caso del peso muerto. Esto supone una ventaja ya que es más fácil dimensionar un motor lineal que soporte estas cargas, pasamos de soportar 275 N durante todo el ciclo a 30 N. En la fuerza de accionamiento también se observa una destacada diferencia: en el caso del muelle de tracción tiene picos máximos y mínimos en el arranque y cambio de sentido estabilizándose en 0 N en el resto del ciclo. En cambio en el caso del peso muerto los picos se sitúan en los mismos puntos pero no se estabiliza a 0 sino que hay un descenso y ascenso progresivo hasta el siguiente pico. Además los valores de pico son más de tres veces los del caso del muelle de tracción. De nuevo esto es una ventaja a la hora de dimensionar el motor lineal.

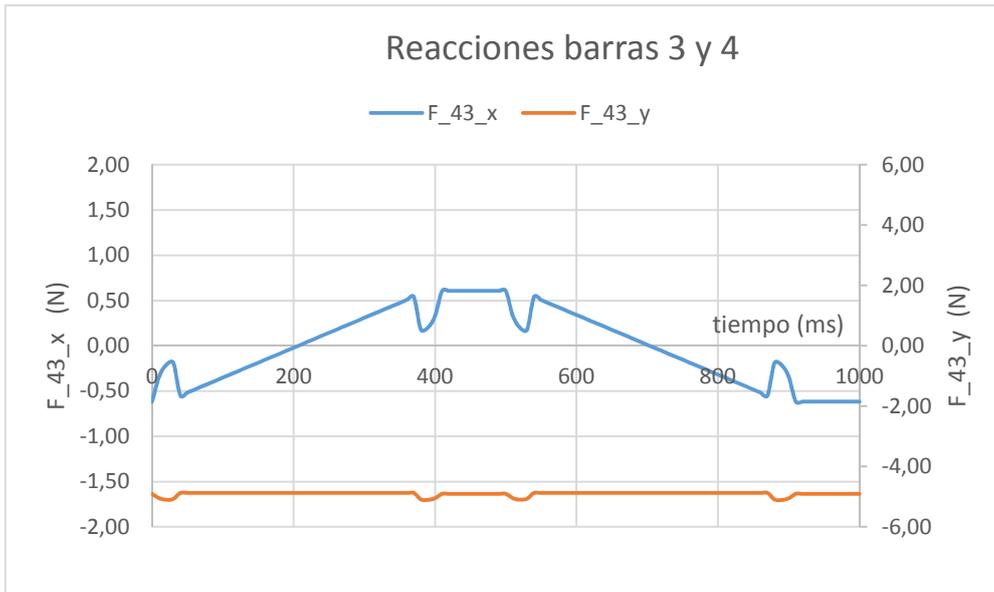


Figura 23: Variación de las fuerzas de reacción de la barra 4 sobre 3 en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda trapezoidal.

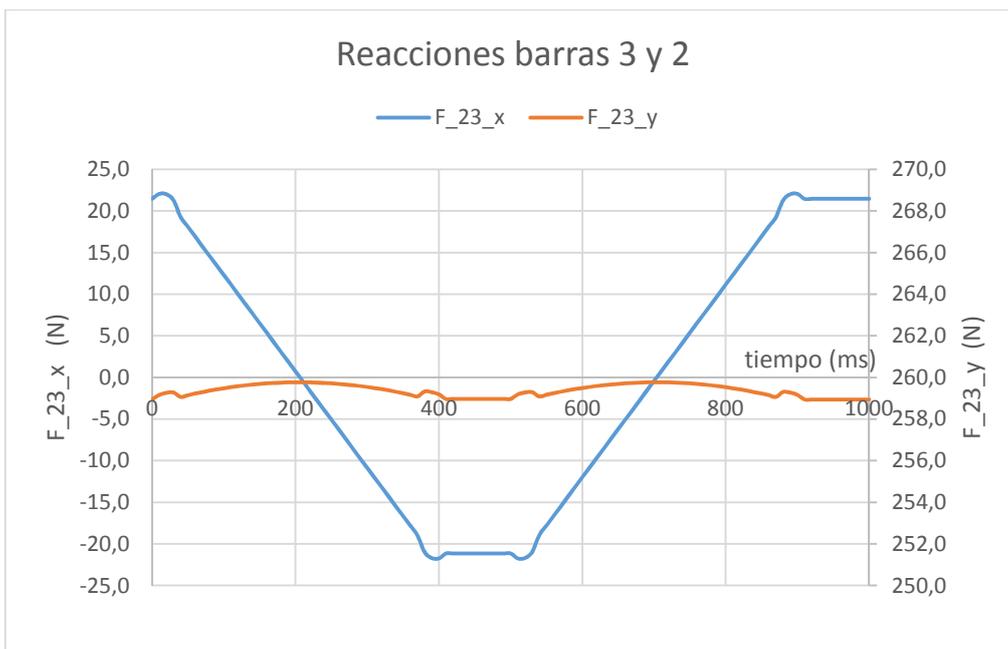


Figura 24: Variación de las fuerzas de reacción de la barra 2 sobre 3 en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda trapezoidal.

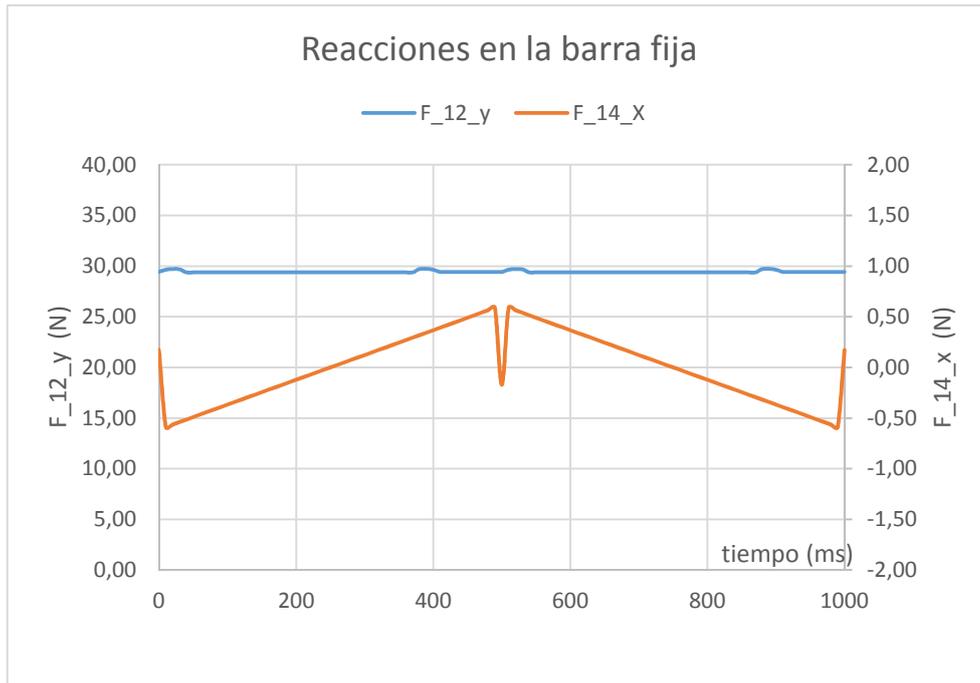


Figura 25: Variación de las fuerzas de reacción sobre la barra fija en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda trapezoidal.



Figura 26: Variación de la fuerza de accionamiento en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda trapezoidal.

Valores de fuerza en la cinemática de la onda cosenoidal teórica:

Las reacciones de la barra 3 sobre 4, en el eje X valores cercanos a 0 N oscilando entre -0,6 N y 0,6N entre mínimo y máximo. En el eje Y valor constante de -5 N aproximadamente. Figura 27.

En las reacciones de barra 2 sobre 3, en el eje X varían entre 22 N en posición inicial y -22 N a la mitad del ciclo y cambio de sentido. En eje Y aproximadamente 260 N estables. Figura 28.

La fuerza de barra 2 sobre la fija se mantiene constante en 30 N a lo largo del ciclo y la reacción que genera 4 sobre la fija es cercana a 0 N oscilando 1 N entre máximo y mínimo. Figura 29

La fuerza de accionamiento esta vez es baja. Aproximadamente oscilando entre 3 y -3 N. Como se ha visto en la fórmula 25, esta fuerza no depende de la fuerza externa del muelle sino de los pesos de las barras y las fuerzas de inercia. Figura 30.

En conclusión, como en este caso las aceleraciones son bajas, la aceleración máxima en A es 1 m/s^2 y en B es prácticamente 0 m/s^2 , y las masas no son muy elevadas, disminuye la influencia de las fuerzas de inercia en las reacciones. Por eso no se observan picos de fuerzas en arranque y cambio de sentido como en los anteriores casos pero sí que mantienen unos valores de fuerzas muy parecidos a al anterior caso con muelle de tracción. De nuevo el par protésico, que en nuestro diagrama sería el par A, recibe una distribución de cargas más o menos constante a lo largo del ciclo y la única diferencia más notable con respecto a los anteriores casos es la disminución de la fuerza de accionamiento.

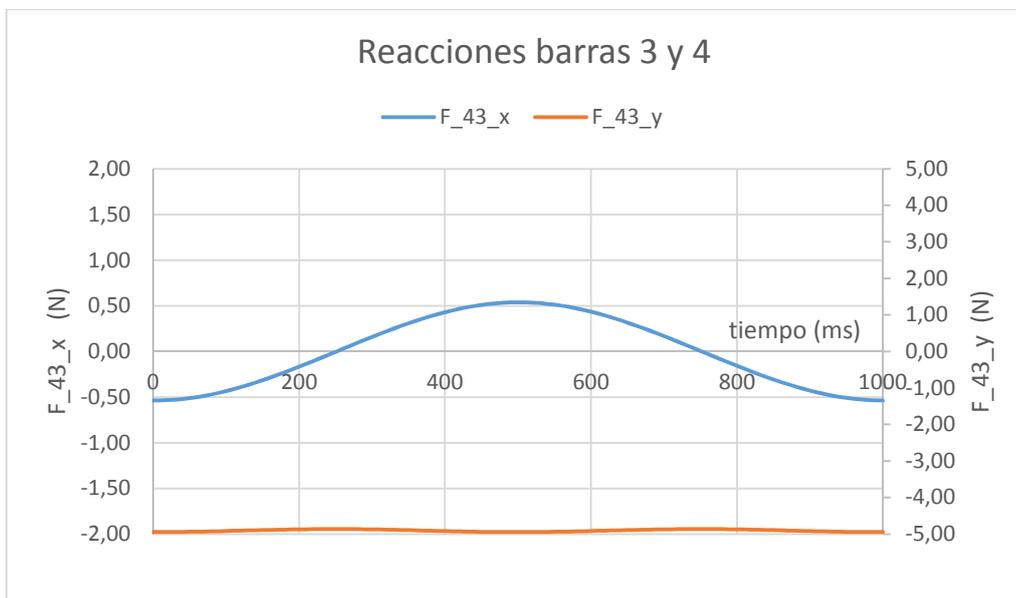


Figura 27: Variación de las fuerzas de reacción de la barra 4 sobre 3 en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda senoidal.

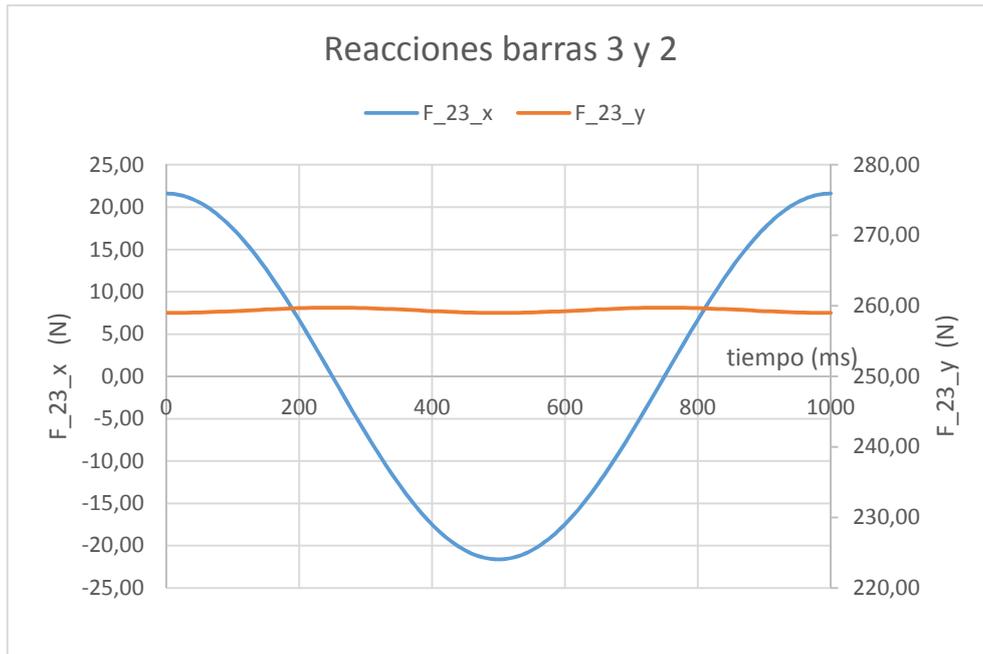


Figura 28: Variación de las fuerzas de reacción de la barra 2 sobre 3 en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda senoidal.

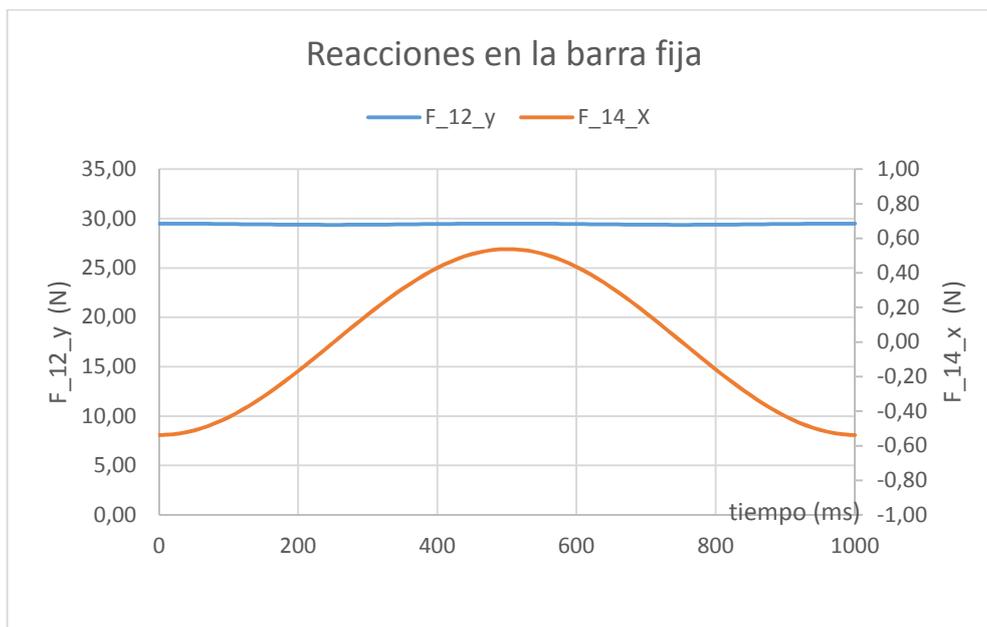


Figura 29: Variación de las fuerzas de reacción sobre la barra fija en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda senoidal.

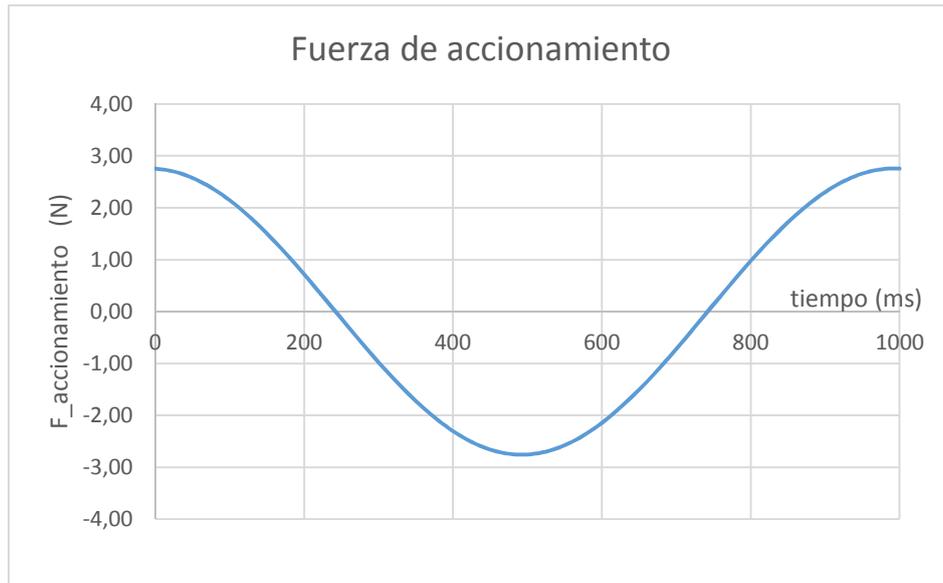


Figura 30: Variación de la fuerza de accionamiento en función del tiempo. Caso muelle tracción y cinemática onda senoidal.

5.4. CONCLUSIÓN

Solución cinemática adoptada:

Se ha simulado ambos patrones en el motor lineal y controlador seleccionado y desafortunadamente no se pueden reproducir los dos patrones cinemáticos expuestos en el apartado 5.2. Se consigue imitar la onda trapezoidal en cambio no es posible con la onda cosenoidal. No obstante se dejan calculados los valores de la cinemática cosenoidal teórica y la solución en el futuro pasa por la selección de un motor lineal y controlador que consiga imitar una onda senoidal.

Solución dinámica adoptada:

El sistema de aplicación en la fuerza externa será el muelle de tracción. El mecanismo requiere un sistema capaz de aplicar una carga constante durante el ciclo, con capacidad de cambiar el valor de ésta entre ensayo de forma sencilla y evitando fuerzas de reacción elevadas sobre la barra fija. Se ha visto que la opción del peso muerto sobre la barra presenta algunos problemas en la transmisión de cargas: picos de carga en arranques debido a la influencia de las fuerzas de inercia y valores muy altos de reacción en la barra fija, y también un problema funcional: el cambio del valor de la carga sería tedioso. Además, con los muelles de tracción en los dos casos de cinemática los valores son muy similares y se solucionan los problemas que planteaba la otra opción: La fuerza que recibe el par protésico se mantiene aproximadamente estable en un valor, fuerzas de reacción bajas en barra fija que facilita el dimensionado de los elementos y sobre todo, la facilidad para cambiar el valor de la fuerza externa entre ensayos ya que solo tiene que cambiarse la elongación del muelle.

6. DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES

A partir de la solución adoptada en el análisis cinemático y dinámico del mecanismo, el resultado final del simulador es el siguiente:

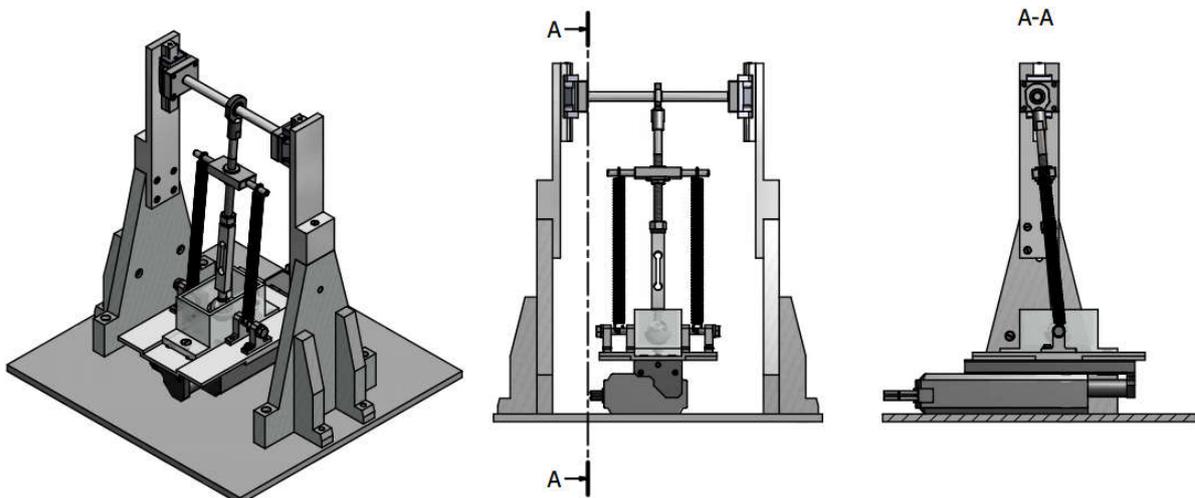


Figura 31: Vista general, alzado y perfil de simulador de prótesis de cadera.

El simulador está compuesto por los siguientes sistemas:

- Estructura
- Sistema accionamiento: Componentes que generan el movimiento lineal
- Sistema generador de movimiento: Componentes que imitan el movimiento angular de la prótesis y aplicación de carga.

6.2. ESTRUCTURA

La función de este sistema es soporte y anclaje de los demás sistemas. Está compuesto por los siguientes componentes: Base, pilares, acople pilares, guía lineal y chapa de unión. En la figura 32 se observa un croquis del sistema.

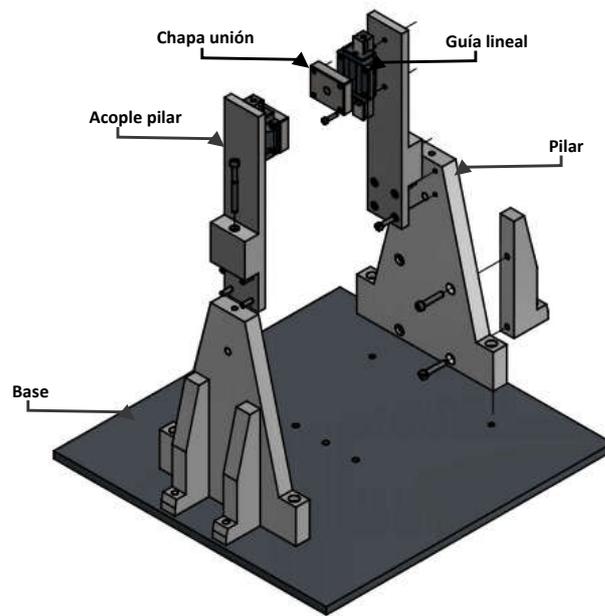


Figura 32: Sistema estructura desglosado por componentes

Para este sistema va a reutilizarse dos piezas de aluminio como pilares en la estructura. Como no tienen altura suficiente se necesita otro elemento, acople pilar, para elevar la cota. Si el simulador tuviera que construirse completamente desde cero, la estructura necesitaría unos pilares que cumplieran con las cotas generales de altura y posición, se encuentran en el plano 02 del documento Planos, así sería posible fabricar una sola pieza

Base: Chapa de acero comercial S235JR de dimensiones 400x420 mm y 10 mm de espesor mecanizado con agujeros roscados de métrica coincidente con los componentes que se van a atornillar y con un tratamiento de lacado anticorrosión. En el plano 07 del documento Planos para consultar dimensiones, tolerancia y acabados.

Pilares: Dos estructuras triangulares de aluminio a cada lado del mecanismo con dos columnas de sujeción cada una. De dimensiones generales 200 mm de ancho en la base, 250 mm de altura y 20 mm de espesor en toda la pieza. Se mecanizarán agujeros roscados en lateral y cara superior para atornillar el componente acople pilar. Ver plano 08 para las dimensiones de agujeros y roscas a mecanizar.

Acople pilar: Este componente sirve para elevar la altura total de los pilares. Será de aluminio 6082-T6 y sus cotas generales son 250 x 50 mm y 10 mm de espesor. Va atornillado por el lateral y por la parte superior de cada pilar. Se mecanizarán agujeros roscado para atornillado en el pilar y dos agujeros roscado en la parte superior para atornillar el carril de la guía lineal. Ver plano 09 del documento Planos para detalles dimensionales.

Guía lineal: Sistema de guiado lineal con recirculación de bolas formado por un carro y un rail que está atornillado en el eje vertical en la parte superior y centrado en cada uno de los acoples del pilar. El carro tiene dimensiones 61x47 mm y el carril una longitud de 100 mm por tanto la carrera útil de la

guía son 40 mm aproximadamente. La variación de la posición Y del mecanismo es 1 mm entre altura máxima y mínima entonces la carrera útil cumple holgadamente. La reacción de la barra 3 sobre la barra 4 en el eje x, f_{43}^x según el diagrama del análisis dinámico en la figura 26, alcanza un valor máximo de 0,6 N y se reparte en partes iguales entre las dos guías lineales: 0,3 N de reacción que para las guías supone una fuerza lateral, y la fuerza total por la distancia que separa el punto de aplicación de la fuerza con el carro genera un momento de 0,045 Nm.

El modelo comercial seleccionado es KUVE15-B de la marca INA y va precargado de fábrica, figura 33. En la tabla 3 un resumen de los requerimientos y las características del modelo seleccionado.

Requerimientos		
Carga lateral (N)	Momento (N·m)	Carrera (mm)
0,3	0,045	1
Características KUVE15-B		
Carga lateral máxima (N)	Momento máximo (N·m)	Carrera útil (mm)
7200	100	40

Tabla 3: Tabla resumen de requerimientos y características de la guía lineal KUVE15-B de la marca INA. (Catálogo INA)



Figura 33: Guía lineal modelo KUVE15-B de la marca INA. (Catálogo INA)

Consultar el Catálogo de guías lineales de la marca INA (referenciado en bibliografía) para más especificaciones y dimensiones en detalle.

Chapa unión: Unión entre la guía lineal y la articulación superior de la barra vástago. Chapa de aluminio 6082-T6 de dimensiones base-altura-profundidad de 50x40x12 mm, mecanizada con 4 agujeros roscados pasantes de métrica 4 mm coincidentes con los agujeros del carro de la guía, agujero pasante y centrado en los ejes en la cara grande de diámetro 10 mm para unión de la barra superior con la chapa.

En el plano 10 del documento Planos las dimensiones en detalle.

6.3. SISTEMA ACCIONAMIENTO

Este sistema genera en el mecanismo un movimiento lineal y además sirve de soporte para la celda electroquímica junto con el par protésico y los soportes inferiores de los muelles de tracción. En la figura 34 un croquis del sistema.

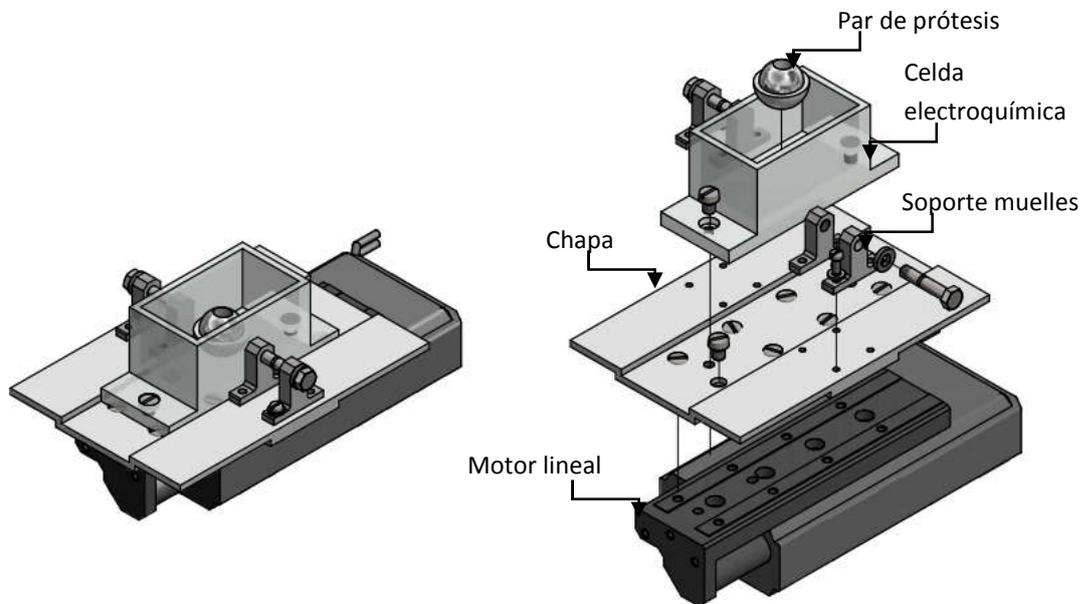


Figura 34: Sistema accionamiento y sus componentes.

Motor lineal: Mesa eléctrica de deslizamiento en un eje con motor paso a paso de 24 V de corriente continua. Modelo comercial LESH25RK-100 de la marca SMC. Junto con un controlador con entrada de datos de paso de 64 posiciones y software de configuración y ajuste para PC modelo LECP6 también de la marca SMC. Ambos componentes en la imagen 35.

En la siguiente tabla 4 el resumen de requerimientos cinemáticos y dinámicos más desfavorable y características del componente seleccionado.

Requerimientos				
Fuerza máx accionamiento(N)	Carrera (mm)	Velocidad máxima(mm/s)	Aceleración máxima (m/s ²)	Reacción máx. vertical (N)
12	50	240	5	30
Características LESH25RK-100				
Fuerza máx. empuje (N)	Carrera (mm)	Velocidad máxima(mm/s)	Aceleración máxima (m/s ²)	Carga máxima vertical (N)
180	100	400	5	90

Tabla 4: Resumen de las especificaciones necesarias y características del motor lineal seleccionado. (Catálogo SMC)

La función del controlador es la entrada de datos de paso al motor lineal. A través del software de configuración se puede hacer una programación manual con hasta 64 posiciones añadiendo en cada una de ellas, la posición en X, la velocidad, aceleración e incluso la fuerza de empuje. En el apartado Puesta en marcha se explica cómo montar el conjunto motor-controlador y programar el software.



Figura 35: Motor lineal paso a paso modelo LESH25RK-100 y controlador de entrada de paso de 64 posiciones ambos marca SMC. (Catálogo SMC)

Chapa: Base de aluminio 6082-T6 que une el motor lineal con el resto de componentes para transmitirles el movimiento. De dimensiones generales 220x150 mm y espesor 10 mm. Mecanizado con agujeros roscados y pasantes de diferentes métricas de acuerdo con los componentes a unir: La propia chapa al motor lineal y la celda electroquímica y los soportes de los muelles de tracción a la chapa. Ver plano 11 del documento Planos para más detalles dimensionales.

Celda electroquímica: La celda contiene el par protésico, el líquido electrolito y los instrumentos de medida para el ensayo. Está construida de metacrilato, material no conductor y transparente, y formada por una base rectangular de dimensiones 150x60mm y altura de 10 mm y una caja también de base rectangular de 100x60 y altura 50 mm, con un espesor de pared de 5 mm y abierta por la parte de arriba. Todo de una misma pieza. Plano 14 en el documento Planos.

Soporte inferior muelle tracción: Subsistema cuya función es soportar el muelle de tracción en la parte inferior. Hay dos y están situados a los laterales de la celda electroquímica. Está constituidos de: dos pilares y un bulón pasador con arandela. Figura 36.

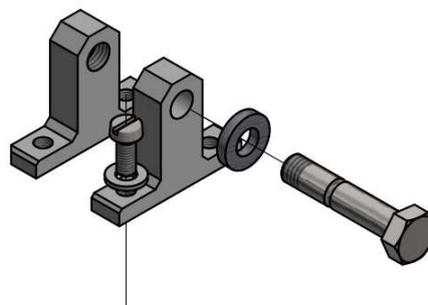


Figura 36: Subsistema soporte inferior de muelle de tracción.

Los pilares son pequeñas estructuras en forma de T cuya base rectangular tiene dimensiones 45x10 y 5 mm de espesor y la columna 20x10 y 30 mm de altura. Están mecanizados en la base dos agujeros roscados y pasantes de métrica 5 mm para la unión a la chapa de aluminio y un agujero no roscado y pasante de diámetro 8 mm en el pilar exterior y un agujero roscado y no pasante de métrica 8 mm en el pilar interior ambos a la altura de 27 mm. El centro de estos agujeros coincide con el centro del par protésico. Ver Plano 13 del documento Planos para detalles dimensionales.

El bulón de 8 mm de diámetro y una longitud de 40 mm con cabeza hexagonal de diámetro 13 mm y altura 5.3 mm con un roscado de métrica 8 en el extremo de 6 mm de longitud. Tiene mecanizado una hendidura de 2 mm en todo el perímetro circunferencial a 17 mm desde el extremo que sirve como enganche inferior del muelle. Esta hendidura es coincidente con la hendidura del bulón que hace de enganche superior del muelle que se explica en el siguiente apartado. Más detalles dimensionales en el plano 12 del documento Planos.

6.4. SISTEMA GENERADOR DE MOVIMIENTO

El sistema genera el movimiento angular de la barra vástago y está formado por los siguientes componentes: Barra de unión a prótesis, célula de carga, arandela y tuerca hexagonal, barra vástago, tuerca hexagonal reducida, tuerca elevadora, chapa elevadora, 2 bulones soporte superior del muelle tracción, rótula, barra superior, dos casquillos centradores y dos muelles de tracción. En la siguiente figura 37 un croquis y desglose de los elementos.

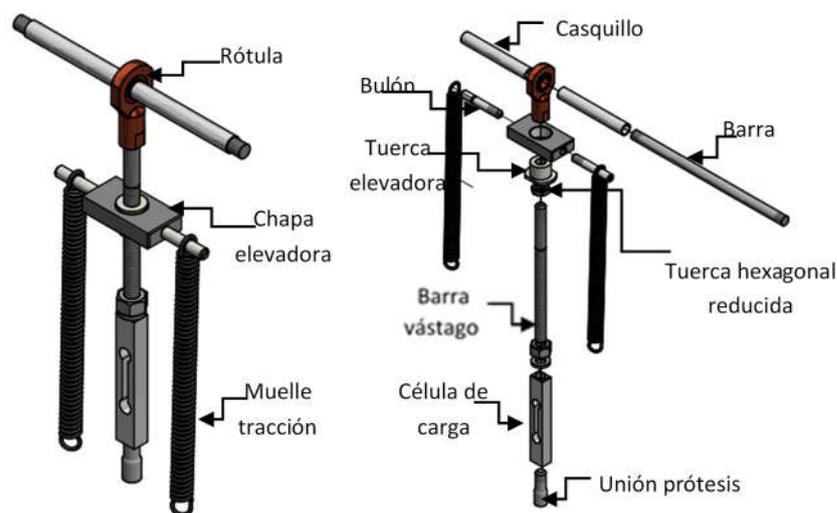


Figura 37: Croquis del sistema de movimiento y desglose de componentes.

Barra unión a prótesis: es el elemento que une el sistema a la prótesis. Está dividida en dos secciones, una de 10 mm de diámetro y 23 mm de largo y se mecanizan en un extremo 10 mm de roscado de métrica 10mm y la otra sección de 12 mm de diámetro y 14 mm de longitud que se introduce dentro

de la esfera de la prótesis. El material será aluminio 6082-T6 y la parte que se introduce en la prótesis debe estar aislada eléctricamente así que se aplica una capa de teflón ya que estará sumergida en el electrolito de la celda electroquímica. Ver plano 15 del documento planos para más detalle.

Célula de carga: Es una estructura que soporta cargas en este caso bi-axiales y a partir de unos sensores detecta deformaciones. Las deformaciones pueden traducirse en valores de fuerza así que la función de este componente es medir las señales de fuerza que está soportando la barra en cada momento del ciclo del mecanismo. Las dimensiones generales son 16x12 mm y 100 mm de altura. Las caras superior e inferior están mecanizadas con agujeros roscado y no pasantes de métrica 10 mm donde van atornilladas la barra vástago y la barra de unión a prótesis respectivamente. Este elemento junto con la sensorización constituye un trabajo final de grado titulado: *Diseño y desarrollo de un sensor de fuerza bi-axial para simulador de prótesis de cadera* de la autora Abigail Vidagany Gallart.

Barra vástago: genera el movimiento angular del vástago de la prótesis de cadera, en el diagrama del análisis cinemático equivale a la barra 3 y su posición angular theta 3. Las dimensiones son 160 mm de longitud y 10 mm de diámetro. En un extremo se mecaniza una rosca de métrica 10 mm y 110 mm de longitud. Ese extremo va unido al agujero de la parte superior de la célula de carga junto con una arandela y una tuerca hexagonal que sirve de contratuerca. En el otro extremo se mecaniza una rosca de métrica 10 mm y 18 mm de longitud para la unión roscada entre la barra vástago y la rótula. De aluminio 6082-T6. Dimensiones y acabados en plano 15 del documento Planos.

Subsistema de elevación de los muelles de tracción: Su función es modificar la elongación de los muelles de tracción y así poder variar la fuerza que estos aplican sobre la barra. Este conjunto está compuesto por: contratuerca hexagonal reducida, tuerca de elevación, chapa de elevación y bulones. Croquis en figura 38.

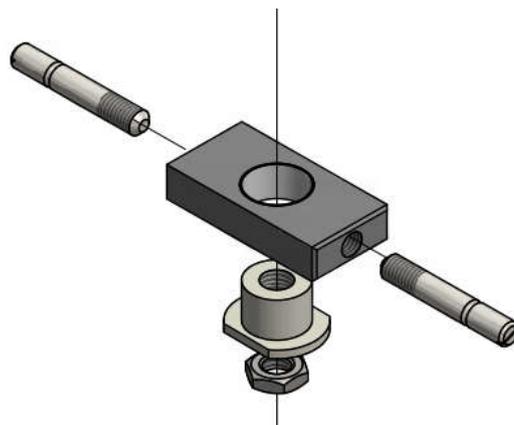


Figura 38: Subsistema de elevación de los muelles de tracción

La contratuerca hexagonal sirve para inmovilizar la posición deseada.

La tuerca de elevación es una pieza especial formada por una base manipulable con una llave de tamaño 24 y luego un casquillo de diámetro 20 mm y longitud 15 mm. En el centro de la pieza se mecaniza un agujero pasante y roscado de métrica 10 mm. Esto permite subir o bajar el conjunto por

la parte roscada de la barra vástago. Es de acero S235JR y en la cara exterior del bulón se enrolla una capa de 0,5 mm de teflón para minimizar rozamiento. Ver Plano 16 del documento Planos.

La chapa de elevación es una base rectangular de acero S235JR de 60x30 mm y 12 mm de altura con un agujero pasante de 21 mm de diámetro en la posición central y un agujero no pasante y roscado en cada lateral de métrica 8 mm donde se enroscarán los bulones de sujeción de los muelles. Ver plano 16 del documento planos para más detalle.

El bulón soporte superior del muelle de tracción se enrosca a cada uno de los laterales de la chapa de elevación y funciona como sujeción superior de los muelles. Al poder desplazar por la barra roscada el conjunto de elevación, estos soportes no son fijos y por tanto modifican la elongación de los muelles de tracción. De acero S235JR y con dimensiones de longitud 50 mm y diámetro 8 mm. 15 mm de un extremo roscados para la unión con la chapa de elevación y una hendidura a 35 mm de ese mismo extremo de 2 mm en todo el perímetro circular que sirve como enganche superior del muelle y que está centrada con la hendidura del bulón de soporte inferior. En el otro extremo o cabeza del bulón se mecaniza una hendidura de base rectangular de 0,8x80 mm y 2 mm de altura para enroscar con la ayuda de un destornillador de punta plana. Ver plano 12 del documento Planos.

Rótula: de diámetro 10 mm y con extremo en rosca hembra de métrica 10. El modelo comercial seleccionado es SI 10 E de la marca SKF, ver figura 39. Ver catálogo comercial de rótulas de la marca SKF (referenciado en bibliografía) para más detalles. Según el análisis dinámico las reacciones que le afectan son f_{43}^x y f_{43}^y , y la carga más desfavorable durante el ciclo es 5 N en valor absoluto en la reacción sobre el eje y que para la rótula es una carga lateral. La resistencia a cargas laterales dinámicas de esta rótulas es 8 KN por tanto cumple holgadamente a resistencia.



Figura 39: Rótulas de la marca SKF entre ellas el modelo SI 10 E. (catálogo SKF)

Barra superior: Barra de unión entre la rótula y las guías lineales. De acero S235JR de diámetro 10 mm y longitud 200 mm. Ver plano 17 del documento plano para más detalle.

Casquillo centrador: 2 casquillos cuya función es posicionar la rótula, y por tanto la barra vástago, en el centro de la barra superior. Se sitúan entre la chapa unión de la guía lineal y la rótula y dentro va la

barra superior. Son dos cilindros de 85 mm de longitud y diámetro exterior e interior de 12 y 10 mm respectivamente. Más detalles dimensionales en plano 12 en los planos.

Muelles de tracción: Dos muelles de tracción situados a ambos lados de la barra vástago y sujetos entre el bulón del soporte inferior y el bulón del conjunto elevador. Ambos muelles tienen que generar una fuerza constante comprendida entre 0 y 250 N dependiendo de la elongación del muelle en cada ensayo. Las características del muelle comercial seleccionado son:

Largo total en reposo (mm)	Diámetro exterior (mm)	Diámetro del hilo (mm)	Espiras	K (N/mm)
120	14	2	46	3

Tabla 5: Características del muelle de tracción seleccionado.

Según la definición de la ley de Hooke en la fórmula 27, una variación de 50 mm en la longitud del muelle genera 150 N de fuerza que por dos muelles son 300 N de fuerza externa aplicada.

$$F (N) = -k \left(\frac{N}{mm} \right) \cdot \Delta L (mm) \quad (26)$$

Como se ha explicado antes, el conjunto elevador del muelle sube y baja en la barra vástago por la parte roscada. Aunque se ha mecanizado un roscado de 110 mm en la barra, la longitud útil son 64 mm. Entonces con los dos muelles de tracción tenemos un rango de fuerzas desde 0 N, sin los muelles, y 384 N cuando el elevador está en la máxima altura, la diferencia de longitud de 64 mm.

En el apartado 7.1 se explica cómo cargar y descargar el sistema antes y después de cada ensayo.

7. PUESTA EN MARCHA

En este apartado se explica una vez ensamblado el mecanismo cómo se realiza la aplicación de la fuerza externa con los muelles de tracción y el sistema de elevación y cómo se monta el conjunto motor lineal y controlador y su programación en el software.

7.1. APLICACIÓN DE LA CARGA

A continuación el procedimiento para montar los muelles y aplicar la carga al mecanismo. En la figura X se observan las siguientes instrucciones:

Paso previo. Las piezas del mecanismo deben de estar totalmente ensambladas, el motor lineal, controlador y software conectados a alimentación y encendidos y los sensores de la célula de carga y su software encendidos.

1. Con el software del controlador del motor lineal enviar la mesa a la posición reposo. Es decir, la posición donde la barra vástago está a 90º sobre la mesa. Después se enganchan los muelles primero a los bulones del soporte inferior y luego a los bulones superiores por la hendidura de estos.
2. Los muelles deben quedar centrados y de la forma que marca el paso 2 de la figura 40.
3. Con una llave tamaño 24 mm se eleva la pieza tuerca de elevación hasta la altura deseada y luego se enrosca la tuerca hexagonal reducida para hacer de contratuerca y bloquear el conjunto elevador.

Nota: En el software de la sensorización se visualizará en tiempo real las variaciones de fuerza mientras se sube o se baja la elongación del muelle así que se puede afinar el valor de la carga mientras se manipula el elevador de los muelles.

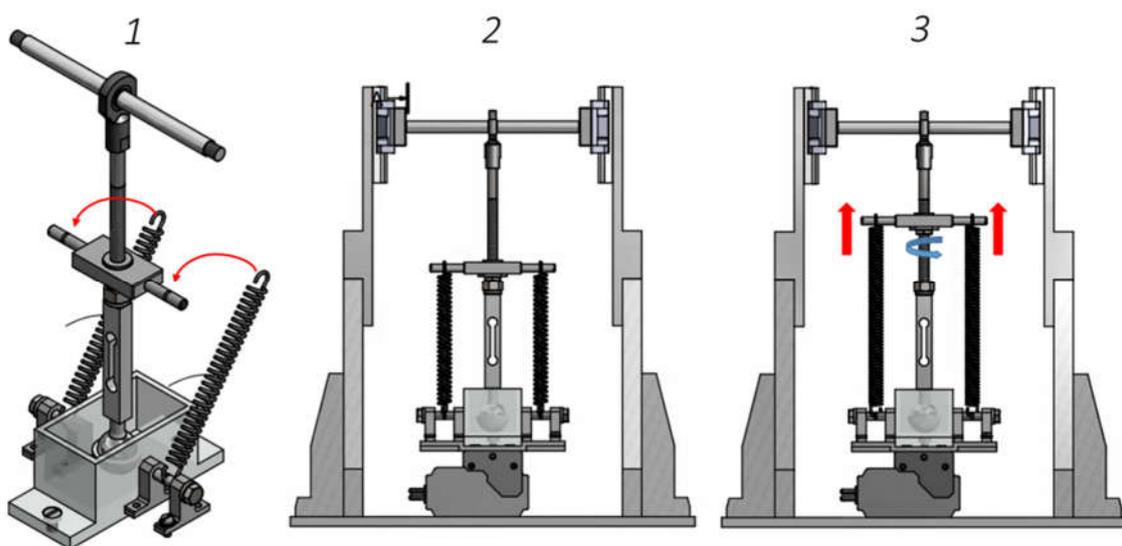


Figura 40: Pasos para aplicar la carga con los muelles de tracción

Una vez realizados los ensayos si se quiere descargar completamente y desmontar el simulador hay que mandar la mesa a la posición reposo con el software del controlador y luego repetir los pasos pero de forma inversa.

7.2. MONTAJE DEL MOTOR LINEAL Y AJUSTE DEL CONTROLADOR Y SOFTWARE

El motor lineal modelo LESH25RJ-100 que se selección y que se pudo probar viene con los siguientes componentes:

- LEC6PD-LESH25LK-100: Controlador de 64 posiciones para motor lineal paso a paso.
- LE-CP-3: Cable conexión motor-controlador. 3 metros.
- LEC-CN5-1: Cable de entradas y salidas para conexión a un PLC. Opcional.
- LEC-W2: Kit de programación con el software y cable de conexión PC-Controlador.

Conexión de cables:

El controlador tiene las siguientes conexiones:

- CN1: Enchufe de alimentación. Donde se conecta la fuente de alimentación a 24 V de corriente continua. Las instrucciones del cableado del conector de alimentación están disponibles en la página 73 del catálogo de motor lineal LESH25RJ-100 de la marca SMC (referenciado en bibliografía).
- CN2 y CN3: enchufes de comunicación del motor al controlador.
- CN4: Enchufe de comunicación del controlador al PC
- CN5: Enchufe de entradas y salidas en caso de utilizar un PLC. El cableado de las entradas y salidas del conector a PLC también viene detallado en la misma página del catálogo.

Para hacer el conexionado de los cables entre el controlador, el PC y el motor hay que seguir las instrucciones de la figura 41:

1. Conectar el cable de la fuente de alimentación a CN1. (No encender la fuente hasta no tener todas las conexiones enchufadas)
2. Unir los dos cables del motor lineal con las dos tomas del cable LE-CP-3 y este enchufarlo a CN2 y CN3.
3. Enchufar el cable de conexión controlador-PC en CN3 y en el puerto USB del PC.
4. Si se utiliza un PLC en vez de un PC, no conectar nada en CN3 y utilizar el cable de entradas y salidas conectándolo a CN4 con su correspondiente cableado.

Con la fuente de alimentación encendida e instalado el software ya se puede empezar a programar el controlador.

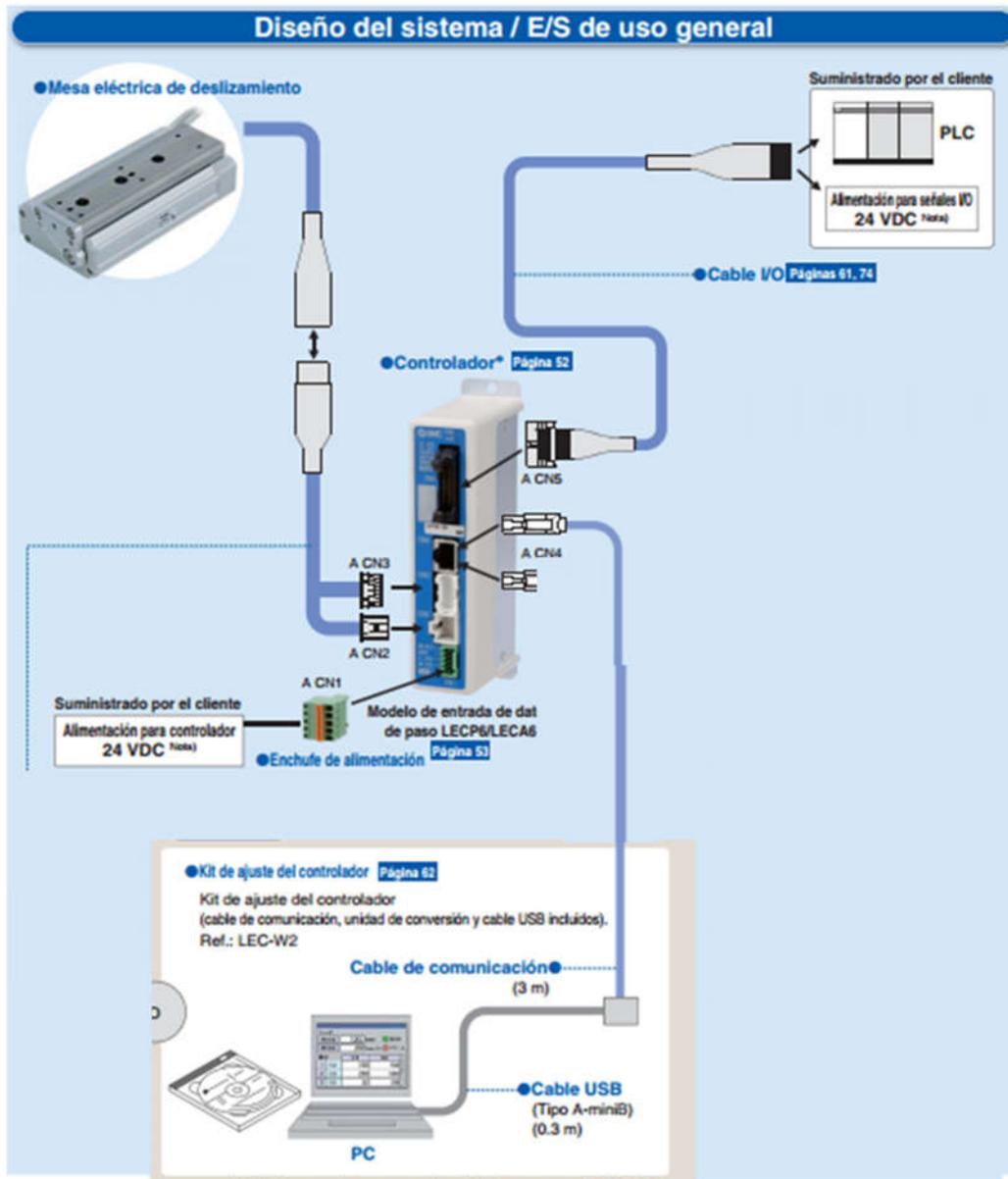


Figura 41: Instrucciones para el conexionado de los cables entre el motor, el controlador y el PC. (Catálogo SMC)

Configuración del controlador y software:

El LECP6 es un controlador de entrada de datos de paso y con hasta 64 posiciones de movimiento. Cada posición de movimiento programada define una posición en el espacio a la que va a llegar la mesa del motor, con una velocidad y una aceleración.

Después de haber probado una muestra del producto se llega a la conclusión de que no es posible reproducir la cinemática de la onda cosenoidal como se ha explicado en el apartado 5.1. Si se quiere simular ambos movimientos propuestos en el análisis cinemáticos conviene buscar otro modelo de motor lineal y controlador que lo permita.

Como conexionado y la interfaz de otros modelos de controlador de la misma marca son similares o iguales al que se ha expuesto aquí, en el caso que se decida utilizar el modelo de controlador seleccionado y probado en este trabajo u otro alternativo, deberán seguirse las instrucciones que van a exponerse.

A continuación cómo configurar el software y programar los patrones de movimiento.

1. Instalar el programa ACTController que viene con el kit de configuración.
2. Ejecutarlo y seleccionar la opción *Normal Mode*.
3. Seleccionar el botón *Test mode* en la barra superior a la derecha. Figura 42.
4. Una vez en este modo, ir a la barra de herramientas y en *View*, pulsar *Teaching*. Figura 42.
5. La consola *Teaching* permite mover el motor lineal a una posición en concreto de forma manual. Figura 43.
6. Se envía el mecanismo a la que será la situación reposo. Es decir, la barra vástago a 90° sobre la mesa. Marcar 25 en la casilla *Move distance* y pulsar el símbolo +. El motor moverá la mesa hasta la posición 25 mm. Figura 43.

Nota: Las coordenadas relativas del desplazamiento en X del simulador van desde -0.25 a 0,25 m. No obstante en el motor lineal el desplazamiento va desde la posición 0 a 0,100 m. Por tanto, -0,25 m equivale a la posición 0 mm y 0,25 m a la posición 50 mm.

7. Una vez en situación reposo se puede hacer el montaje de la carga. Apartado 7.1.
8. A la izquierda se ve una tabla que está vacía. Aquí se definen las posiciones. Figura 44. Para la cinemática de onda trapezoidal las posiciones que se tiene que definir son las siguientes:

Onda hexagonal

Pos. No	Move M	Speed mm/s	Position (mm)	Accel mm/s ²	Decel mm/s ²
0	Absolute	135	50	5000	5000
1	Absolute	135	0	5000	5000

Tabla 6: Definición de los parámetros a introducir en el software del controlador para generar la cinemática de onda trapezoidal.

Introduce los valores de la cinemática a ensayar en la tabla de la figura 44.

9. Una vez se han introducido los datos de una de las cinemáticas pulsar en la parte superior derecha de la tabla *DOWNLOAD LE-PC* para enviar el programa al controlador. Se ve como carga una barra. Esperar a que se complete.
10. Ir a *view* y seleccionar la opción *drive test*. Aquí se mandan las instrucciones del programa al motor. Figura 45.
11. Pulse *Add* para añadir una orden de posición. Y luego otra vez *Add* para añadir otra. En este caso se añade la posición 0 primero y luego la posición 1. Puede añadir tantas veces como quiera la secuencia posición 0 y 1 o si se prefiere después de añadir ambas posiciones puede incorporar un *Jump* (*Add* y luego *Jump*). Esto es un bucle. La secuencia de posiciones se repite infinitamente.

12. Cuando esté el comando de posiciones del programa pulse **GO** para iniciar. El mecanismo simulador empezará a moverse tal y como lo ha programado. Cuando se necesite parar pulse **STOP**. Y si se quiere que vuelva a la posición inicial, 0 mm, pulsar **RTN ORIG**.
13. Cuando haya finalizado el ensayo y haya que quitar los muelles o cambiarlos de altura hay que recordar enviar al motor a la posición reposo. Volver a punto 5 y 6 de las instrucciones.

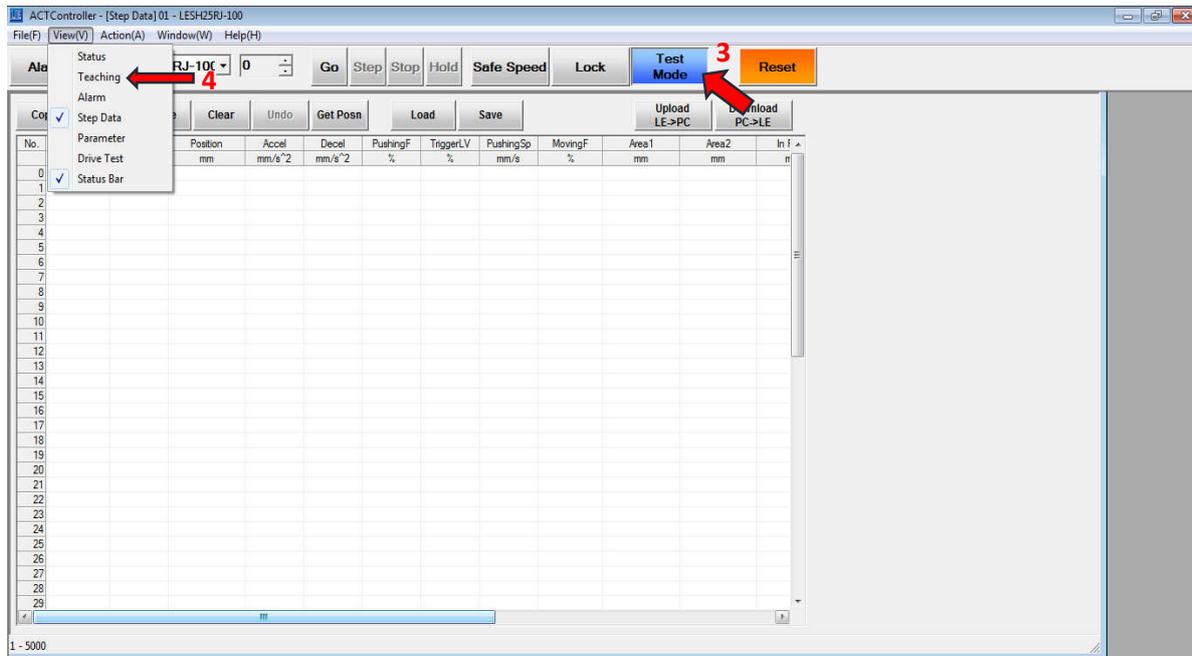


Figura 42: Interfaz general del software del controlador.

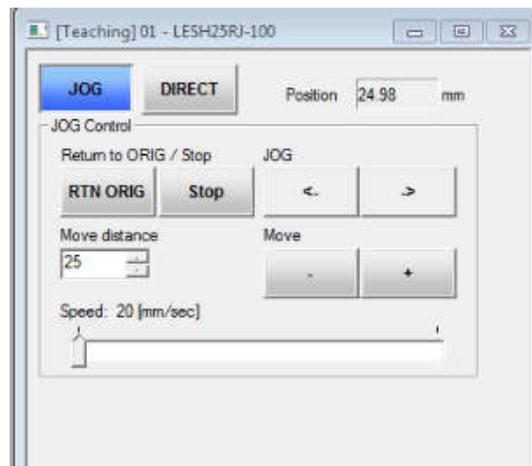


Figura 43: Opción *teaching* para control manual de la posición.

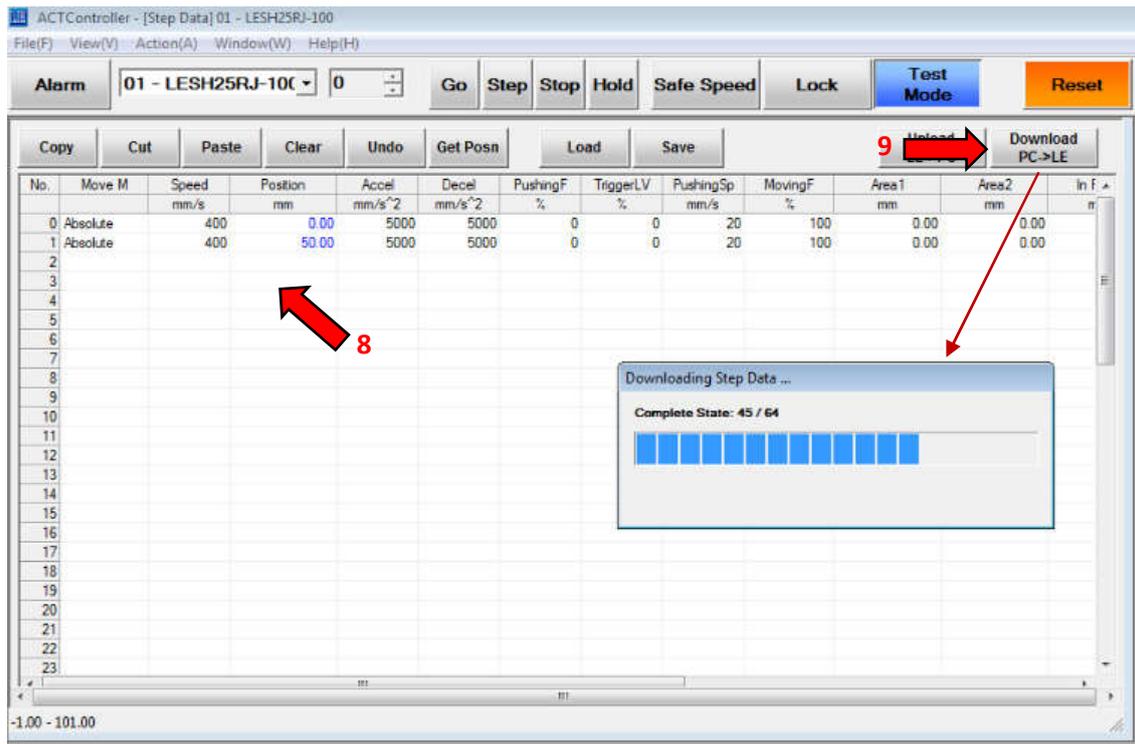


Figura 44: Interfaz de la tabla de posiciones y carga del programa al controlador.

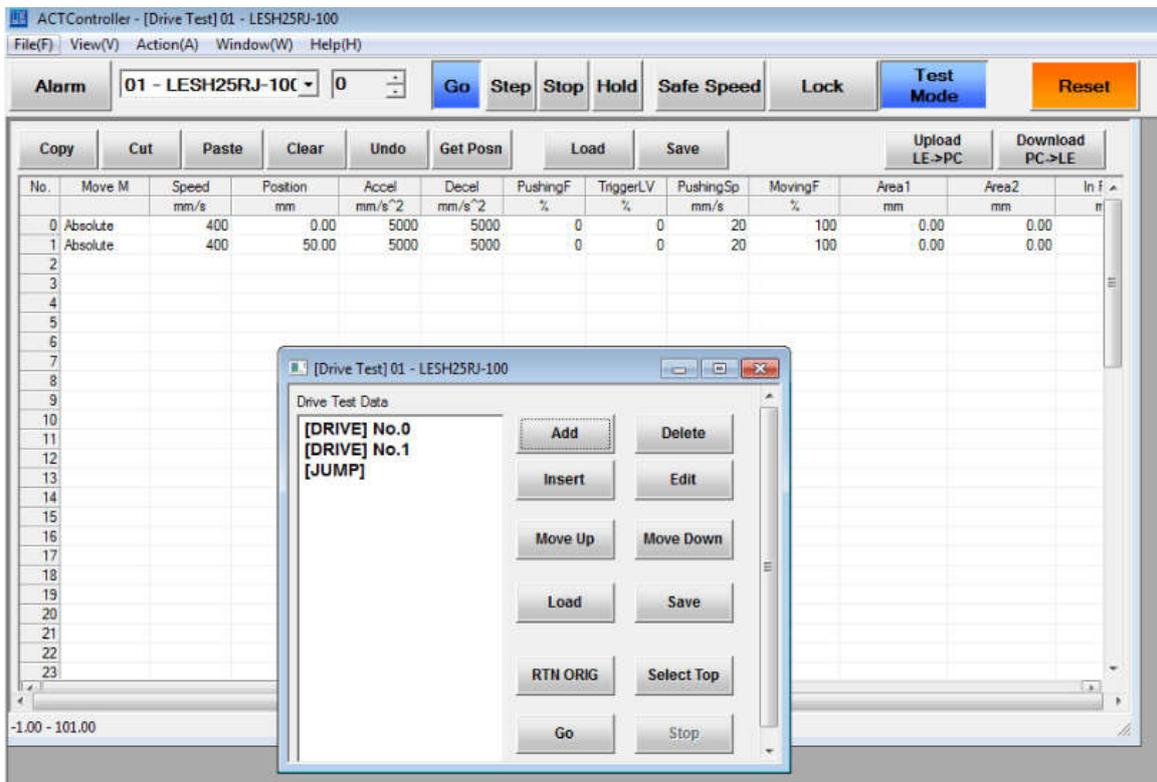


Figura 45: Interfaz del modo Drive test para la programación de la secuencia de movimientos.

8. CONCLUSIÓN

En este trabajo se ha diseñado un simulador para el movimiento de flexión-extensión de prótesis de cadera para el estudio, a partir de ensayos, de los mecanismos de desgaste que sufren los pares protésicos metal-metal.

Se han definido los parámetros diseño y se ha realizado un análisis cinemático y dinámico del mecanismo. Posteriormente se han seleccionado y dimensionado los componentes del simulador y por último se han detallado las operaciones de montaje y uso del mismo.

Queda para el futuro encontrar un modelo de motor lineal y controlador que permita simular movimientos senoidales.

En resumen, el Trabajo Final de Master ha resuelto los objetivos planteados al principio y el simulador queda preparado para su construcción y puesta en marcha.

9. BIBLIOGRAFÍA

- Narayan, R. (2009). *Biomedical Materials*. USA. Springer
- Medlej J. *Human Anatomy Fundamentals*. 2015. Consultado el 10 de mayo del 2016. Disponible en: <http://design.tutsplus.com/series/human-anatomy-fundamentals--cms-724>
- Paul, J.P. (1971) *Load Actions on the Human Femur in Walking and Some Resultant Stresses*. *Experimental Mechanics* 11(3), 121–127.
- BARÚA, C.N. (2011). *Panorama en cuanto al uso de prótesis total de cadera en los hospitales del IPS y clínicas: Elaboración de directrices*. Tesis doctoral, Facultad Politécnica, Universidad Nacional de Asunción.
- GANDIA, A. (2014). *Diseño de un simulador de cadera para el estudio biomecánico del movimiento flexión-extensión del comportamiento de las prótesis articulares metal-metal*. Trabajo Final de Grado. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universitat Politècnica de València.
- ZIMMER. *Cadera, Sistema acetabular continuum*. (s.f). Consultado el 15 de julio del 2016. Disponible en <http://www.zimmer.com/es-ES/hcp/hip/product/continuum-acetabular-system.aspx>
- Sin, J. R. (2015). *Investigation of the corrosion and tribocorrosion behaviour of metallic biomaterials*. Tesis Doctoral. Luleå University of Technology.
- Kareem, M. (2012). *Estudio del comportamiento frente a tribocorrosión de aleaciones biomédicas de titanio en electrolitos que simulan el suero humano mediante técnicas electroquímicas*. Tesis de Máster. Universitat Politècnica de València.
- Igual, A.N., (2011). *Ensayos de Tribocorrosión en materiales y recubrimientos en condiciones de comportamiento combinada corrosión-desgaste*. Grupo de Ingeniería Electroquímica y Corrosión. Universitat Politècnica de València.
- ENDOLAB *Hip Joint Prostheses*. (s.f). Consultado el 15 de julio del 2016. Disponible en http://www.endolab.org/content_category_overview.asp?sid=201
- SMC Pneumatics. Catálogo comercial *Mesas eléctricas de deslizamiento*. Consultado el 20 de Julio de 2016. Disponible en: https://content2.smcetech.com/pdf/LES-E_ES.pdf
- SKF. Catálogo técnico *spherical plain bearings and rod ends*. Consultado el 20 de julio del 2016. Disponible en: http://www.skf.com/binary/76-122020/6116_1-EN.pdf

- SCHAEFFLER. Catálogo técnico Sistemas de guiado lineal con recirculación de bolas. Consultado el 20 de julio del 2016. Disponible en: <http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br/KUVE..-B?lang=es>

Trabajo Final de Máster en Ingeniería Industrial

PRESUPUESTO

**DISEÑO DE UN SIMULADOR DEL MOVIMIENTO FLEXIÓN-
EXTENSIÓN DE UNA PRÓTESIS DE CADERA**

Arnau Gandia Montes

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1. PRESUPUESTO POR PARTIDAS	3
2. RESUMEN PRESUPUESTO	6

1. PRESUPUESTO POR PARTIDAS

PARTIDA 1:	DESARROLLO DEL TFM			
Concepto	Cantidad	Uds.	Precio unitario	Total
<i>Estudio, análisis y diseño del simulador</i>	180	h	50 €/h	9.000,00 €
<i>Documentación y realización de informes</i>	80	h	25 €/h	2.000,00 €
<i>Realización de planos</i>	40	h	50 €/h	2.000,00 €
<i>Amortización ordenador portátil TOSHIBA</i>	300	h	0,15 €/h	45,00 €
<i>Amortización Programa Autodesk Inventor (Vida útil 4 años, a 2000h/año)</i>	40	h	1 €/h	40,00 €
<i>Amortización licencia Autodesk Inventor 2014 (Vida útil 1 año a 2000h/año)</i>	40	h	0,6 €/h	24,00 €
<i>Amortización licencia Microsoft Office 2013 (Vida útil 1 año a 2000h/año)</i>	80	h	0,06 €/h	4,80 €
<i>Material de oficina y reprografía</i>	1		100 €	100,00 €
			SUBTOTAL	13.213,80 €
			<i>Costes indirectos</i>	2% 264,28 €
			TOTAL PARTIDA 1	13.478,08 €

PARTIDA 2:**EL SIMULADOR****PARTIDA 2.1: SISTEMA ESTRUCTURA**

Concepto	Cantidad	Uds.	Precio unitario	Coste
Chapa aluminio 6082-T6 para la pieza Acople del pilar. Dim. 250x50x10 mm	0,3	Kg	5 €/Kg	1,50 €
Chapa acero S235JR para base de estructura dim. 400x420x10mm	13	Kg	2 €/Kg	26,00 €
Chapa aluminio 6082-T6 para la pieza Chapa unión. Dim. 50x50x15 mm	0,1	Kg	5 €/Kg	0,50 €
Sistema de guías lineales con recirculación de bolas. Ref: KUVE15-B marca INA	2		150 €/ud	300,00 €
Mecanizado de las piezas	8	h	35 €/h	280,00 €

Los precios incluyen corte de las chapas y tratamientos anticorrosión

SUBTOTAL **608,00 €**

Costes directos 5% 30,04 €

Incluye tornillería y otros elementos de unión

TOTAL **638,40 €**

PARTIDA 2.2: SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

Concepto	Cantidad	Uds.	Precio unitario	Coste
Motor eléctrico lineal. Ref. LESH25RK-100 marca SMC	1		914,33 €/ud	914,33 €
Controlador 64 posiciones para motor lineal. Ref. LECP6PD-LESH25RK-100 marca SMC	1		190 €/ud	190,00 €
Cable robótico conexión motor-controlador. Ref. LE-CP-3 marca SMC	1		106,2 €/ud	106,20 €
Kit de programación del controlador + Cable conexión controlador-PC. Ref. LEC-W2	1		313,2 €/ud	313,20 €
Chapa aluminio 6082-T6 para la pieza Chapa. Dim. 220x150x10 mm	0,9	Kg	5 €/Kg	4,50 €
Pieza de metacrilato. Cubo dim. 100x60 mm, altura 130 mm + Base 150x60 mm, espesor 5 mm	1		25 €/ud	25,00 €
4 Chapas acero S235JR para soportes inferior muelles. 50x40x10 mm	0,16	Kg	2 €/Kg	0,32 €

Barra acero S235JR diam. 15 mm y 100 mm de longitud para bulones soporte inferior muelle	0,14	Kg	2 € /ud	0,28 €
Mecanizado de las piezas	8	h	35 €/h	280,00 €

Los precios incluyen corte de las chapas y tratamientos anticorrosión

SUBTOTAL	1.833,83 €
Costes directos 5%	91,7 €
Incluye tornillería, otros elementos de unión	
TOTAL	1.925,53 €

PARTIDA 2.3: SISTEMA DE MOVIMIENTO

Concepto	Cantidad	Uds.	Precio unitario	Coste
Barra aluminio 6082-T6 para Barra vástago y Barra unión. Diam. 12mm y longitud 200mm.	0,1	Kg	5 €/kg	0,50 €
Tocho Acero S235JR diámetro 30 mm y altura 22 mm para pieza Tuerca elevadora	0,15	Kg	2 €/kg	0,30 €
Chapa acero S235JR para pieza Chapa elevadora. dim. 65x35x15 mm	0,3	Kg	2 €/kg	0,60 €
Barra acero S235JR diam. 10 mm y 100 mm de longitud para bulones soporte superior muelle	0,1	Kg	2 €/Kg	0,20 €
Barra aluminio 6082-T6 para Barra superior Diam. 12mm y longitud 210mm.	0,1	Kg	5 €/Kg	0,50 €
Tubo de aluminio 6082-T6 para pieza Casquillo separador. Diam. 12 mm espesor 1 mm, longitud 180 mm	0,05	Kg	3 €/Kg	0,15 €
Rótula con conexión rosca hembra. Ref. SI 10 E marca SKF	1		4 €/ud	4,00 €
Muelle tracción. Dext 14 mm. Dhilo 2 mm, longitud 120 mm k=0,30N/m	2		4,5 €/ud	9,00 €
Mecanizado de las piezas	8	h	35 €/h	280,00 €

Los precios incluyen corte de las chapas y tratamientos anticorrosión

SUBTOTAL	295,00 €
Costes directos 5%	14,75 €
Incluye tornillería, otros elementos de unión	
TOTAL	309,00€

PARTIDA 2.4: MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA

Concepto	Cantidad	Uds.	Precio unitario	Coste
Mecánico	10	h	40 €/h	400,00 €
			SUBTOTAL	400,00 €
			Costes indirectos 5%	20,00 €
			TOTAL	420,00 €

TOTAL PARTIDA 2

3.292,93 €

2. RESUMEN PRESUPUESTO

PARTIDA	TÍTULO	TOTAL
P1	Desarrollo TFM	13.478,08 €
P2	El simulador	
P2.1	Sist. Estructura	638,4 €
P2.2	Sist. Accionamiento	1.925,53 €
P2.3	Sist. Movimiento	309,0 €
P2.4	Montaje y puesta en marcha	420 €
		3.292,93 €
	PRESUPUESTO EJECUCIÓN MATERIAL	16771,01 €
	IVA 21%	3.521,91 €
	PRESUPUESTO EJECUCIÓN	20.292,92 €

Asciende el presupuesto a la expresada cantidad de:

VEINTE MIL DOSCIENTOS NOVENTA Y DOS EUROS CON NOVENTA Y DOS CÉNTIMOS

5 de Septiembre del 2016

Trabajo Final de Máster en Ingeniería Industrial

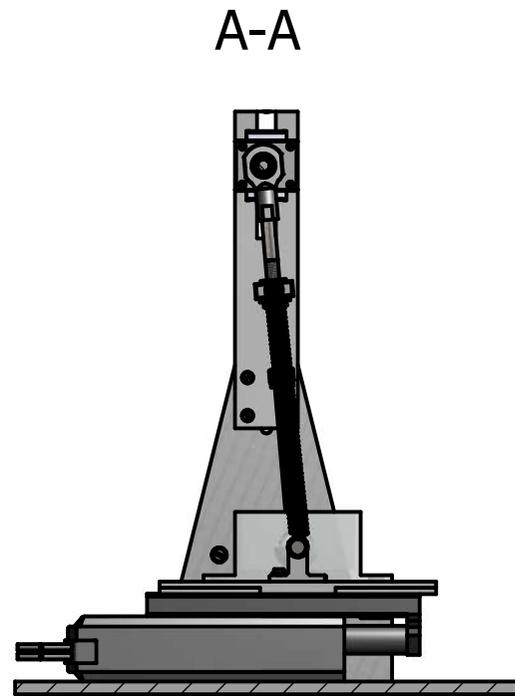
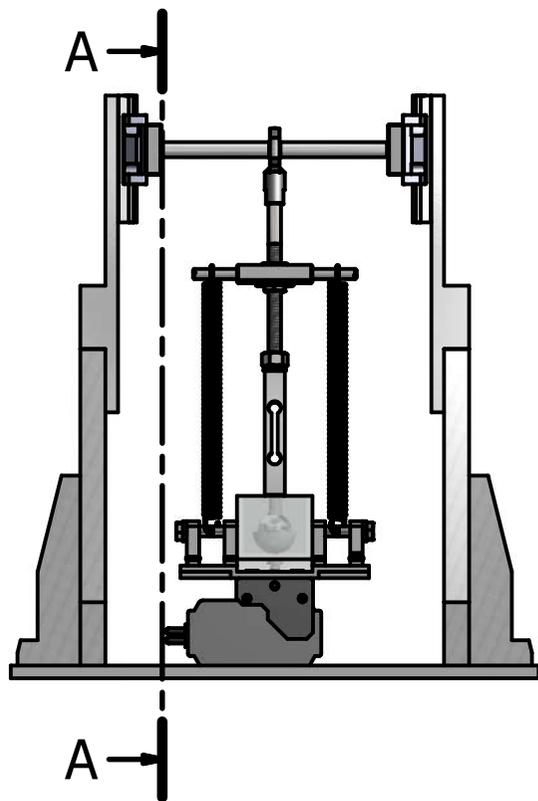
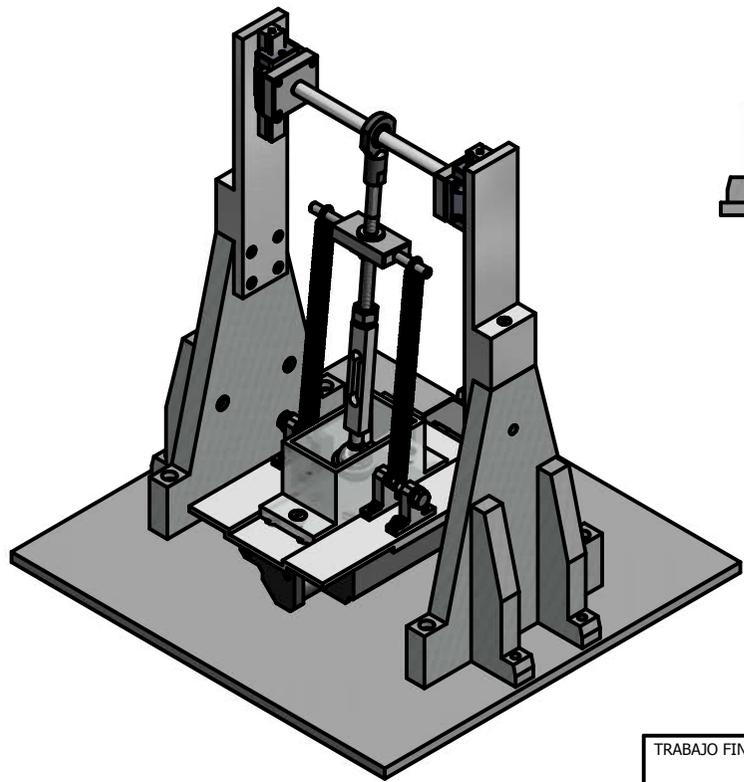
PLANOS

**DISEÑO DE UN SIMULADOR DEL MOVIMIENTO FLEXIÓN-
EXTENSIÓN DE UNA PRÓTESIS DE CADERA**

Arnau Gandia Montes

ÍNDICE DE PLANOS

01. VISTA GENERAL
02. COTAS GENERALES
03. DESPIECE GENERAL
04. SISTEMA ESTRUCTURA
05. SISTEMA ACCIONAMIENTO
06. SISTEMA MOVIMIENTO
07. BASE
08. PILAR
09. ACOPLER PTLAR
10. CHAPA UNIÓN
11. CHAPA
12. BULONES SOPORTE MUELLES
13. SOPORTE INFERIOR MUELLES
14. CELDA ELECTROQUÍMICA
15. BARRAS PRÓTESIS
16. ELEVADOR MUELLE
17. ARTICULACIÓN SUPERIOR



TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALÈNCIA

Título TFM:

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN
SIMULADOR DEL MOVIMIENTO
DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN
DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:

VISTA GENERAL

Autor:

Arnau Gandia Montes

Escala:

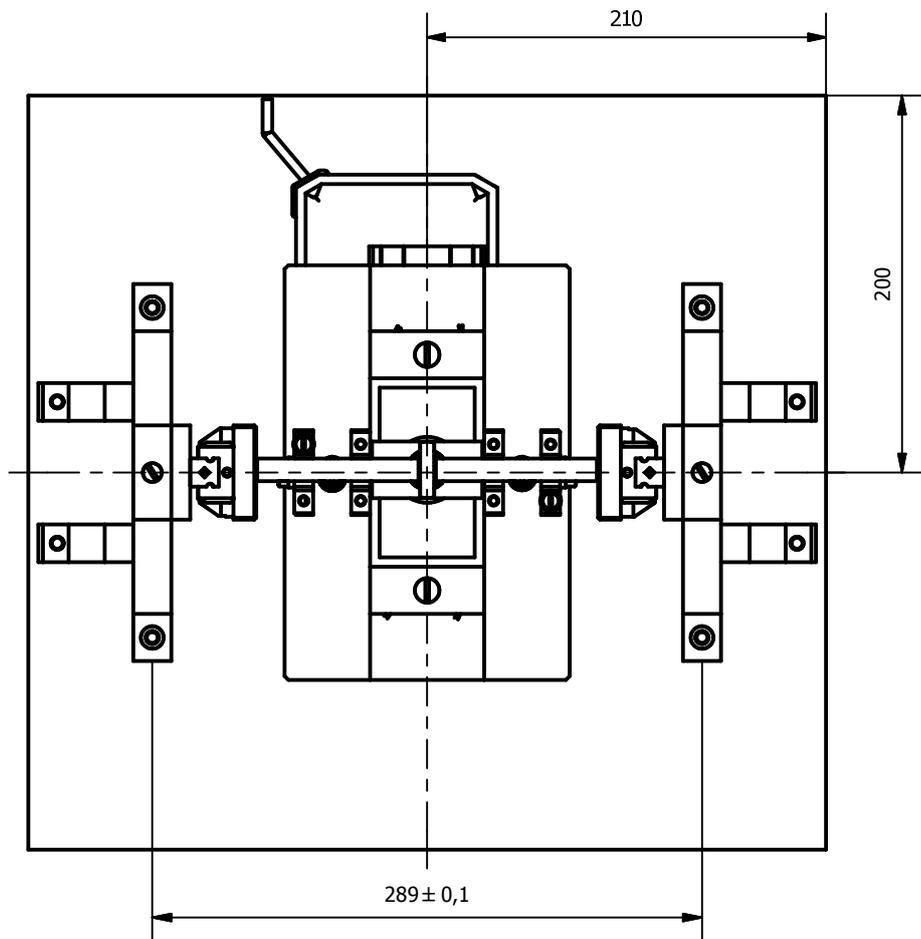
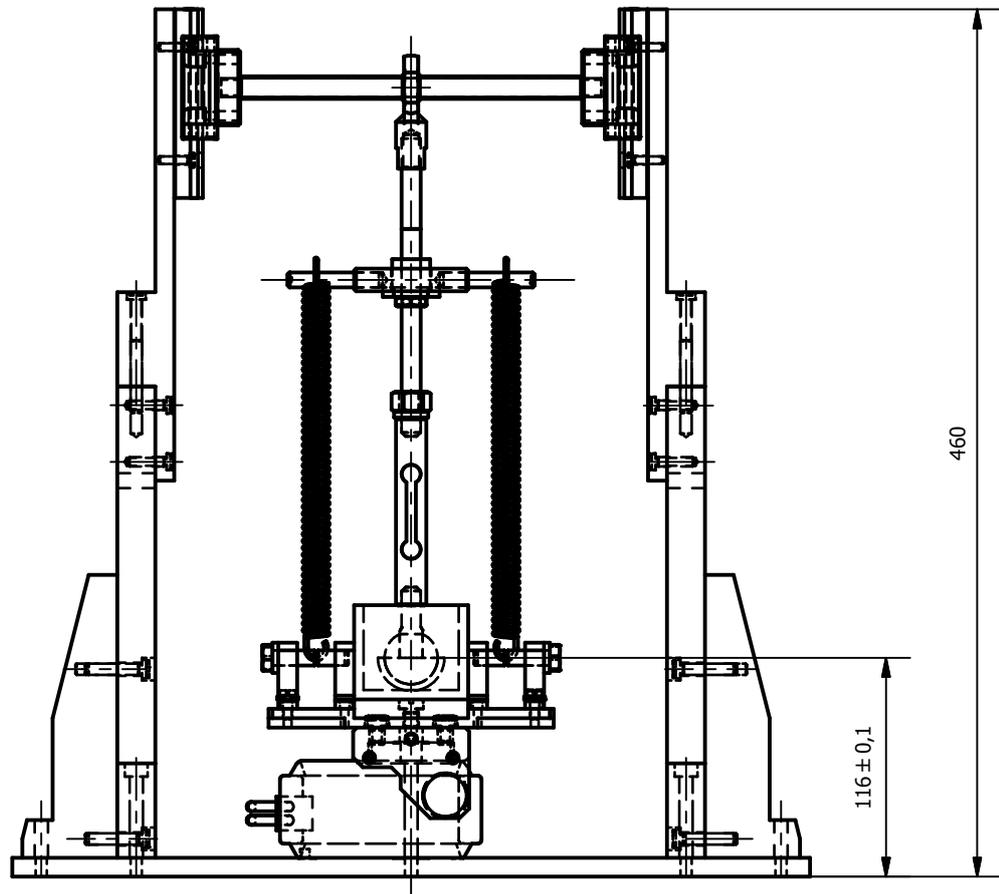
1:6

Un. dim. mm



Nº Plano:

01



Tolerancia general ± 1 mm

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

Título TFM:

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN
SIMULADOR DEL MOVIMIENTO
DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN
DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:

COTAS GENERALES

Autor:

Arnau Gandia Montes

Escala:

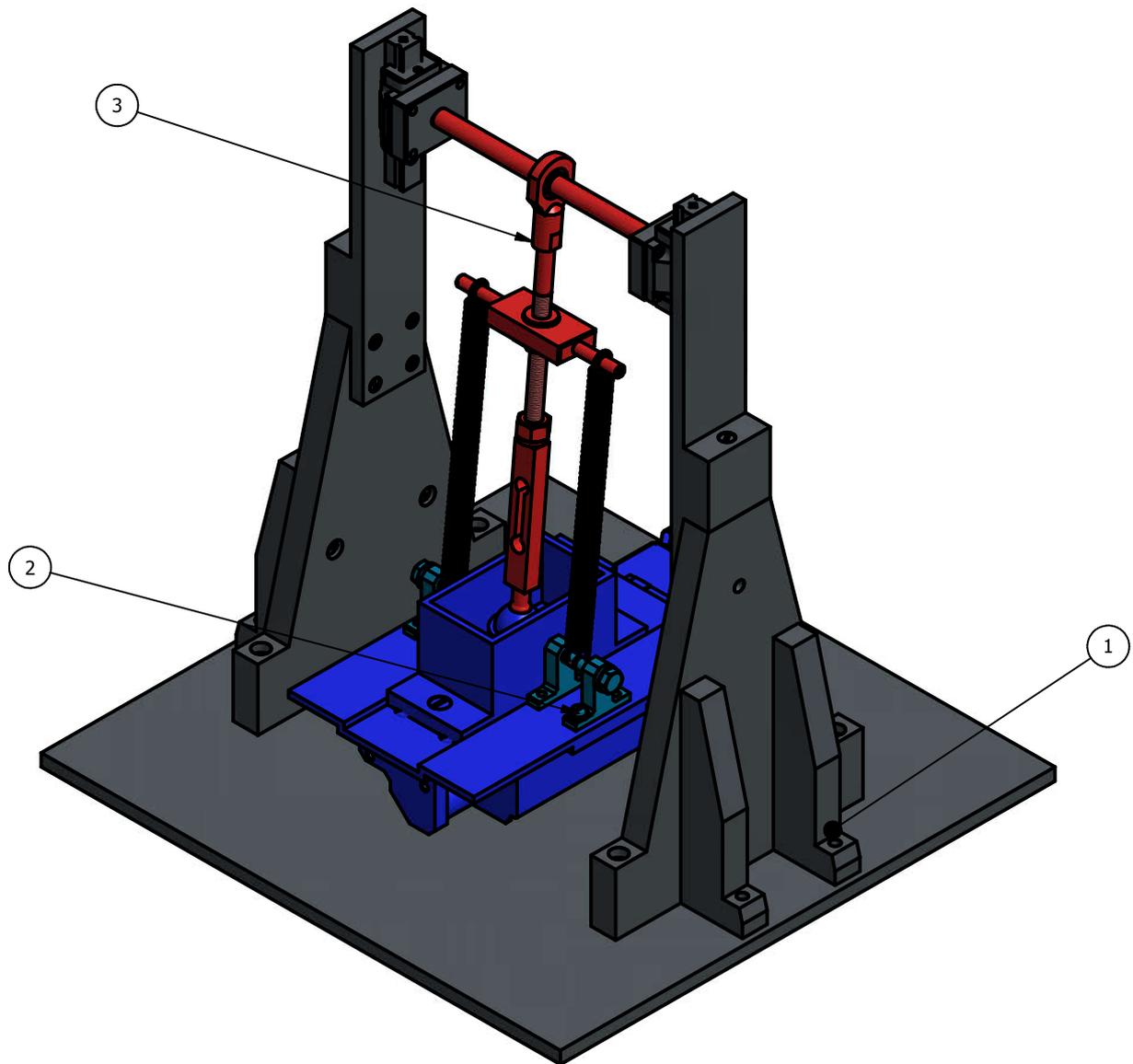
1:4

Un. dim. mm



Nº Plano:

02



LISTA DE PIEZAS				
ELEM.	CTDA	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	PLANO
1	1	ESTRUCTURA		04
2	1	SIST. ACCIONAMIENTO		05
3	1	SIST. MOVIMIENTO		06

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

Título TFM:

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN
SIMULADOR DEL MOVIMIENTO
DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN
DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:

DESPIECE GENERAL

Autor:

Arnau Gandia Montes

Escala:

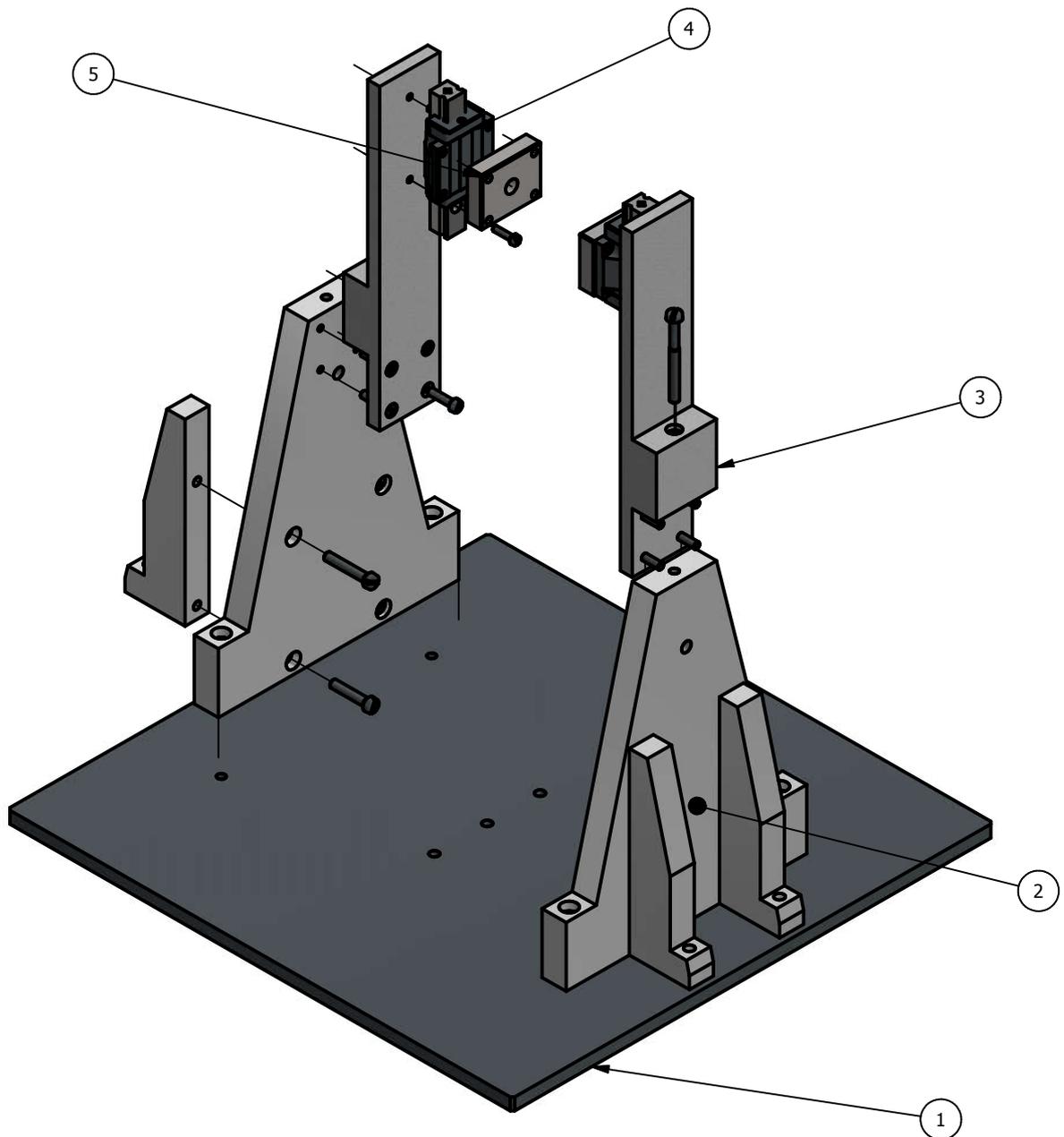
1:4

Un. dim. mm

Nº Plano:

03





LISTA DE PIEZAS

ELEM.	CTDA	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	PLANO
1	1	Base		07
2	2	Pilar		08
3	2	Acople Pilar		09
4	2	Guía lineal con recirculación de bolas	REF. KUVE15-B CARRIL 100 mm marca INA	
5	2	Chapa Unión		10

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Título TFM:

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN SIMULADOR DEL MOVIMIENTO DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:

SISTEMA ESTRUCTURA

Autor:

Arnau Gandia Montes

Escala:

1:4

Un. dim. mm

Nº Plano:

04

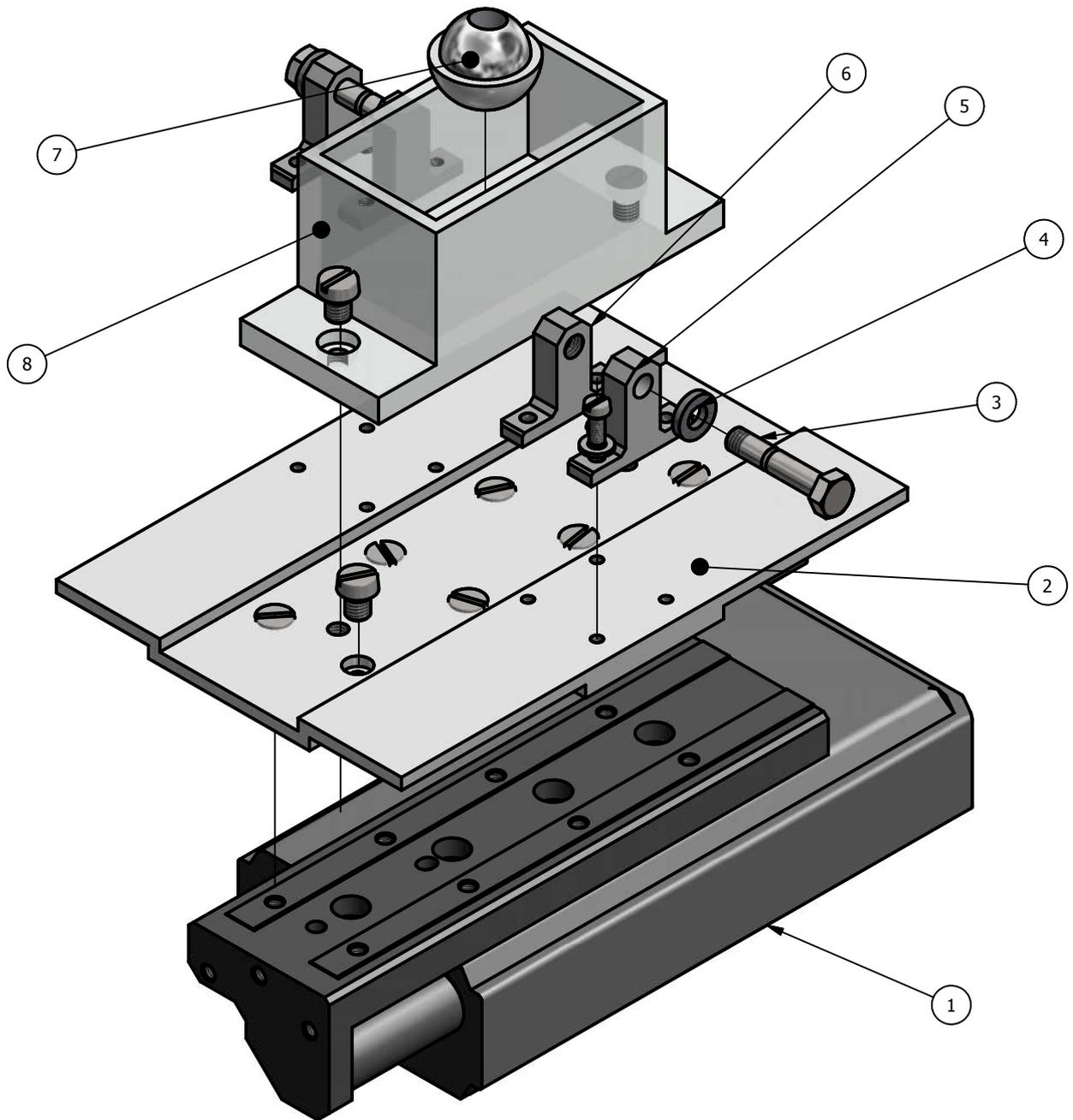


UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR INGENIEROS INDUSTRIALES VALENCIA





LISTA DE PIEZAS

ELEM.	CTDA	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	PLANO
1	1	Motor lineal	Ref. LESH25RK-100 Marca SMC	
2	1	Chapa		11
3	2	Bulón soporte inferior muelle		12
4	2	Arandela soporte inferior muelle	Arandela circular diámetro 8 mm	
5	2	Pilar soporte muelle interior		13
6	2	Pilar soporte muelle exterior		13
7	1	Par prótesis de cadera		
8	1	Celda electroquímica	Metacrilato	14

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Título TFM:

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN SIMULADOR DEL MOVIMIENTO DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:

SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

Autor:

Arnau Gandia Montes

Escala:

1:2

Un. dim. mm

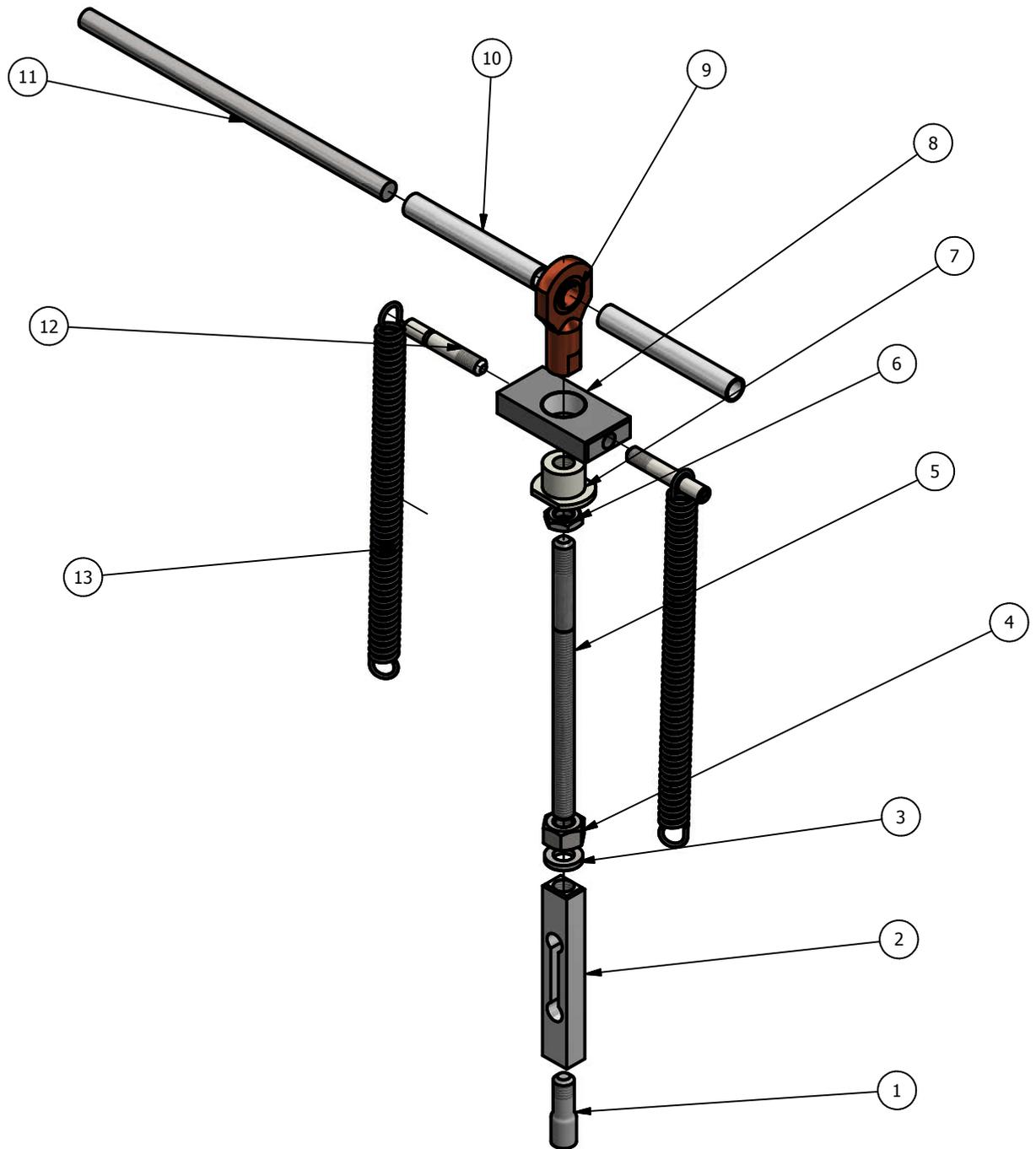
Nº Plano:

05



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR INGENIEROS INDUSTRIALES VALENCIA





LISTA DE PIEZAS

ELEM.	CTDA	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	PLANO
1	1	Barra unión prótesis		15
2	1	Célula de Carga		
3	1	Arandela Circular	Diámetro 10 mm	
4	1	Tuerca hexagonal	ISO 4032 - M10	
5	1	Barra vástago		15
6	1	Tuerca hexagonal estrecha	ISO 4035 - M10	
7	1	Tuerca elevadora		16
8	1	Chapa de elevación		16
9	1	Rótula	Ref. SI 10 E marca SKF	
10	2	Casquillo centrador		17
11	1	Barra superior		17
12	2	Bulón soporte sup. muelle		12
13	2	Muelle de tracción	Dext:14mm, Dhilo:2 mm, L0=120 mm, K=0.31N/m	

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Título TFM:

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN SIMULADOR DEL MOVIMIENTO DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:

SISTEMA DE MOVIMIENTO

Autor:

Arnau Gandia Montes

Escala:

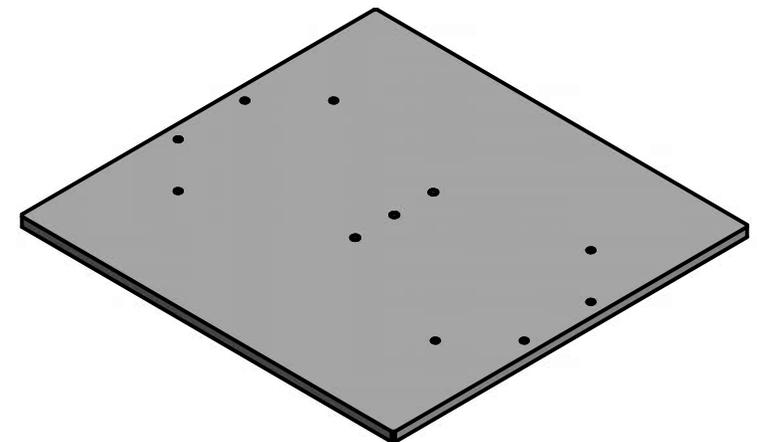
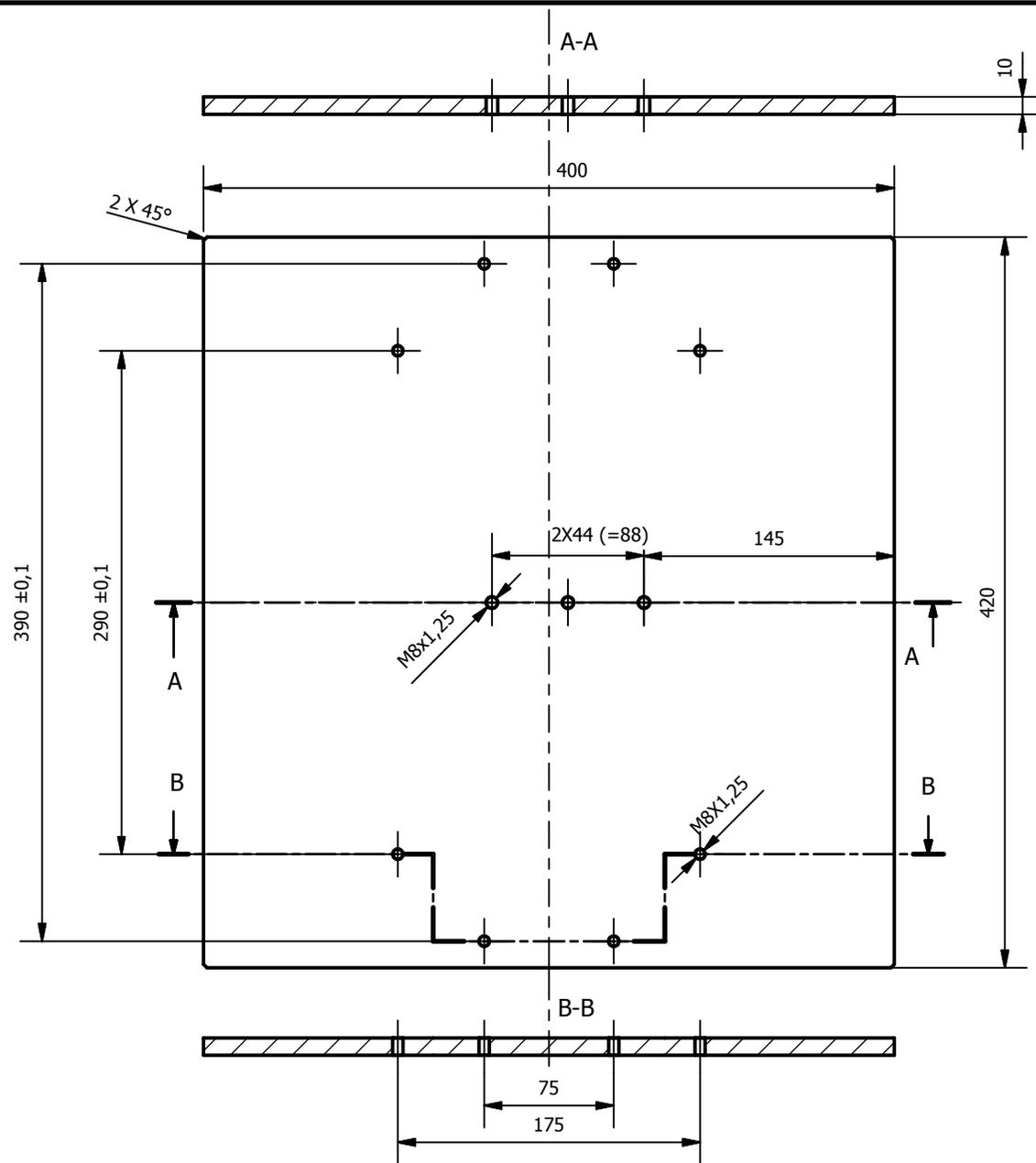
1:3

Un. dim. mm

Nº Plano:

06





		Tol. Generales UNE-EN 22768-1	
MATERIAL:	Acero S235JR	Desde	Tol.
TRATAMIENTO:	Lacado anticorr.	0,5 a 3	±0,1
ACABADO:	Matar aristas	3 a 6	±0,1
	rosca y Agujeros	6 a 30	±0,2
	6H	30 a 120	±0,3
	Rz 12,5	120 a 400	±0,5
		400 a 1000	±0,8

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALÈNCIA

Título TFM:

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN
SIMULADOR DEL MOVIMIENTO
DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN
DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:

BASE

Autor:

Arnau Gandia Montes

Escala:
1:4

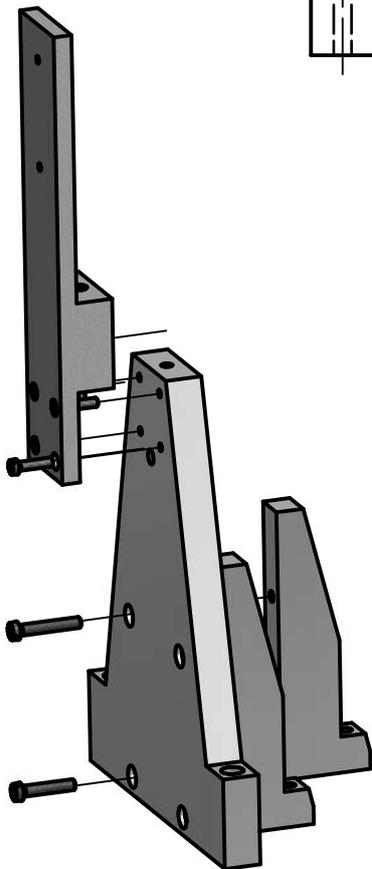
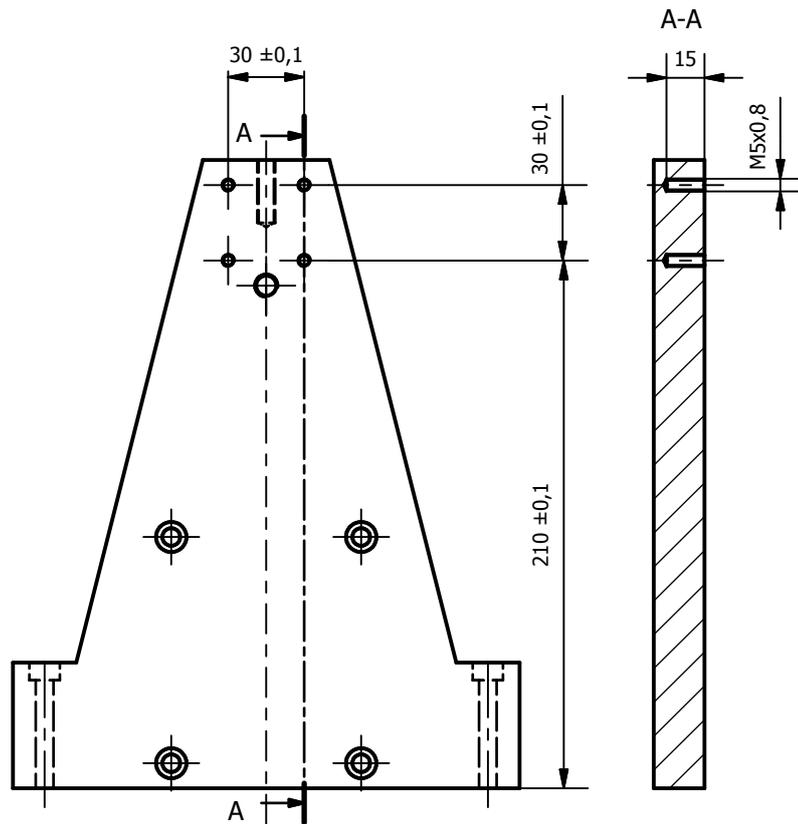
Un. dim. mm



Nº Plano:

07

Modificación de pieza ya existente
 Mecanizado de agujeros roscados para la unión del acople pilar (Plano 09)



Tol. Generales UNE-EN 22768-1	
Desde	Tol.
0,5 a 3	±0,1
3 a 6	±0,1
6 a 30	±0,2
30 a 120	±0,3
120 a 400	±0,5
400 a 1000	±0,8

Roscas y agujeros
6H

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Título TFM:

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN
 SIMULADOR DEL MOVIMIENTO
 DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN
 DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:

PILAR

Autor:

Arnau Gandia Montes

Escala:

1:3

Un. dim. mm

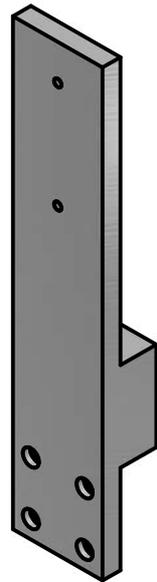
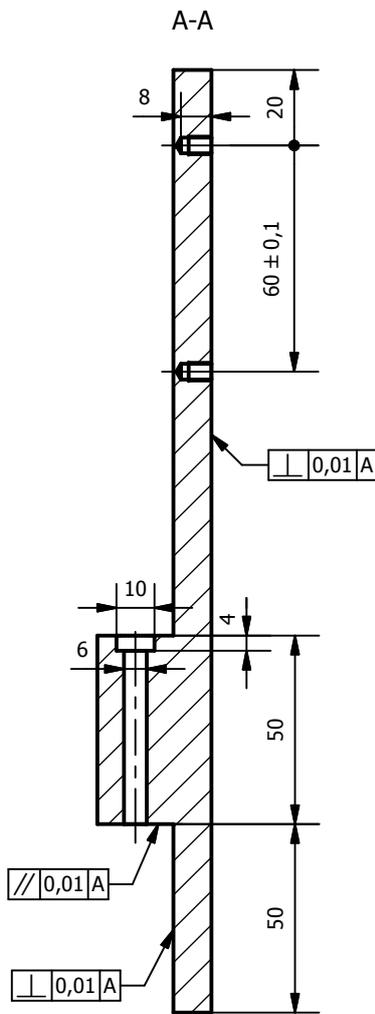
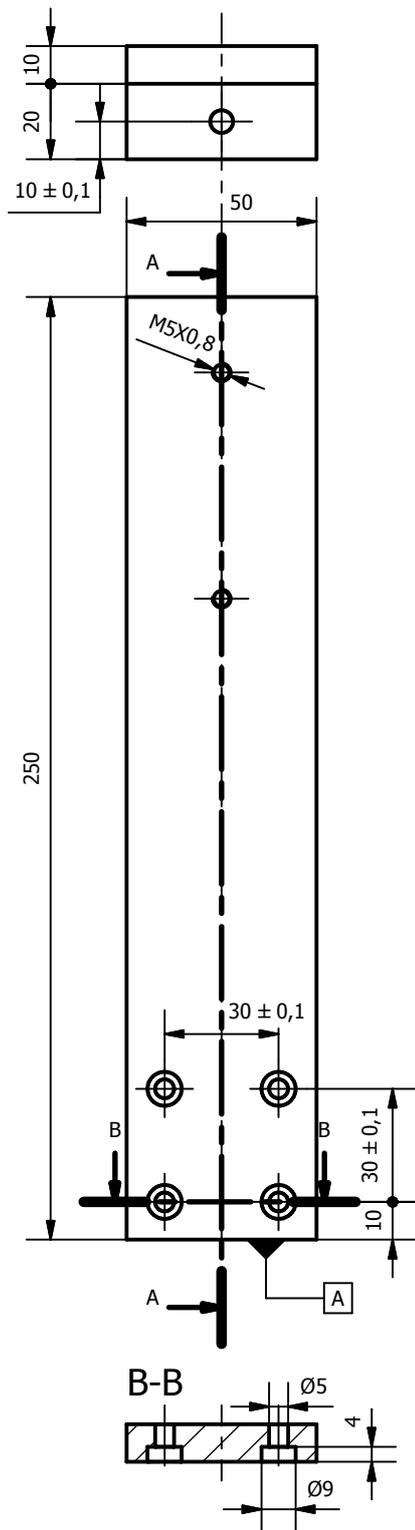
Nº Plano:

08



ESCUELA TÉCNICA
 SUPERIOR INGENIEROS
 INDUSTRIALES VALENCIA





		Tol. Generales UNE-EN 22768-1	
MATERIAL:	Aluminio 6082-T6	Desde	Tol.
TRATAMIENTO:	Anod. Natural	0,5 a 3	±0,1
ACABADO:	Matar aristas	3 a 6	±0,1
	Roscas y agujeros	6 a 30	±0,2
	6H	30 a 120	±0,3
	√ Rz 6,3	120 a 400	±0,5
		400 a 1000	±0,8

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Título TFM:

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN SIMULADOR DEL MOVIMIENTO DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:

ACOPLE PILAR

Autor:

Arnau Gandia Montes

Escala:

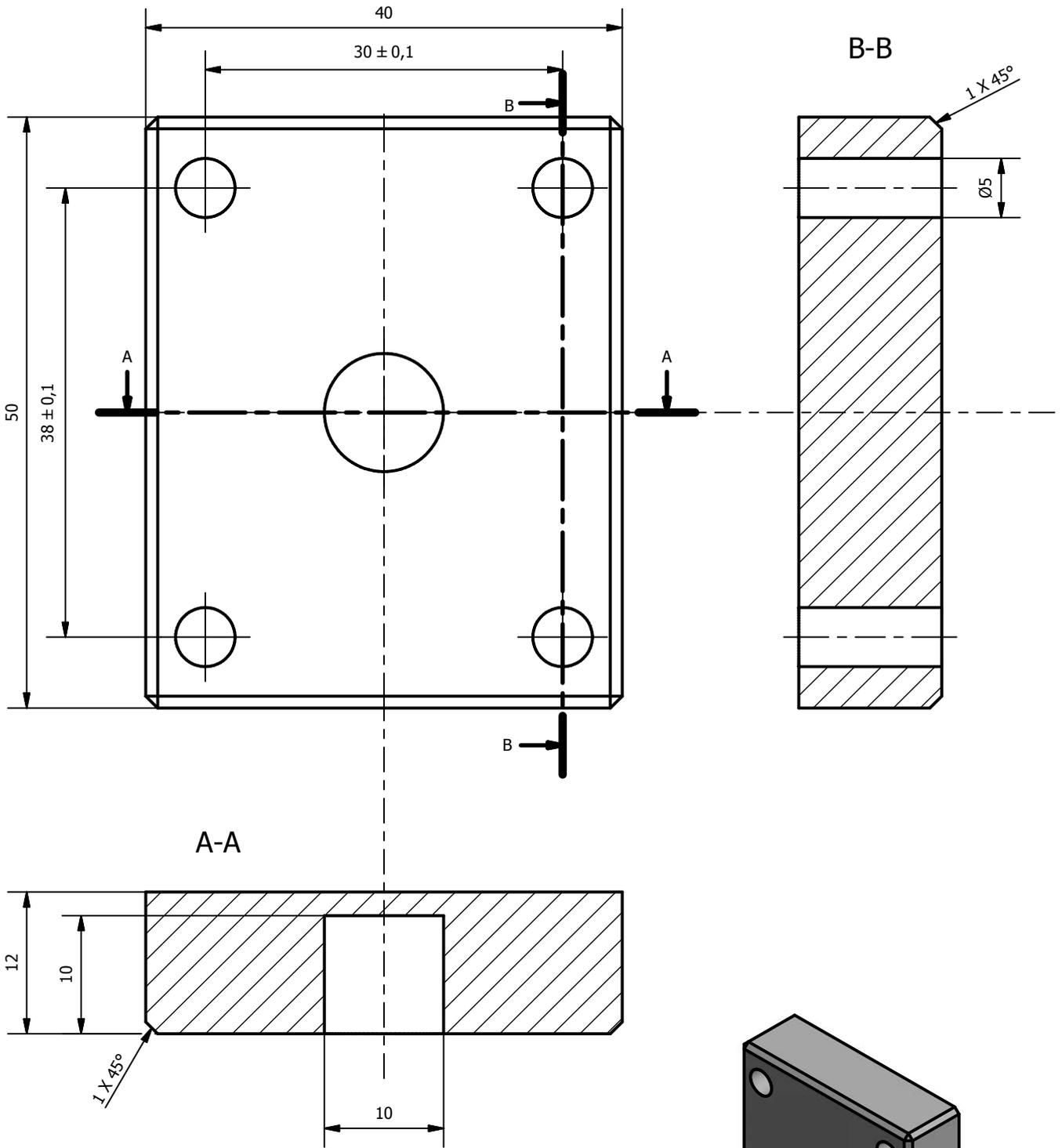
1:2

Un. dim. mm

Nº Plano:

09





Tol. Generales UNE-EN 22768-1	
Desde	Tol.
0,5 a 3	$\pm 0,1$
3 a 6	$\pm 0,1$
6 a 30	$\pm 0,2$
30 a 120	$\pm 0,3$
120 a 400	$\pm 0,5$
400 a 1000	$\pm 0,8$

MATERIAL:	Aluminio 6082-T6
TRATAMIENTO:	Anod. Natural
ACABADO:	Matar aristas
	Agujeros 6H
	$\sqrt{Rz\ 6,3}$

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Título TFM:
DISEÑO Y DESARROLLO DE UN SIMULADOR DEL MOVIMIENTO DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN DE PRÓTESIS DE CADERA

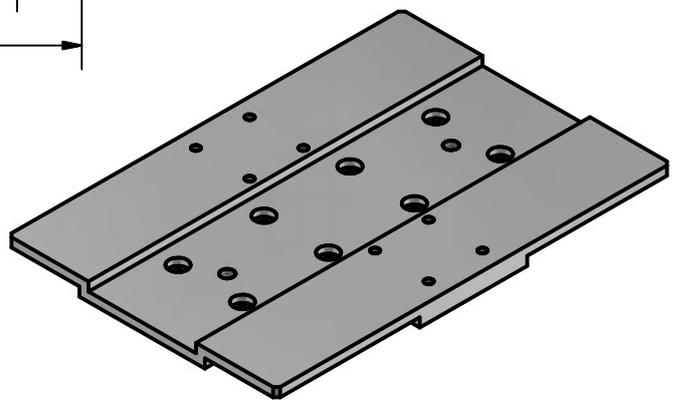
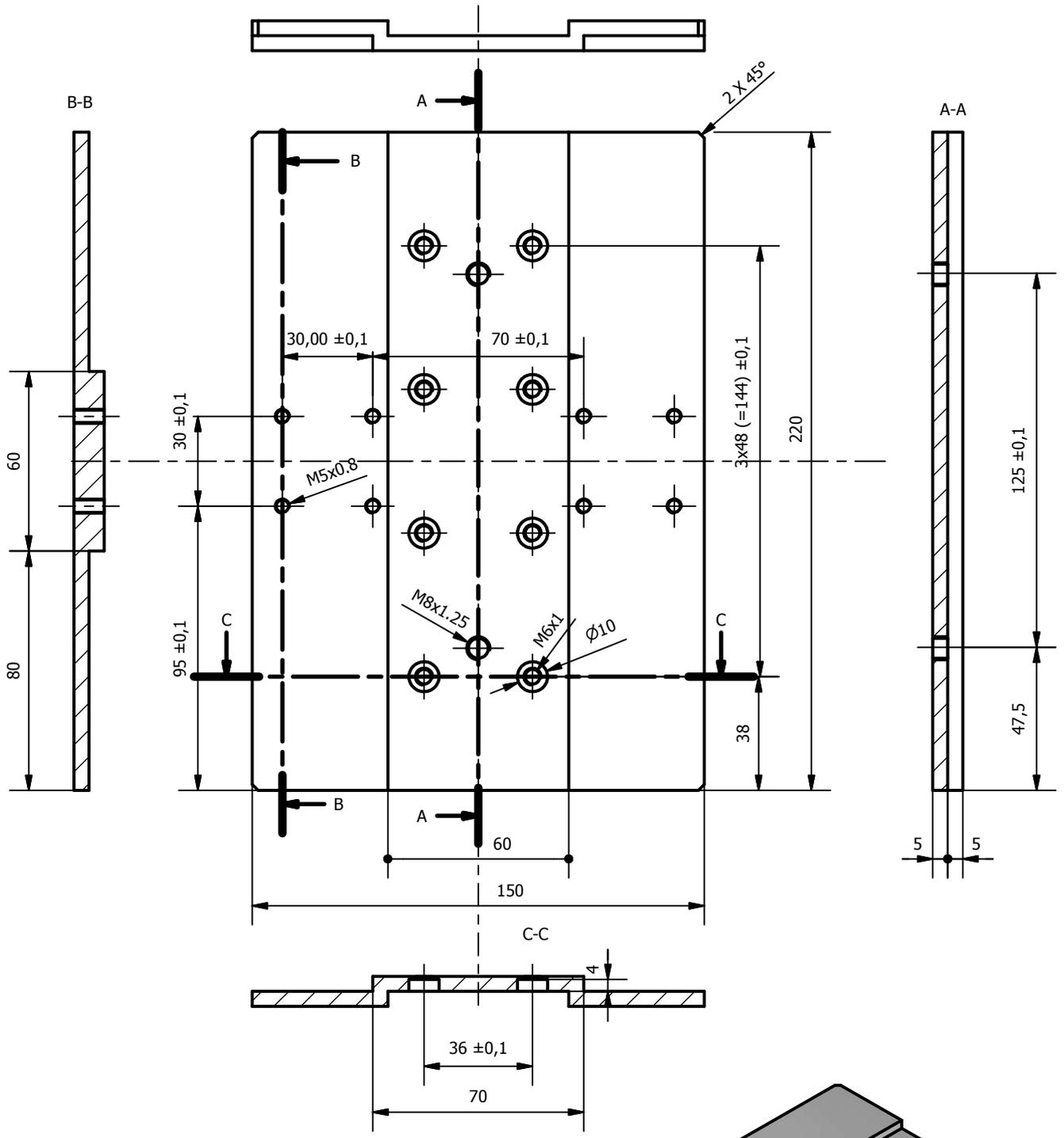
Nombre Plano:
CHAPA UNIÓN

Autor:
Arnau Gandia Montes

Escala:
2:1

Un. dim. mm

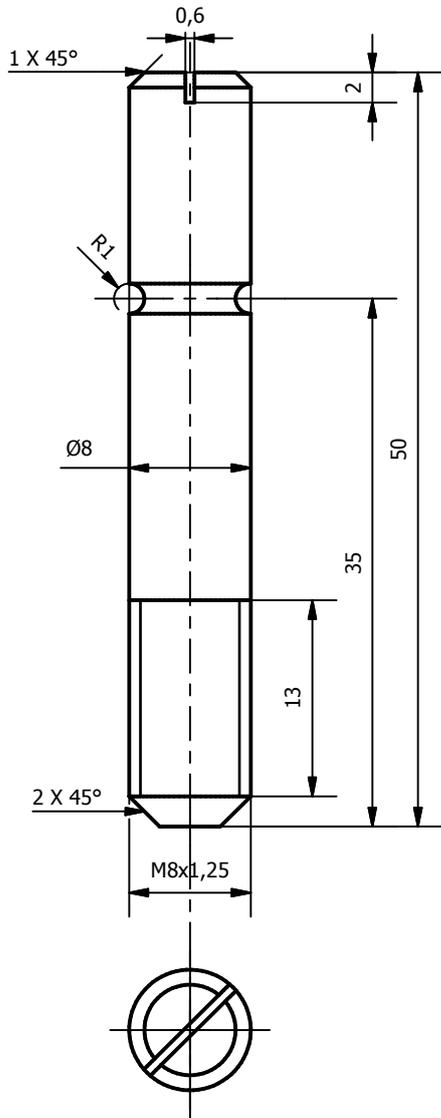
Nº Plano:
10



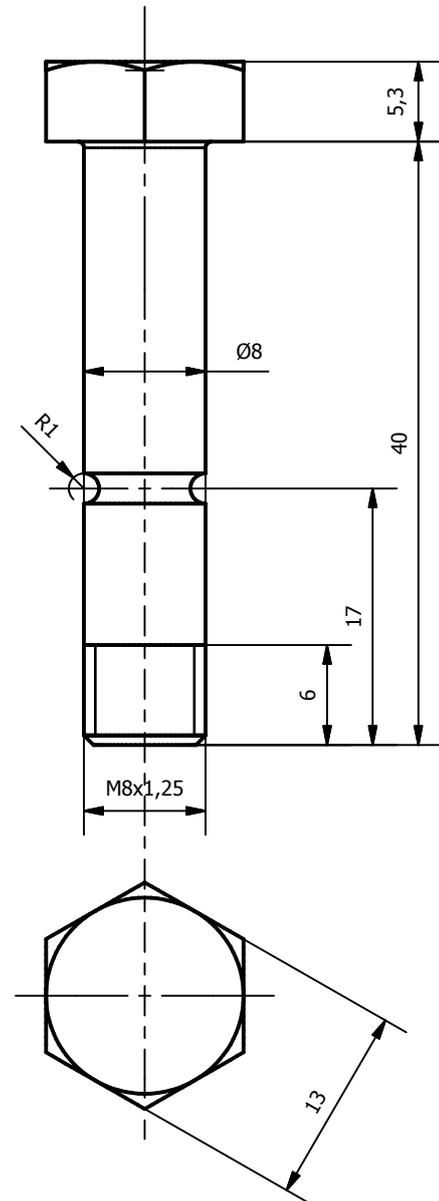
Tol. Generales UNE-EN 22768-1

		Desde	Tol.
MATERIAL:	Aluminio 6082-T6	0,5 a 3	±0,1
TRATAMIENTO:	Anod. Natural	3 a 6	±0,1
ACABADO:	Matar aristas	6 a 30	±0,2
	Rosca/agujeros 6H	30 a 120	±0,3
	√ Rz 6,3	120 a 400	±0,5
		400 a 1000	±0,8

BULÓN SOPORTE SUPERIOR MUELLE



BULÓN SOPORTE INFERIOR MUELLE



Tol. Generales UNE-EN 22768-m	
Desde	Tol.
0,5 a 3	±0,1
3 a 6	±0,1
6 a 30	±0,2
30 a 120	±0,3
120 a 400	±0,5
400 a 1000	±0,8

MATERIAL:	Acero S235JR
TRATAMIENTO:	Galvaniz.
ACABADO:	Ejes y roscas 6h/6g
	$\sqrt{Rz\ 6,3}$

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Título TFM:
DISEÑO Y DESARROLLO DE UN
SIMULADOR DEL MOVIMIENTO
DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN
DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:
BULONES SOPORTE MUELLES

Autor:
Arnau Gandia Montes

Escala:
2:1

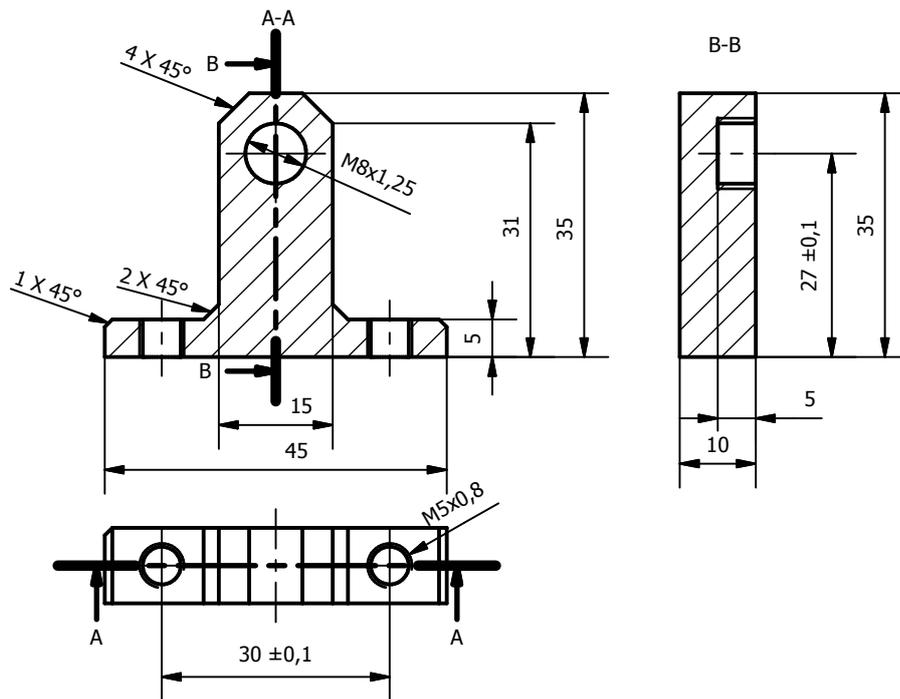
Un. dim. mm

Nº Plano:

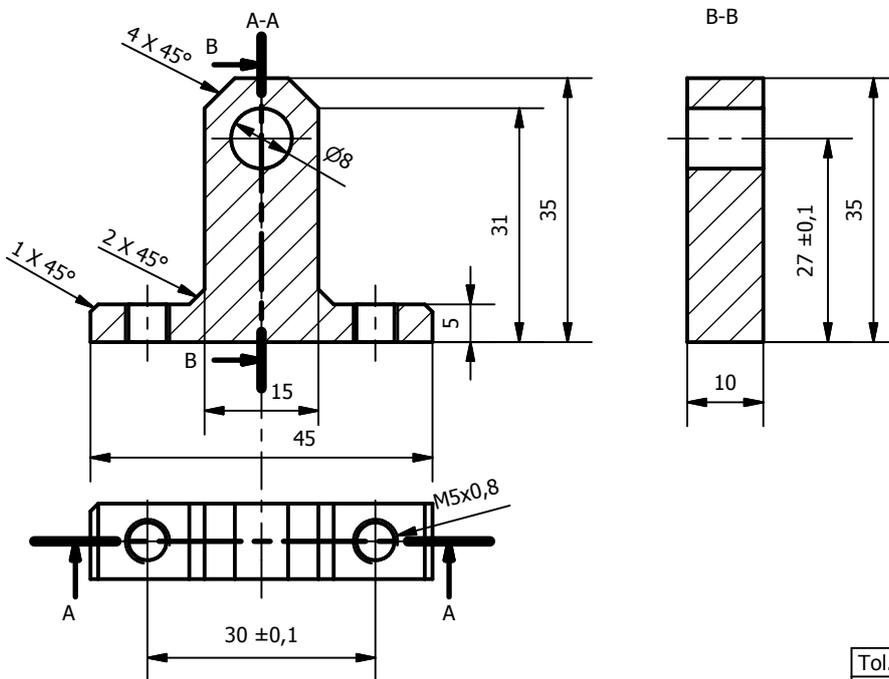
12



PILAR SOPORTE MUELLE INTERIOR



PILAR SOPORTE MUELLE EXTERIOR



Tol. Generales UNE-EN 22768-m	
Desde	Tol.
0,5 a 3	±0,1
3 a 6	±0,1
6 a 30	±0,2
30 a 120	±0,3
120 a 400	±0,5
400 a 1000	±0,8

MATERIAL:	Acero S235JR
TRATAMIENTO:	Galvaniz.
ACABADO:	Rosca/agujeros 6H
	Rz 6,3

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

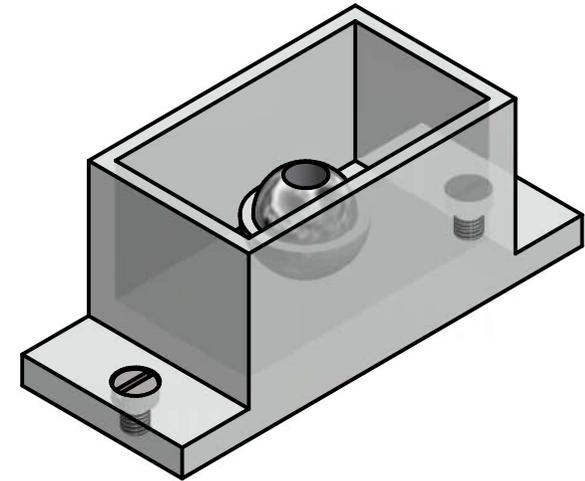
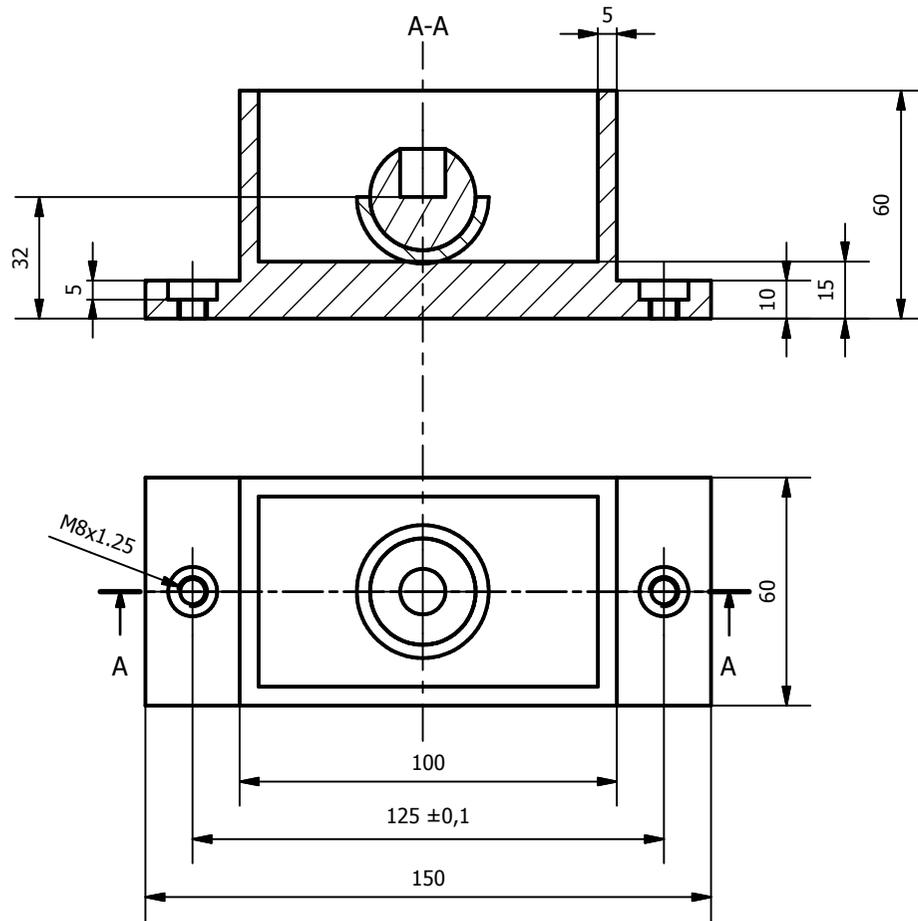
Título TFM:
DISEÑO Y DESARROLLO DE UN
SIMULADOR DEL MOVIMIENTO
DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN
DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:
SOPORTE INFERIOR MUELLES
Autor:
Arnau Gandia Montes

Escala:
1:1
Un. dim. mm

Nº Plano:
13





Tol. Generales UNE-EN 22768-1	
Desde	Tol.
0,5 a 3	±0,1
3 a 6	±0,1
6 a 30	±0,2
30 a 120	±0,3
120 a 400	±0,5
400 a 1000	±0,8

MATERIAL:	Metacrilato
ACABADO:	Matar aristas
	Agujeros 6H

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

Título TFM:

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN
SIMULADOR DEL MOVIMIENTO
DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN
DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:

CELDA ELECTROQUÍMICA

Autor:

Arnau Gandia Montes

Escala:

1:2

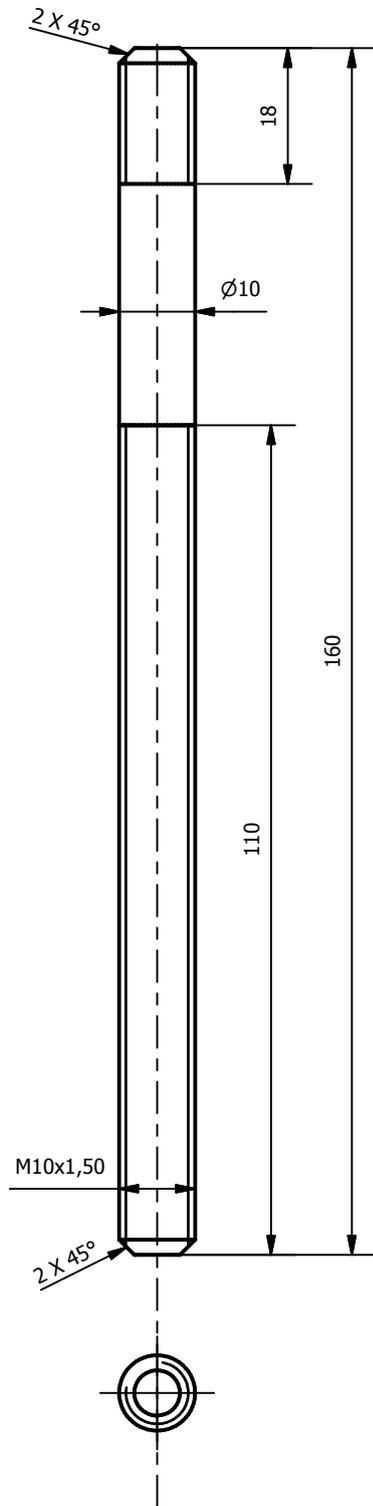
Un. dim. mm



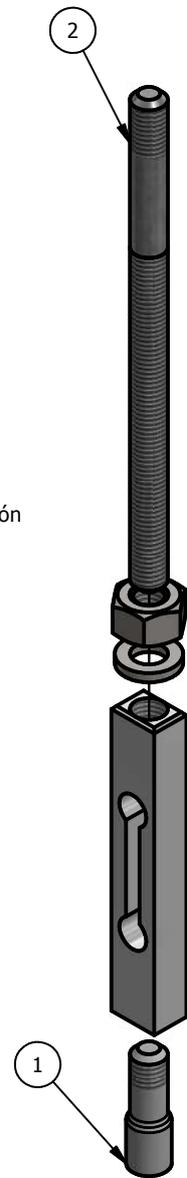
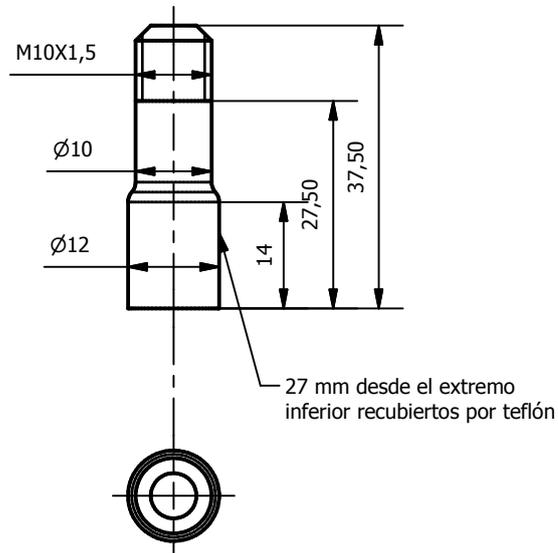
Nº Plano:

14

2 BARRA VÁSTAGO



1 BARRA UNIÓN A PRÓTESIS



Tol. Generales UNE-EN 22768-1		
	Desde	Tol.
MATERIAL:	Aluminio 6082-T6	0,5 a 3 ±0,1
TRATAMIENTO:	Anod. Natural	3 a 6 ±0,1
ACABADO:	Ejes y roscas 6h/6g	6 a 30 ±0,2
		30 a 120 ±0,3
	$\sqrt{Rz\ 6,3}$	120 a 400 ±0,5
		400 a 1000 ±0,8

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

Título TFM:

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN
SIMULADOR DEL MOVIMIENTO
DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN
DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:

BARRAS PRÓTESIS

Autor:

Arnau Gandia Montes

Escala:

1:1

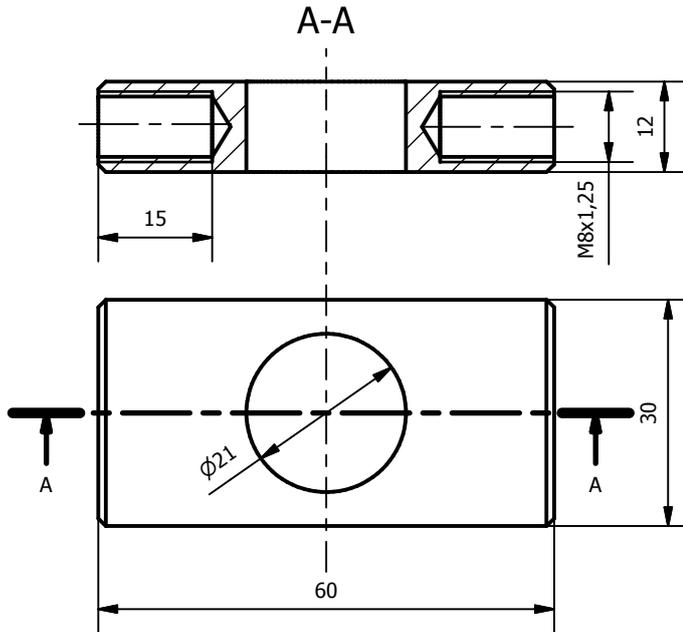
Un. dim. mm



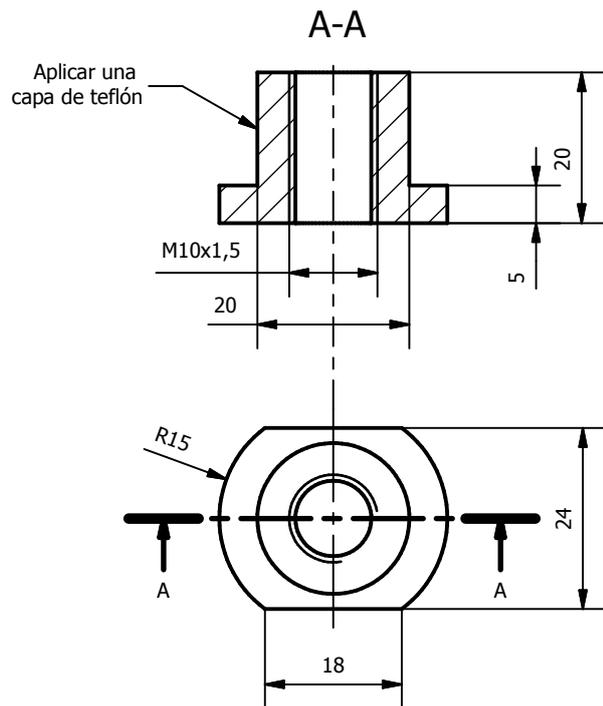
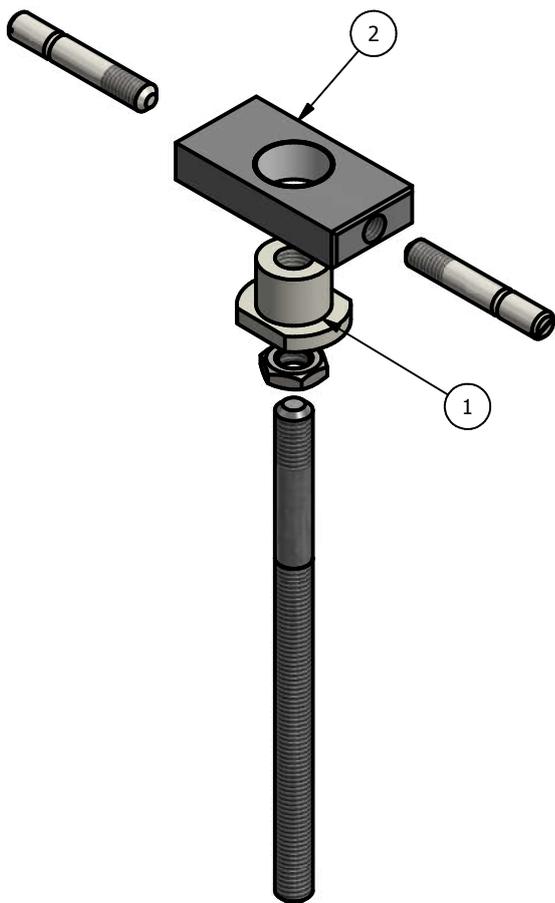
Nº Plano:

15

2 CHAPA ELEVADORA



1 TUERCA ELEVADORA



Tol. Generales UNE-EN 22768-1

Desde	Tol.
0,5 a 3	±0,1
3 a 6	±0,1
6 a 30	±0,2
30 a 120	±0,3
120 a 400	±0,5
400 a 1000	±0,8

MATERIAL:	Acero S235JR
TRATAMIENTO:	Galvanizado
ACABADO:	roscas/agujeros 6H
	$\sqrt{Rz\ 6,3}$

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Título TFM:

DISEÑO Y DESARROLLO DE UN SIMULADOR DEL MOVIMIENTO DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:

ELEVADOR MUELLE

Autor:

Arnau Gandia Montes

Escala:

1:1

Un. dim. mm

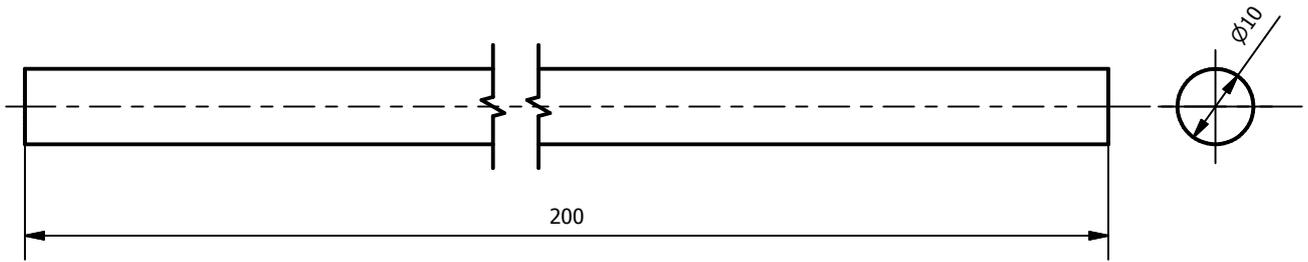
Nº Plano:

16

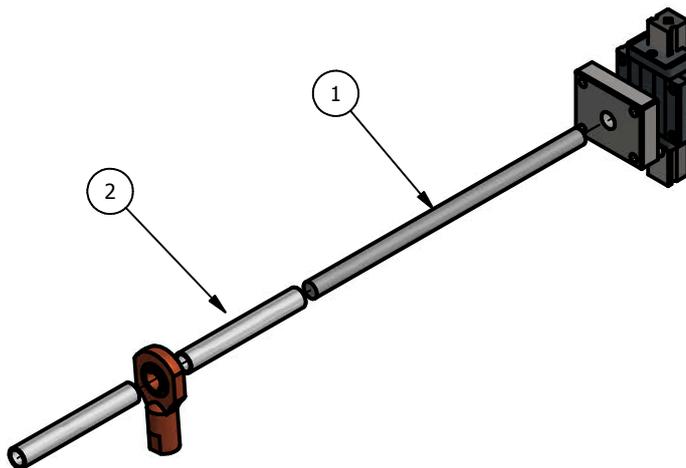
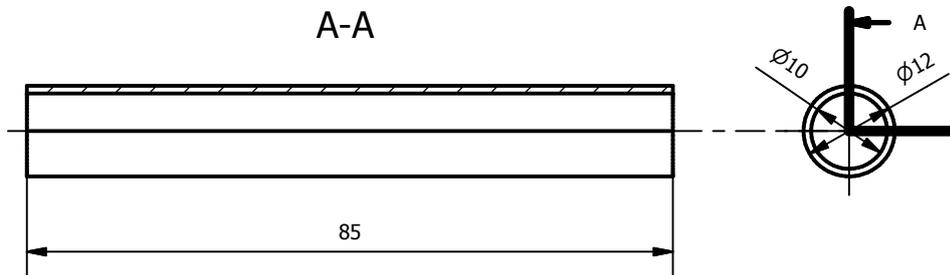


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR INGENIEROS INDUSTRIALES VALENCIA

1 BARRA SUPERIOR



2 CASQUILLO SEPARADOR



		Tol. Generales UNE-EN 22768-1	
		Desde	Tol.
MATERIAL:	Aluminio 6082-T6	0,5 a 3	±0,1
TRATAMIENTO:	Anod. Natural	3 a 6	±0,1
ACABADO:	Ejes y agujeros 6h/6H	6 a 30	±0,2
		30 a 120	±0,3
	$\sqrt{Rz\ 6,3}$	120 a 400	±0,5
		400 a 1000	±0,8

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL



Título TFM:
DISEÑO Y DESARROLLO DE UN
SIMULADOR DEL MOVIMIENTO
DE FLEXIÓN-EXTENSIÓN
DE PRÓTESIS DE CADERA

Nombre Plano:
ATICULACIÓN SUPERIOR
Autor:
Arнау Gandia Montes

Escala:
1:1
Un. dim. mm

Nº Plano:

17

Trabajo Final de Máster en Ingeniería Industrial

ANEXOS

**DISEÑO DE UN SIMULADOR DEL MOVIMIENTO FLEXIÓN-
EXTENSIÓN DE UNA PRÓTESIS DE CADERA**

Arnau Gandia Montes

ÍNDICE DE LOS ANEXOS

1. CÁLCULOS.....	2
1.1. Análisis cinemático	2
1.2. Análisis dinámico del caso peso muerto	3
1.3. Análisis dinámico del caso muelle de tracción	5

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Diagrama simple del mecanismo.	2
Figura 2: Diagrama del mecanismo con las variables cinemáticas	2
Figura 3: Diagrama del mecanismo, fuerzas y reacciones para el caso Peso muerto.	3
Figura 4: Diagrama del mecanismo, fuerzas y reacciones para el caso muelle de tracción	5

LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Parámetros geométricos, inerciales y elásticos para el caso peso muerto	5
Tabla 2: Parámetros geométricos, inerciales y elásticos para el caso Muelle de tracción.....	7

1. CÁLCULOS

1.1. ANÁLISIS CINEMÁTICO

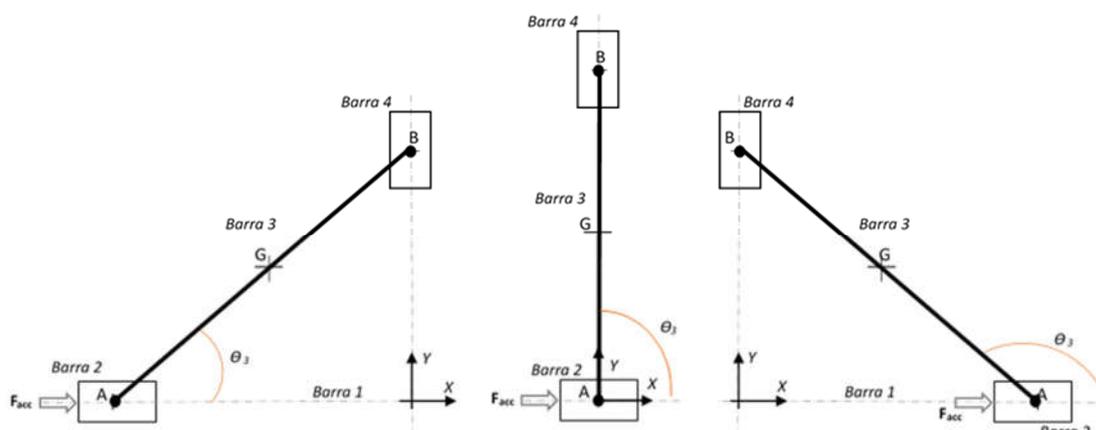


Figura 1: Diagrama simple del mecanismo.

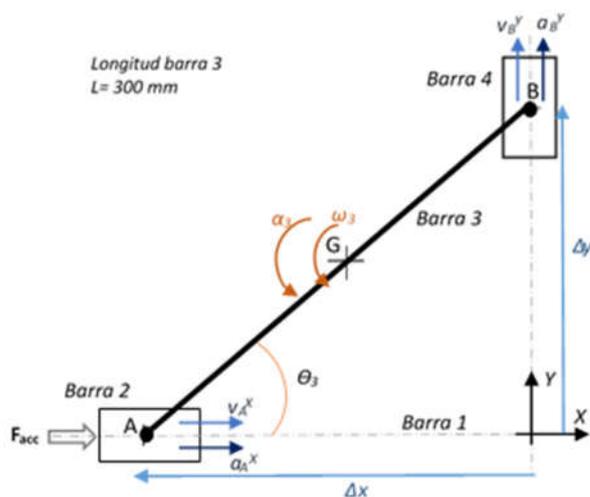


Figura 2: Diagrama del mecanismo con las variables cinemáticas

$$\Delta x = -L \cdot \cos\theta_3 \quad (1)$$

$$\Delta y = \sqrt{L^2 - \Delta x^2} \quad (2)$$

$$v_A^x = \dot{\Delta x} \quad (3)$$

$$a_A^x = \ddot{\Delta x} \quad (4)$$

$$\theta_3 = \arccos \frac{-\Delta x}{L} \quad (5)$$

$$\omega_3 = \dot{\theta}_3 = \frac{\Delta \dot{x}}{\Delta y} = \frac{v_A^x}{\Delta y} \quad (6)$$

$$\alpha_3 = \ddot{\theta}_3 = \frac{a_A^x + \Delta x \cdot \dot{\theta}_3^2}{\Delta y} \quad (7)$$

$$v_b^y = \frac{d}{dx} \Delta y = -\frac{v_A^x \cdot \Delta x}{\Delta y} \quad (8)$$

$$a_B^y = -\alpha_3 \cdot \Delta x - \omega_3^2 \cdot \Delta y \quad (9)$$

1.2. ANÁLISIS DINÁMICO DEL CASO PESO MUERTO

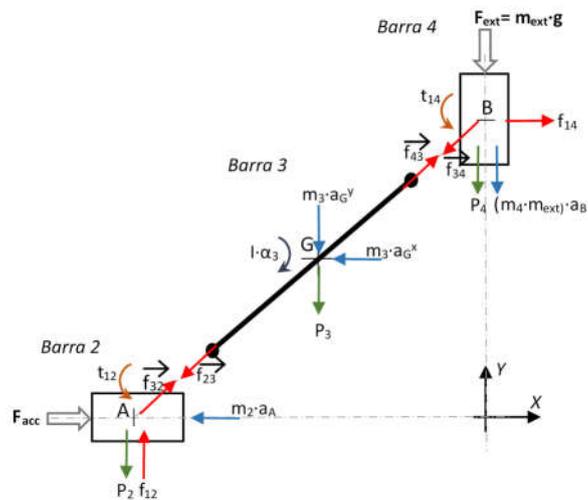


Figura 3: Diagrama del mecanismo, fuerzas y reacciones para el caso Peso muerto.

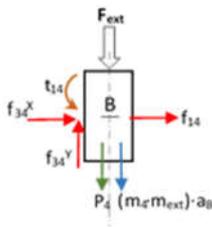
Se divide el sistema en barras y se aplica el Principio de d'Alembert:

$$\sum F_{ext} + \sum F_{in} = 0 \quad (10)$$

$$\sum M_{ext} + \sum M_{in} = 0 \quad (11)$$

donde F_{ext} son las fuerzas externas y reacciones y $F_{in} = m_i \cdot a_i$ las fuerzas de inercia de cada barra.

Barra 4

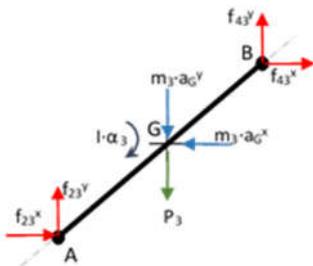


$$x) f_{14} + f_{34}^x = 0 \quad (12)$$

$$y) -F_{ext} - P_4 + f_{34}^y - (m_4 + m_{ext}) \cdot a_B^y = 0 \quad (13)$$

$$\text{Mom B) } t_{14} - I_B \cdot \alpha_B = 0, \quad \alpha_B = 0 \rightarrow t_{14} = 0 \quad (14)$$

Barra 3

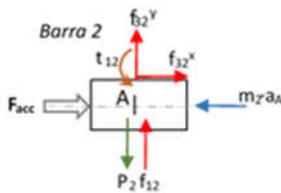


$$x) f_{43}^x + f_{23}^x - m_3 \cdot a_G^x = 0 \quad (15)$$

$$y) f_{43}^y + f_{23}^y - P_3 - m_3 \cdot a_G^y = 0 \quad (16)$$

$$\text{Mom A) } m_3 \cdot a_G^x \cdot \frac{l_3}{2} \sin\theta_3 - \frac{l_3}{2} \cos\theta_3 \cdot (P_3 + m_3 \cdot a_G^y) + f_{43}^y \cdot l_3 \cos\theta_3 - f_{43}^x \cdot l_3 \sin\theta_3 - I \cdot \alpha_3 = 0 \quad (17)$$

Barra 2



$$x) F_{acc} + f_{32}^x - m_2 \cdot a_A^x = 0 \quad (18)$$

$$y) f_{12} + f_{32}^y - P_2 = 0 \quad (19)$$

$$\text{Mom A) } t_{12} - I_A \cdot \alpha_A = 0, \quad \alpha_A = 0 \rightarrow t_{12} = 0 \quad (20)$$

A partir de las ecuaciones y el principio de acción y reacción se resuelve cada sistema:

$$\vec{f}_{32} = -\vec{f}_{23}, \quad \vec{f}_{43} = -\vec{f}_{34} \quad (21)$$

Barra 4

$$f_{34}^y = F_{ext} + P_4 + (m_4 + m_{ext}) \cdot a_B^y \quad (22)$$

$$f_{14} = -f_{34}^x \quad (23)$$

Barra 3

$$f_{43}^x = -f_{34}^x$$

$$f_{43}^y = \frac{m_3 a_G^x \cdot \frac{l_3}{2} \sin\theta_3 - \frac{l_3}{2} \cos\theta_3 (P_3 + m_3 a_G^y) + f_{43}^y \cdot l_3 \cos\theta_3 - I \alpha_3}{l_3 \sin\theta_3} \quad (24)$$

$$f_{23}^x = -f_{43}^x + m_3 \cdot a_G^x \quad (25)$$

$$f_{23}^y = P_3 + m_3 \cdot a_G^y + f_{34}^y \quad (26)$$

$$\text{Barra 2} \quad F_{acc} = f_{23}^x + m_2 \cdot a_A^x \quad (26)$$

$$f_{12} = f_{23}^y + P_2 \quad (27)$$

Para los valores de las constantes de la tabla 1 y aplicando los los valores de las variables cinemáticas de cada caso propuesto en la memoria, apartado 5.2, se obtienen los valores de las fuerzas durante el ciclo. La representación de estas se encuentra en el documento Memoria en el apartado 5.3.

Parámetros geométricos e inerciales

m2	2	kg
m3	0,5	kg
m4	0,5	kg
P2	19,62	N
P3	4,905	N
P4	4,905	N
I_G	0,00375	kg·m ²
L3	0,3	m
m_ext	25	kg
F_Ext	245,25	N

Tabla 1: Parámetros geométricos, inerciales y elásticos para el caso peso muerto

1.3. ANÁLISIS DINÁMICO DEL CASO MUELLE DE TRACCIÓN

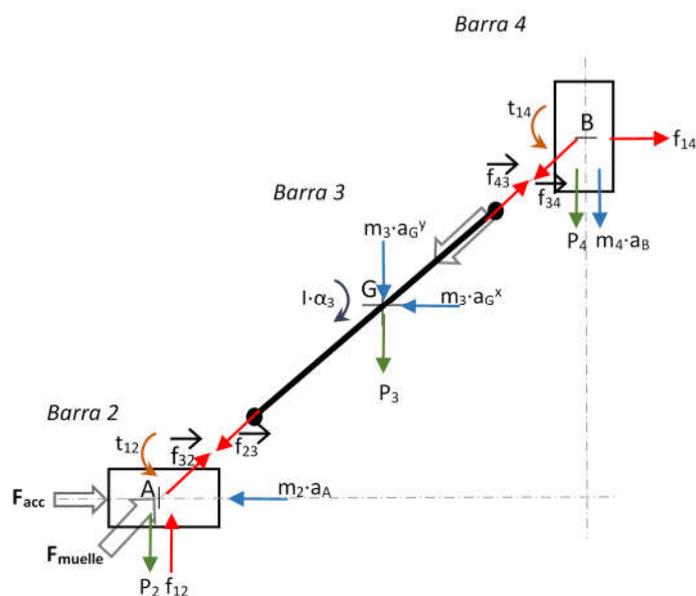
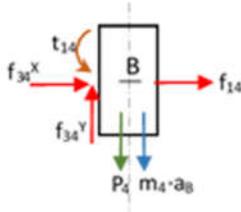


Figura 4: Diagrama del mecanismo, fuerzas y reacciones para el caso muelle de tracción

Aplicando d'Alembert, fórmulas 10 y 11:

Barra 4

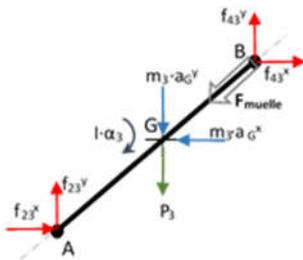


$$x) f_{14} + f_{34}^x = 0 \quad (28)$$

$$y) -P_4 + f_{34}^y - m_4 \cdot a_B^y = 0 \quad (29)$$

$$\text{Mom B) } t_{14} - I_B \cdot \alpha_B = 0, \quad \alpha_B = 0 \rightarrow t_{14} = 0 \quad (30)$$

Barra 3

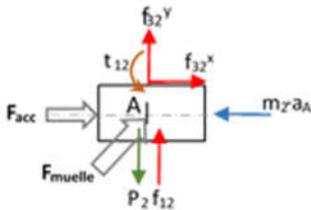


$$x) f_{43}^x + f_{23}^x - m_3 \cdot a_G^x - F_{muelle} \cdot \cos\theta_3 = 0 \quad (31)$$

$$y) f_{43}^y + f_{23}^y - P_3 - m_3 a_G^y - F_{muelle} \sin\theta_3 = 0 \quad (32)$$

$$\text{Mom A) } m_3 \cdot a_G^x \cdot \frac{l_3}{2} \sin\theta_3 - \frac{l_3}{2} \cos\theta_3 \cdot (P_3 + m_3 \cdot a_G^y) + f_{43}^y \cdot l_3 \cos\theta_3 - f_{43}^x \cdot l_3 \sin\theta_3 - I \cdot \alpha_3 = 0 \quad (33)$$

Barra 2



$$x) F_{acc} + f_{32}^x + F_{muelle} \cos\theta_3 - m_2 \cdot a_A^x = 0 \quad (34)$$

$$y) f_{12} + f_{32}^y + F_{muelle} \sin\theta_3 - P_2 = 0 \quad (35)$$

$$\text{Mom A) } t_{12} - I_A \cdot \alpha_A = 0, \quad \alpha_A = 0 \rightarrow t_{12} = 0 \quad (36)$$

A partir de las ecuaciones y el principio de acción y reacción se resuelve cada sistema:

$$\vec{f}_{32} = -\vec{f}_{23}, \quad \vec{f}_{43} = -\vec{f}_{34} \quad (37)$$

Barra 4

$$f_{34}^y = +P_4 + m_4 \cdot a_B^y \quad (38)$$

$$f_{14} = -f_{34}^x \quad (39)$$

Barra 3

$$f_{43}^x = -f_{34}^x$$

$$f_{43}^x = \frac{m_3 a_G^x \cdot \frac{l_3}{2} \sin\theta_3 - \frac{l_3}{2} \cos\theta_3 (P_3 + m_3 a_G^y) + f_{43}^y \cdot l_3 \cos\theta_3 - I \alpha_3}{l_3 \sin\theta_3} \quad (40)$$

$$f_{23}^x = -f_{43}^x + m_3 \cdot a_G^x + F_{muelle} \cos\theta_3 \quad (41)$$

$$f_{23}^y = P_3 + m_3 \cdot a_G^y - f_{43}^y + F_{muelle} \sin\theta_3 \quad (42)$$

$$\text{Barra 2} \quad F_{acc} = -f_{32}^x + m_2 \cdot a_A^x - F_{muelle} \cos \theta_3 \quad (43)$$

$$\text{Aplicar (41) y } \vec{f}_{32} = -\vec{f}_{23} \quad (44)$$

$$F_{acc} = (-f_{43}^x + m_3 \cdot a_G^x + F_{muelle} \cos \theta_3) + m_2 \cdot a_A^x - F_{muelle} \cos \theta_3 \quad (45)$$

$$\mathbf{F}_{acc} = -\mathbf{f}_{43}^x + \mathbf{m}_3 \cdot \mathbf{a}_G^x + \mathbf{m}_2 \cdot \mathbf{a}_A^x \quad (46)$$

$$f_{12} = -f_{32}^y + P_2 - F_{muelle} \sin \theta_3 \quad (47)$$

$$\text{Aplicar (42) y } \vec{f}_{32} = -\vec{f}_{23} \quad (48)$$

$$f_{12} = (P_3 + m_3 \cdot a_G^y - f_{43}^y + F_{muelle} \sin \theta_3) + P_2 - F_{muelle} \sin \theta_3 \quad (49)$$

$$\mathbf{f}_{12} = \mathbf{P}_3 + \mathbf{m}_3 \cdot \mathbf{a}_G^y - \mathbf{f}_{43}^y + \mathbf{P}_2 \quad (50)$$

Para los valores de las constantes de la tabla 2 y aplicando los valores de las variables cinemáticas de cada caso propuesto en la memoria, apartado 5.2, se obtienen los valores de las fuerzas durante el ciclo. La representación de estas se encuentra en el documento Memoria en el apartado 5.3.

Parámetros geométricos, inerciales y elásticos

m2	2	kg
m3	0,5	kg
m4	0,5	kg
P2	19,62	N
P3	4,905	N
P4	4,905	N
I_G	0,00375	kg·m ²
L3	0,3	m
F_muelle	250	N

Tabla 2: Parámetros geométricos, inerciales y elásticos para el caso Muelle de tracción.