

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DE UN EXOESQUELETO PARA ASISTIR LA
ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECATRÓNICO**

AUTOR:

DIEGO RODRIGO TORRES RICALDE

ASESOR:

DANTE ÁNGEL ELÍAS GIORDANO

Lima, agosto, 2021

RESUMEN

En la presente tesis se realiza el diseño de un exoesqueleto para asistir la articulación de la rodilla al correr. Una característica importante de este diseño es la fuerza que puede generar teniendo en cuenta que tiene una masa de 4.2 kg (con una masa de 1.3 kg en cada pierna y 1.6 kg cargados en una mochila), con lo cual se puede considerar ligero en comparación a otros exoesqueletos con funciones similares. Esto es posible gracias al uso de métodos de optimización de forma y materiales ligeros, pero al mismo tiempo resistentes.

El diseño se basa en un concepto de solución, así como en una serie de consideraciones, y aborda la selección y el dimensionamiento de los componentes del exoesqueleto, además de simulaciones mediante el método de elementos finitos para verificar el funcionamiento de estos e incluso diseñar algunos de ellos. También se presentan los planos de ensamble y despiece para su fabricación, así como el diagrama esquemático para la fabricación y conexión de las tarjetas electrónicas diseñadas.

El exoesqueleto presentado en este trabajo es capaz de generar un momento de hasta 71 Nm (aproximadamente) mediante el uso de un resorte de torsión, un innovador mecanismo de transmisión y un freno electromagnético. Por otro lado, utiliza un motor sin escobillas de rotor externo, sensores de efecto Hall y codificadores de anillo para realizar un control de fuerza, en base a la deformación del resorte de torsión, con el fin de que el usuario pueda mover su pierna sin impedimentos, tanto al correr como al caminar. Así, al utilizar este motor con el freno electromagnético mencionado anteriormente, se alcanza una alta eficiencia del sistema, lo que permite que este tenga una autonomía de aproximadamente una hora utilizando un par de baterías.

Por último, es importante mencionar que el costo de fabricación estimado del dispositivo es de S/. 9880 aproximadamente, incluyendo la importación de ciertos elementos que no se pueden encontrar en el país. Así mismo, el costo de diseño se estima en S/. 38,000.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN	ii
ÍNDICE DE TABLAS	v
ÍNDICE DE FIGURAS	vi
INTRODUCCIÓN	8
ANTECEDENTES	11
1.1. Anatomía y fisiología de la articulación de la rodilla	11
1.2. Biomecánica de la articulación de la rodilla al correr	11
1.2.1. Cinemática	13
1.2.2. Cinética	13
1.3. Exoesqueletos activos	14
1.3.1. Publicaciones académicas	14
1.3.2. Productos comerciales	16
1.4. Componentes de los exoesqueletos activos	17
1.5. Configuración de los actuadores	18
1.6. Requerimientos	19
1.7. Proyecto preliminar	20
2. DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO	23
2.1. Consideraciones preliminares	23
2.2. Constante del resorte de torsión	28
2.3. Selección del freno electromagnético	29
2.4. Diseño de la estructura del exoesqueleto	32
2.5. Selección del motor	38
2.6. Dimensionamiento del mecanismo de transmisión (Gear Bearing Drive)	40
2.7. Dimensionamiento del resorte de torsión	53
2.8. Diseño de la parte que une al sistema actuador con la estructura	55
3. DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL	57
3.1. Lógica de funcionamiento general del sistema	57
3.2. Arquitectura del sistema de control	59
3.3. Selección de componentes	63
3.3.1. Controlador de compuertas MOSFET	64
3.3.2. Sensores del motor	65
3.3.3. Compuertas MOSFET	66
3.3.4. Codificador de anillo	68

3.3.5.	Otros componentes	68
3.3.6.	Microcontrolador	70
3.3.7.	Batería	71
3.3.8.	Circuitos electrónicos	72
3.4.	Carcasas para los componentes	73
4.	PLANOS Y COSTOS	76
4.1.	Descripción del dispositivo	76
4.2.	Planos	78
4.3.	Costos	80
	OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES	84
	CONCLUSIONES	86
	BIBLIOGRAFÍA	88
Anexo A:	Diagrama de flujo del algoritmo de optimización para la relación de transmisión del GBD	Anexos – Pág. 2
Anexo B:	Hoja de datos del FDM Nylon 12CF	Anexos – Pág. 3
Anexo C:	Diagrama de flujo del sistema	Anexos – Pág. 5
Anexo D:	Tarjetas electrónicas	Anexos – Pág. 6
Anexo E:	Hoja de datos del FDM ASA	Anexos – Pág. 8
Anexo F:	Diagrama de operaciones	Anexos – Pág. 10
Anexo G:	Simulación del momento y la potencia que genera la rodilla cuando el usuario corre a 4.5 m/s	Anexos – Pág. 11
Anexo H:	Cotización de los componentes impresos en 3D	Anexos – Pág. 12
Anexo I:	Planos del dispositivo	Anexos – Pág. 13

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Comparación entre los exoesqueletos activos de publicaciones académicas	9
Tabla 1.2: Síntesis de sensores y mecanismos utilizados en exoesqueletos	11
Tabla 1.3: Comparación de algunos SEA y PEA	11
Tabla 1.4: Resumen de los requerimientos del exoesqueleto	12
Tabla 2.1: Comparación entre frenos electromagnéticos	23
Tabla 2.2: Longitudes de los miembros inferiores y los ajustes para el exoesqueleto	26
Tabla 2.3: Ángulos y distancias de las sujeciones	27
Tabla 2.4: Fuerzas actuantes en las sujeciones de la estructura	28
Tabla 2.5: Comparación entre los motores candidatos	33
Tabla 2.6: Parámetros de entrada para el método de optimización de forma	36
Tabla 2.7: Parámetros resultantes luego de aplicar el método de optimización de forma	36
Tabla 2.8: Valores de las fuerzas tangenciales en el diente de las ruedas dentadas	39
Tabla 2.9: Ángulos y fuerzas actuantes en los engranajes planetarios del mecanismo de transmisión	40
Tabla 2.10: Relaciones de contacto transversal de los engranajes	41
Tabla 2.11: Valores utilizados y resultados	44
Tabla 2.12: Ancho y factor de seguridad de los engranajes	44
Tabla 2.13: Principales características del resorte de torsión	47
Tabla 4.1: Planos del sistema	71
Tabla 4.2: Costo del diseño	72
Tabla 4.3: Costo de los componentes comerciales	73
Tabla 4.4: Costo de los componentes manufacturados mediante impresión 3D	74
Tabla 4.5: Costo de los componentes manufacturados mediante maquinado y/o fundición	74
Tabla 4.6: Costo total de fabricación	75
Tabla 4.7: Costo de ensamble de componentes	75
Tabla 4.8: Costo total de fabricación del sistema	75

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1: Cambios en el ángulo y la velocidad angular de la articulación de la rodilla de un atleta corriendo a una velocidad de 9.7 m/s	5
Fig. 1.2: Variación en el ángulo y la velocidad angular durante la marcha dependiendo de la velocidad del corredor	6
Fig. 1.3: Cambios en el momento (normalizado con la masa: Newton-metro/kilogramo) ejercido por la rodilla en el plano sagital durante el ciclo de marcha dependiendo de la velocidad del corredor	7
Fig. 1.4: Dos configuraciones del exoesqueleto elástico cuasi-pasivo, una abarcando la rodilla y el tobillo (izquierda) y otra solo la rodilla (derecha)	8
Fig. 1.5: Izquierda: vista general del exoesqueleto. Derecha: vista detalla del sistema de transmisión	8
Fig. 1.6: Soldado usando el ONYX	10
Fig. 1.7: Diagrama de un SEA (a) y un PEA (b)	12
Fig. 1.8: Vista frontal (a) y lateral (b) del usuario con el exoesqueleto puesto	14
Fig. 1.9: Vistas de detalle de los componentes del sistema	15
Fig. 2.1: Componentes del mecanismo de transmisión	18
Fig. 2.2: Ejemplo de la geometría interna del resorte	18
Fig. 2.3: Diagrama de flujo del método para el diseño del resorte	19
Fig. 2.4: Parte que une el resorte de torsión con la estructura	20
Fig. 2.5: Vista de sección de los componentes del sistema	21
Fig. 2.6: Proporciones de las piernas del cuerpo humano y los ajustes para el exoesqueleto	26
Fig. 2.7: Convención de ángulos utilizada	26
Fig. 2.8: Diagrama de cuerpo libre de la estructura (izquierda) y de la pierna (derecha)	27
Fig. 2.9: Procedimiento para personalizar las sujeciones. (a) El termoplástico es maquinado para tomar una forma adecuada. (b) Luego se calienta y es aplicado sobre los miembros inferiores del usuario junto con el marco. (c) Al enfriarse, el termoplástico adopta la forma de estos. (d) Como resultado se tiene una sujeción que encaja perfectamente	29
Fig. 2.10: Resultados del "Diseño generativo" modificados. (a) Estructura superior. (b) Estructura inferior	30
Fig. 2.11: Simulaciones de la parte más crítica de las sujeciones de acrílico partiendo de la más cercana al tobillo (a) hasta la más cercana a la cadera (d)	30
Fig. 2.12: Modelo de un RSEA	31
Fig. 2.13: Mecanismo de transmisión (Gear Bearing Drive)	33
Fig. 2.14: Sección del diente a analizar	37
Fig. 2.15: Representación del diente del engranaje como una viga en voladizo	37
Fig. 2.16: Fuerzas transmitidas al diente	37
Fig. 2.17: Diagrama de cuerpo libre del mecanismo	38
Fig. 2.18: Mediciones de la altura y el espesor del diente modelado en un software CAD	43
Fig. 2.19: Ejemplo de impresión de una rueda dentada (la flecha azul representa la dirección Z)	43
Fig. 2.20: Resultados de la simulación del conjunto engranaje planetario (engranaje planetario 1 y 2) sometidos a las fuerzas tangenciales resultantes que actúan sobre sus dientes	45
Fig. 2.21: Resultado de esfuerzos de la simulación del engranaje planetario sometido a un momento torsor	45
Fig. 2.22: Topologías propuestas para el resorte de torsión	46

Fig. 2.23: Resultados de desplazamiento de la simulación	47
Fig. 2.24: Diseño de la parte que une al sistema actuador con la estructura	48
Fig. 2.25: Resultados de las simulaciones realizadas a la parte en contacto con el resorte (a) y la que se conecta con la estructura (b)	48
Fig. 3.1: Ejemplos de codificadores de anillo	50
Fig. 3.2: Lógica cuando el usuario no está corriendo	50
Fig. 3.3: Lógica de identificación de acción para el cambio de comportamiento	50
Fig. 3.4: Lógica cuando el usuario está corriendo	51
Fig. 3.5: Control jerárquico utilizado	51
Fig. 3.6: Corredor en caída libre	52
Fig. 3.7: Funcionamiento del generador de señales para el control del actuador. τ : Torque del actuador. ω_a : Velocidad angular de la rodilla	54
Fig. 3.8: Diagrama de bloques general de la estrategia de control. q_{ref} : Ángulo deseado de la rodilla. q_a : Ángulo de la rodilla. τ_{ref} : Torque deseado del actuador. τ : Torque del actuador $\omega_{m,ref}$: Velocidad angular deseada del motor. ω_m : Velocidad angular del motor	54
Fig. 3.9: Componentes del sistema	55
Fig. 3.10: Aplicación principal del controlador DRV8306. Imagen obtenida de la hoja de datos	56
Fig. 3.11: Lectura de los sensores y conversión a la señal de salida. Imagen obtenida de la hoja de datos	57
Fig. 3.12: Ejemplo del montaje de los sensores de efecto Hall sobre un motor DC sin escobillas.	58
Fig. 3.13: Tarjeta de control (a) y tarjeta de potencia (b)	65
Fig. 3.14: Carcasa para los componentes de la mochila. Parte superior (a) y parte inferior (b)	66
Fig. 3.15: Carcasa para los componentes del actuador	67
Fig. 4.1: Componentes del sistema actuador desde dos vistas: desde la parte interna (hacia la extremidad) (a) y desde la parte externa (b)	69
Fig. 4.2: Representación de una persona utilizando el exoesqueleto	70

INTRODUCCIÓN

Según las estadísticas, en el año 2018, se registraron 7.9 millones de participantes recreacionales en carreras (5K, 10K, Media Maratón y Maratón) en todo el mundo, 57.8% más que hace 10 años, lo que representa un gran aumento en la cantidad de personas que practican el running¹. De la misma manera, en el Perú, la cantidad de “runners” (palabra con la que se identifican los practicantes de este deporte) también se ha incrementado y sigue creciendo 10% anualmente. Por lo que, tomando en cuenta que en el año 2016 se registraron aproximadamente 8 mil “runners” peruanos en algunos eventos², la proyección para el año 2020 sería de casi 12 mil.

Sports Medicine Australia, sostiene que, durante un periodo de 12 meses, hasta el 70% de los corredores presenta lesiones por practicar el deporte de manera excesiva, sobrepasando sus capacidades corporales. De este total, 42% de las lesiones son en la rodilla, 17% en el pie/tobillo, 13% en la parte baja de la pierna y 11% en la cadera/pelvis. Es importante señalar que, las lesiones como resultado de errores de entrenamiento, son más comunes que lesiones agudas, como esguinces y distensiones, tanto musculares como de ligamento [Grove, 2008]. Se debe tener en cuenta que existen lesiones que conllevan a una condición crónica la cual no necesariamente impide la práctica del deporte, pero provoca molestias y/o dolor. En consecuencia, una lesión puede afectar a una persona negativamente, tanto en el aspecto deportivo como en su vida cotidiana, limitándola en ciertas actividades. Además, dependiendo de la gravedad de la lesión, esta puede llegar a tener un efecto permanente.

¹ The State of Running 2019. RunRepeat 2020. Enlace: <https://runrepeat.com/state-of-running>

² El boom del 'running' recién empieza este año se correrán más de 300 kilómetros. Diario Gestión 2017. Enlace: <https://gestion.pe/tendencias/boom-running-recien-empieza-ano-correran-300-kilometros-126914-noticia/>

De esta manera, la salud de la persona se ve afectada no sólo por la lesión, sino también, por el cambio en su estilo de vida. Las personas que corren, ya sea lentamente o por unos pocos minutos, tienen 30% menos de probabilidad de morir por cualquier causa y 45% menos de probabilidad de morir por una enfermedad al corazón o un derrame cerebral en comparación con una persona sedentaria que no realiza ninguna actividad física, además de vivir un promedio de 3 años más que estas [Lee, 2014]. Esto sin mencionar los beneficios casi inmediatos que trae consigo realizar un deporte, como, por ejemplo: Dormir mejor, mejorar la salud mental y el estado de ánimo.

Las tecnologías para prevenir una lesión o evitar el progreso de la misma se vienen desarrollando desde hace ya varios años por universidades, institutos y empresas. Sin embargo, el uso de exoesqueletos para estos fines recién está tomando impulso, por lo que las investigaciones con fines militares han sido las más desarrolladas, aunque también existen exoesqueletos fuera del ámbito militar. No obstante, a pesar de la existencia de estos dispositivos, la presencia de los mismos en el Perú es escasa o nula, debido a las pocas investigaciones que existen al respecto en el país. Es necesario indicar que la palabra “exoesqueleto”, en este contexto, se refiere a un dispositivo con una estructura electromecánica de cierta rigidez que una persona utiliza sobre su cuerpo para mejorar sus capacidades motoras.

Actualmente, en el Perú no existe un dispositivo capaz de proporcionar apoyo y protección suficiente para que una persona que sufre de una patología fisiológica en la rodilla, o es propensa a sufrirla, pueda correr sin sentir dolor y/o sin poner en riesgo su salud. Lo cual representa un obstáculo para que estas personas tengan un estilo de vida más saludable.

Por lo tanto, se presenta la propuesta del diseño de un exoesqueleto para asistir la articulación de la rodilla al correr que permita reducir las fuerzas ejercidas sobre la articulación del usuario, procurando siempre que el dispositivo no entorpezca el movimiento natural de la articulación. Entonces, con el fin de desarrollar esta propuesta, en este trabajo se lleva a cabo una breve revisión de los fundamentos de la biomecánica de la rodilla al correr, así como de los exoesqueletos desarrollados para aumentar las capacidades motoras que asistan a la articulación de la rodilla. Asimismo, se atienden los requerimientos del sistema para cumplir con las necesidades del usuario y, en base a un concepto de solución óptimo, se realizan los cálculos en ingeniería para las partes necesarias, así como la selección de componentes, luego de lo cual se exponen las simulaciones de las partes más solicitadas para validar el diseño. Finalmente, se presentan los planos de ensamble y despiece de los mismos, y la estimación de costos de diseño y de fabricación.

El presente trabajo pretende colaborar en la reducción de la brecha tecnológica que existe actualmente, aportando al desarrollo local de dispositivos que ayuden en la mejora del estilo de vida de los peruanos y que sean económicamente viables. Por este motivo, para el diseño del dispositivo, se utiliza la norma VDI 2221 (“Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos”), la cual optimiza el diseño en cada etapa del desarrollo del método, con lo que se obtiene un resultado final satisfactorio.

Es importante mencionar que este trabajo tiene a la población peruana como población objetivo, por lo que para el diseño del exoesqueleto se tienen en consideración diversos aspectos propios de esta población, tales como estatura y peso.



CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

En este capítulo se presenta una síntesis de una investigación realizada previamente por el autor de este trabajo. De esta manera, se presentan algunas nociones claves, necesarias para comprender los conceptos utilizados en el diseño del dispositivo. Adicionalmente, se presentan los requerimientos del sistema y el concepto de solución utilizado para el diseño del exoesqueleto.

1.1. Anatomía y fisiología de la articulación de la rodilla

Esta articulación es la más compleja y voluminosa de todas, pues involucra un gran número de músculos (11 en total, 4 para la extensión y 7 para la flexión) y 4 huesos (fémur, tibia, fibula y rótula) para funcionar. Así mismo, tiene un amplio rango de movimiento en el plano sagital (de 0 a 140 grados sexagesimales), presentando un movimiento combinado de rotación y translación. Esto último significa que la rodilla no es una articulación con un solo grado de libertad [Torres, 2020].

1.2. Biomecánica de la articulación de la rodilla al correr

Al estudiar la biomecánica de esta articulación cuando una persona corre, se pueden apreciar dos fases, una de apoyo (cuando uno de los pies está en contacto con el suelo) y otra de oscilación (cuando ninguno de los pies está tocando el suelo), así como 4 instantes en los que ocurren cambios significativos en el movimiento realizado y los músculos involucrados.

De esta forma, cada instante representa un cambio en la dirección del movimiento, en la velocidad angular y en el momento ejercido por la articulación [Torres, 2020].

Las fases y los instantes antes mencionados se pueden observar en la Figura 1.1, donde el inicio de la gráfica representa el momento en el que el pie hace contacto con el suelo. Es importante mencionar que los instantes se dan cuando la velocidad angular es igual a cero (identificados por las líneas punteadas verticales de color azul).

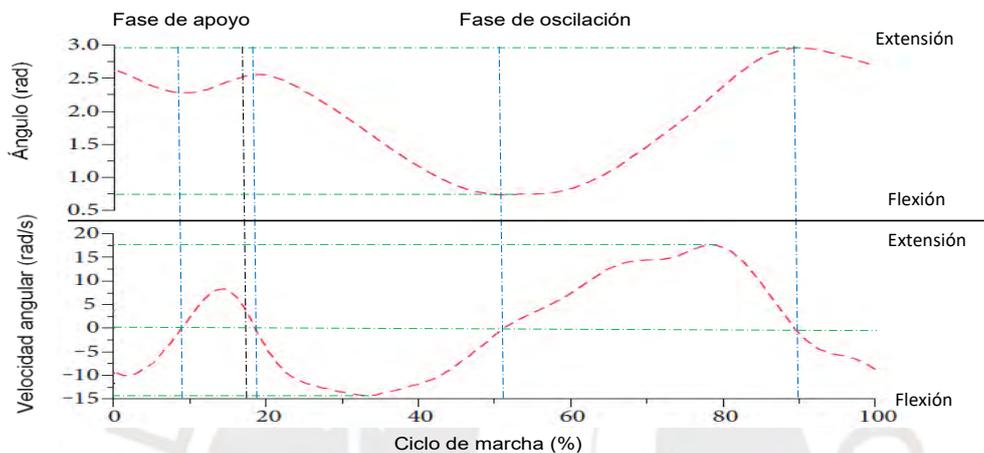


Fig. 1.1: Cambios en el ángulo y la velocidad angular de la articulación de la rodilla de un atleta corriendo a una velocidad de 9.7 m/s [Torres, 2020]

Es importante conocer en qué momentos durante la marcha se dan estos instantes, por lo que estos serán descritos brevemente a continuación [Torres, 2020]. Cabe resaltar que estos se dan para cada pierna por separado.

Primer instante

Luego de que el pie ha hecho contacto con el suelo, comienza la fase de apoyo y la rodilla empieza a flexionarse hasta llegar a su máximo ángulo de flexión durante esta fase (que puede llegar a ser de hasta 45 grados para los corredores). Es en este momento cuando la línea vertical de apoyo del pie se alinea con el centro de masa del cuerpo, y es aquí cuando se da el primer instante.

Segundo instante

Una vez que la rodilla llega a su máximo ángulo de extensión durante la fase de apoyo y el pie deja de hacer contacto con el suelo, se da el segundo instante y comienza la fase de oscilación.

Tercer instante

La rodilla comienza a flexionarse para llevar la pierna hacia arriba y posteriormente hacia adelante. De esta manera, cuando el ángulo de flexión es el máximo durante el ciclo de marcha (el cual está alrededor de los 90 grados para los corredores), se da el tercer instante.

Cuarto instante

Una vez que la pierna ha sido llevada hacia adelante del cuerpo, la rodilla comienza a extenderse para preparar a la pierna para el siguiente paso. Así, cuando la rodilla llega al máximo ángulo de extensión durante el ciclo de marcha, se da el cuarto instante. Luego de esto, la rodilla se flexiona ligeramente y adecua el ángulo para el contacto con el suelo, lo que da inicio a la fase de apoyo.

1.2.1. Cinemática

Al analizar la cinemática de la rodilla, se puede apreciar que la velocidad angular máxima se da casi al final de la fase de oscilación, cuando la pierna se pone delante del cuerpo para poder dar el siguiente paso. Además, también se observa que, el ángulo de rotación, la velocidad angular y la duración de las fases varían dependiendo de la velocidad a la que esté corriendo la persona (Figura 1.2).

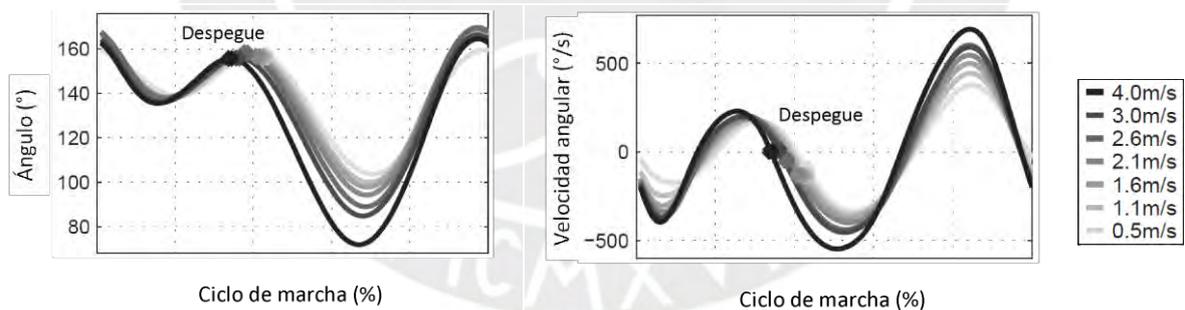


Fig. 1.2: Variación en el ángulo y la velocidad angular durante la marcha dependiendo de la velocidad del corredor [Torres, 2020]

1.2.2. Cinética

La cinética de la rodilla se puede separar en 3 variables: el momento, la fuerza de reacción del suelo y la potencia [Torres, 2020]. Debido a que el momento es el factor más importante para este trabajo, las otras dos variables no serán explicadas.

De esta manera, el momento máximo se da durante la fase de apoyo, cuando el CM se encuentra en su punto más bajo y la rodilla debe soportar la mayor cantidad del peso del cuerpo mientras mantiene a este estable. Por último, es necesario resaltar que el momento, al igual que el ángulo de rotación y la velocidad angular, también varía dependiendo de la velocidad a la que corra la persona (Figura 1.3).

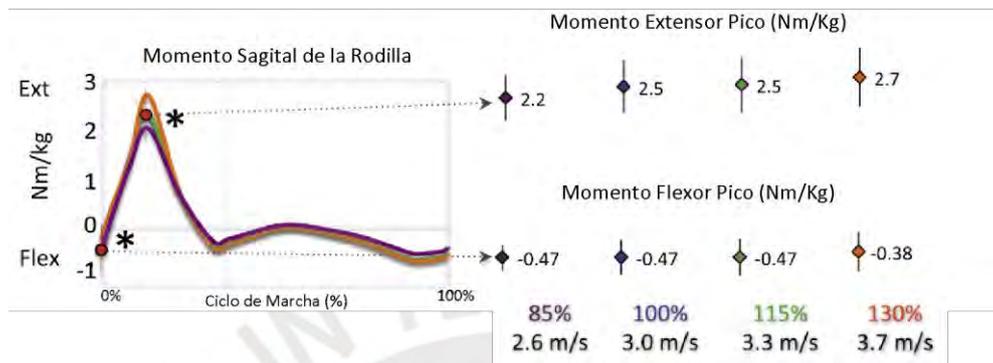


Fig. 1.3: Cambios en el momento (normalizado con la masa: Newton-metro/kilogramo) ejercido por la rodilla en el plano sagital durante el ciclo de marcha dependiendo de la velocidad del corredor [Torres, 2020]

1.3. Exoesqueletos activos

Este tipo de dispositivos se diferencian de los exoesqueletos pasivos debido al uso de un actuador (como por ejemplo un motor eléctrico o un pistón hidráulico) para mover el efector (parte del dispositivo que interactúa con el entorno).

Por otro lado, puesto que el exoesqueleto diseñado en este trabajo se encuentra dentro de la categoría de exoesqueletos para el aumento de capacidades motoras, fueron los trabajos de esta categoría los que tuvieron la mayor influencia en el diseño final del dispositivo presentado. A continuación, se presentan los exoesqueletos expuestos en dichos trabajos.

1.3.1. Publicaciones académicas

En el ámbito académico se pueden encontrar prototipos funcionales, creados con el fin de investigar y analizar el comportamiento de estos dispositivos al interactuar con una persona. Además, en estos prototipos se observan nuevos conceptos, los cuales pueden ser tomados en cuenta al diseñar un exoesqueleto.

Clutch–Spring Knee Exoskeleton for Running

Utiliza un embrague para acoplar un resorte torsional ubicado al lado de la articulación de la rodilla, el cual almacena energía durante la fase de apoyo hasta la transición del primer instante, para luego liberarla antes de la transición del segundo instante y finalmente ser desacoplado con el fin de no intervenir en la fase de oscilación. Al hacer esto, provee de cierto apoyo a la articulación, reduciendo el trabajo que esta debe realizar, tanto para soportar el peso del usuario como para impulsarlo. El peso total de este dispositivo para una pierna es de 710 gramos y puede soportar una carga de hasta 190 Newton-metro (Nm) (ver Figura 1.4).



Fig. 1.4: Dos configuraciones del exoesqueleto elástico cuasi-pasivo, una abarcando la rodilla y el tobillo (izquierda) y otra solo la rodilla (derecha) [Elliott, 2014]

Lightweight and Back-drivable Knee Exoskeleton

Diseñado como un dispositivo de asistencia para reducir el costo metabólico al caminar, tiene como objetivo adicional la comodidad del usuario. Por este motivo, está diseñado para mitigar algunos efectos negativos que se pueden encontrar en un exoesqueleto de miembros inferiores (ver Figura 1.5). Pesa 3.2 kg en total y puede proveer un momento de hasta 16 Nm mediante un sistema de transmisión de fajas sincrónicas [Wang, 2018].

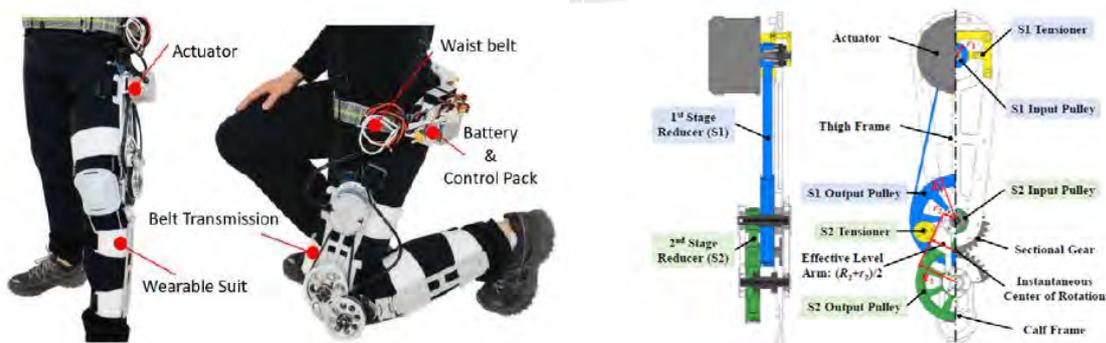


Fig. 1.5: Izquierda: vista general del exoesqueleto. Derecha: vista detalla del sistema de transmisión [Wang, 2018]

Comparación entre los exoesqueletos activos

A continuación, se presenta un resumen sobre las características técnicas de los exoesqueletos antes mencionados (Tabla 1.1).

Tabla 1.1: Comparación entre los exoesqueletos activos de publicaciones académicas [Torres, 2020]

Características	Correr	Caminar
Exoesqueleto	Clutch-Spring Knee Exoskeleton for Running	Lightweight and Back-drivable Knee Exoskeleton
Articulaciones	Rodilla	Rodilla
Mecanismos	Engranaje planetario 1:2.2	2 poleas sincrónicas: 8.85:1
Actuadores	Embrague activado por solenoide	Motor eléctrico de alta densidad de torque
Elemento pasivo	Resorte torsional	Ninguno
Sistema de Control	Máquina de estados	Control de torque (por corriente del motor) en cascada
Sistema de medición	Codificador óptico, acelerómetro, giroscopio, sensor de barrera	Giroscopio, codificador óptico, sensor de corriente (módulo del motor)
Energía	Batería de LiPo ³ de 2 Ah	Batería
Peso total (kg)	0.71	3.2
Carga máx.	190 Nm	16 Nm
Autonomía (Horas)	8	1
Espacio de uso	Terreno plano	Terreno plano

1.3.2. Productos comerciales

Los exoesqueletos activos más comercializados son aquellos con fines militares, principalmente por la disponibilidad de fondos en este sector para el desarrollo de dispositivos altamente avanzados. A continuación, se explica brevemente uno de los dispositivos desarrollados con estos fines.

ONYX

Este dispositivo fue diseñado para aumentar la resistencia y la fuerza de los soldados al caminar o correr por terrenos irregulares llevando una carga pesada. Reduce la fatiga en las piernas y ayuda a distribuir correctamente el peso con el fin de mantener el sistema esquelético alineado para evitar sobreesfuerzos y lesiones⁴ (ver Figura 1.6).

³ LiPo: Polímero de Litio.

⁴ Strength To Go The Distance. Lockheed Martin s.f. Enlace: https://www.lockheedmartin.com/en-us/products/exoskeleton-technologies/military.html?cq_ck=1522941066947



Fig. 1.6: Soldado usando el ONYX⁵

1.4. Componentes de los exoesqueletos activos

Estos dispositivos deben de asistir al usuario sin perturbar los movimientos de este. Por lo tanto, requieren de componentes que les permitan conocer las intenciones del usuario y actuar de acuerdo a estas.

De esta manera, en la Tabla 1.2 se presenta una síntesis de los sensores y mecanismos comúnmente utilizados en los exoesqueletos diseñados para aumentar las capacidades motoras del usuario [Torres, 2020]. Es importante mencionar que los tipos de actuadores más utilizados en estos exoesqueletos son los eléctricos y los hidráulicos. Así mismo, las baterías más usadas son las de polímero de litio (conocidas como LiPo), aunque las baterías de Litio-Ferro Fosfato (conocidas como LiFePO4) también pueden ser consideradas como una opción [Torres, 2020].

Tabla 1.2: Síntesis de sensores y mecanismos utilizados en exoesqueletos

Sensores	Mecanismos
Giroscopio	Caja reductora
Acelerómetro	Engranaje planetario
Codificador óptico	Faja sincrónica
Celda de carga	Husillo de bolas
IMU	Transmisión de onda
EMG	Embrague
Potenciómetro	Brazo de palanca

⁵ Imagen extraída de https://www.lockheedmartin.com/en-us/products/exoskeletontechnologies/military.html?cq_ck=1522941066947.

1.5. Configuración de los actuadores

Además de los mecanismos utilizados en los exoesqueletos presentados anteriormente, resulta importante conocer algunas de las configuraciones que pueden tener los actuadores, así como las características que estas presentan (Tabla 1.3).

Así mismo, es necesario hacer una distinción entre estas configuraciones, puesto que existen aquellas con un elemento elástico en serie con el actuador (SEA por sus siglas en inglés) y otras con este elemento en paralelo (PEA por sus siglas en inglés). Estas se pueden apreciar en la Figura 1.7. Es importante mencionar que al utilizar un SEA, la inercia reflejada por el mecanismo de transmisión es desacoplada del efector debido al uso del resorte en serie.

Tabla 1.3: Comparación de algunos SEA y PEA [Torres, 2020]

Características	ESEA ⁶	RSEA ⁷	CSEA ⁸	HSEA ⁹	CPEA ¹⁰
Movimiento	Lineal	Rotatorio	Rotatorio	Lineal	Rotatorio
Tipo de resorte	De compresión	De torsión	De torsión	De compresión	De torsión
Eficiencia	Media	Media	Muy Alta	Baja	Muy Alta
Fuerza	Media	Media	Alta	Muy alta	Alta
Velocidad	Medio	Rápido	Rápido	Rápido	Rápido
Complejidad en el control	Baja	Baja	Media	Alta	Baja
Mecanismos	Husillo de bolas	Caja reductora / Disco armónico	Caja reductora / Disco armónico	Ninguno / Brazo de palanca	Engranaje
Componentes	Varios	Pocos	Varios	Muchos	Varios
Impedancia	Media	Media	Media	Baja	Alta

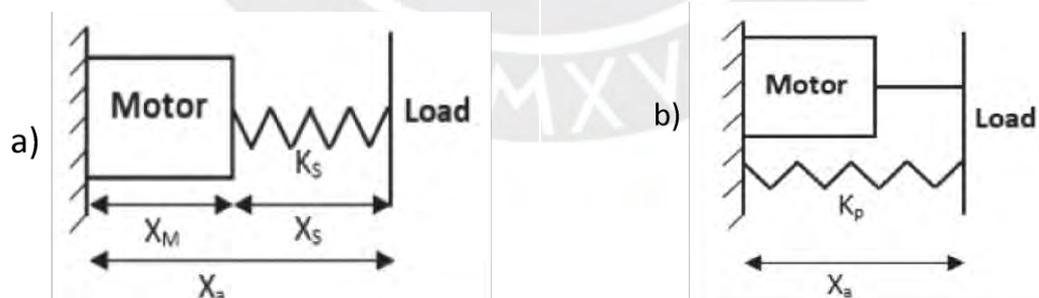


Fig. 1.7: Diagrama de un SEA (a) y un PEA (b) [Vadiati, 2018]

⁶ ESEA: Electric Series Elastic Actuator.

⁷ RSEA: Rotary Series Elastic Actuator.

⁸ CSEA: Clutchable Series Elastic Actuator.

⁹ HSEA: Hydraulic Series Elastic Actuator.

¹⁰ CPEA: Clutched Parallel Elastic Actuator.

1.6. Requerimientos

Los requerimientos del dispositivo, presentados en la Tabla 1.4, fueron obtenidos del trabajo realizado por Torres [Torres, 2020]. Estos se basan en las necesidades del usuario y los parámetros estándar respecto a la tarea que el dispositivo debe realizar. Además, se toman en cuenta otros factores, tales como las condiciones ambientales a las que podría estar sometido el exoesqueleto, la seguridad del usuario ante alguna falla del sistema, el mantenimiento de los componentes, la forma en la que se realiza el montaje y el costo de fabricación.

Tabla 1.4: Resumen de los requerimientos del exoesqueleto [Torres, 2020]

Parámetro	Descripción
<i>Función principal</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Reducir tanto la fuerza del impacto como las fuerzas internas en la articulación de la rodilla. - No interferir con el movimiento del usuario.
<i>Ergonomía</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Diseño adecuado para que el exoesqueleto este correctamente sujeto al usuario en todo momento. - Utilizar componentes de fijación flexibles. - Masa distal: 1.4 kg distribuida a lo largo del miembro inferior y 2 kg por encima de la cadera como máximo.
<i>Geometría</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Modificable a la altura de la persona y la forma de su pierna. - Limitada por el volumen de impresión máximo de la impresora a utilizar.
<i>Velocidad angular</i>	- Velocidad angular mínima de $14 \frac{rad}{s}$ ($\sim 802 \frac{^\circ}{s}$).
<i>Rango</i>	- Rango completo de la rodilla: $0^\circ - 140^\circ$.
<i>Momento</i>	- Momento máximo: 72 Nm.
<i>Energía</i>	- Baterías de LiPo o LiFePO4: autonomía de 1 hora como mínimo.
<i>Seguridad</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Utilizar topes mecánicos para proteger la articulación en caso de falla. - Garantizar la integridad de las baterías para evitar derrames de sustancias y/o explosiones.
<i>Fabricación</i>	- Principalmente impresión 3D. Algunas piezas con fundición y maquinado.
<i>Montaje</i>	- Diseño modular.
<i>Material</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Material de la estructura: apto para impresión en 3D o fundición. - Ligero, pero al mismo tiempo resistente. - Material de componentes expuestos al ambiente: resistente al calor (más de 40°C) y la radiación UV (más de 13 en la escala del índice UV).
<i>Mantenimiento</i>	- Poco. Uso de componentes que requieran poco o nulo mantenimiento.
<i>Uso</i>	- Debe poder utilizarse en exteriores (IP54 o superior).
<i>Costo</i>	- El costo de fabricación no debe superar los \$3,500.

1.7. Proyecto preliminar

El proyecto preliminar presentado en la Figura 1.8 fue obtenido del trabajo realizado por Torres [Torres, 2020]. Este comprende una mochila que contiene todos los componentes necesarios para el correcto funcionamiento del sistema:

- El microcontrolador: Procesa las señales y controla el exoesqueleto.
- El divisor de voltaje: Permite que el microcontrolador conozca el nivel de carga de la batería al medir el voltaje del divisor mediante un conversor analógico – digital.
- Los reguladores conmutados: Acondicionan la energía para los componentes que requieren un nivel de voltaje distinto al proporcionado por las baterías, ya sea mayor o menor a este.
- Los controladores de velocidad de lazo abierto: Convierten la señal PWM generada por el microcontrolador a una señal que permita controlar al motor sin escobillas de rotor externo.
- Las baterías: Energizan a todos los componentes del sistema.
- El buzzer y la tira LED: Ubicados en el asa derecha de la mochila. Sirven para indicar el estado de la batería (ya sea el nivel de carga o la alerta de batería baja).

Adicionalmente, en cada pierna se observa una carcasa unida a la estructura del exoesqueleto, la cual protege los siguientes componentes ante las condiciones ambientales:

- El motor: De corriente continua, sin escobillas, y de rotor externo para poder accionar el Gear Bearing Drive al encajar en el engranaje solar del mismo.
- El freno electromagnético de imanes permanentes: Encargado de evitar que el mecanismo de transmisión rote, permitiendo así que el resorte de torsión se deforme por el movimiento de la pierna del usuario.
- El Gear Bearing Drive: Reduce el torque que debe sostener el freno, aumenta el torque que genera el motor, permite que el motor gire a altas revoluciones (aumentando la eficiencia de este), y funciona como estructura de soporte para algunos componentes.
- El resorte de torsión: Tiene forma de disco para ocupar menos espacio.
- El codificador de anillo: Permite conocer la posición angular de la pierna y estimar la velocidad de la misma. Esto es vital para el funcionamiento del exoesqueleto.
- Los sensores de efecto Hall: Miden la posición del motor y permiten estimar la velocidad del mismo. Es otro elemento vital para el funcionamiento.

Es importante resaltar que el motor, junto con el mecanismo de transmisión (Gear Bearing Drive), el freno electromagnético de imanes permanentes, y el resorte de torsión, conforman una configuración conocida como CSEA (Clutchable Series Elastic Actuator).

Ahora, al ser un concepto, no se han realizado las optimizaciones necesarias. Por lo tanto, este modelo solo pretende ser una ayuda visual para comprender mejor como se unen las partes del sistema y como un usuario lo utilizaría.

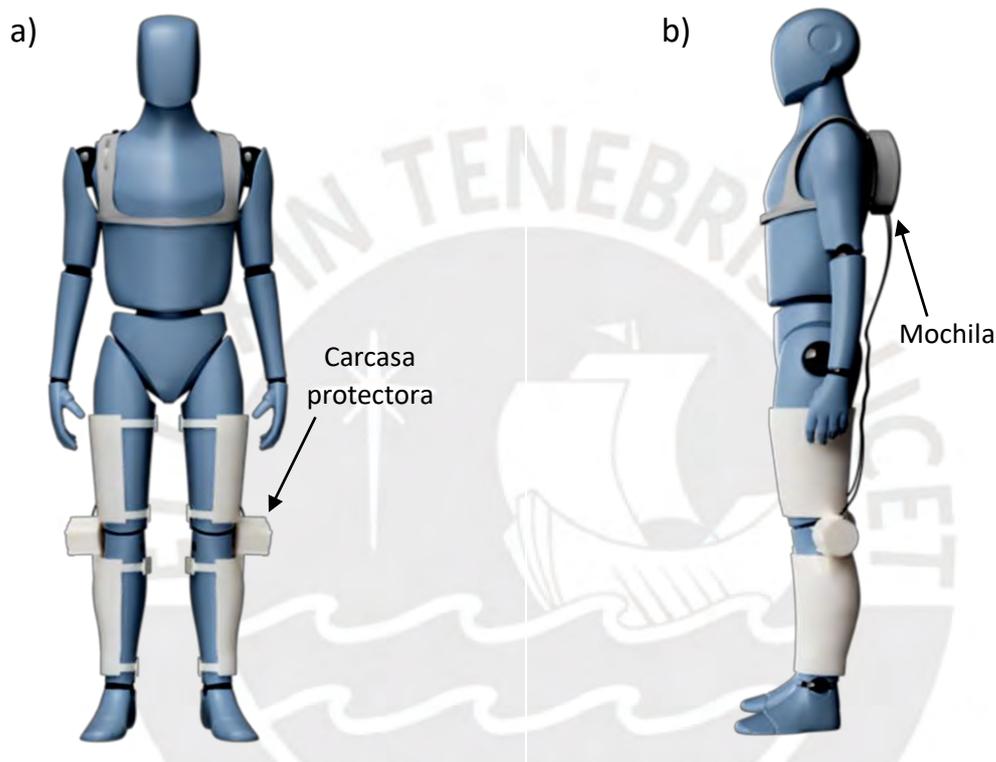


Fig. 1.8: Vista frontal (a) y lateral (b) del usuario con el exoesqueleto puesto [Torres, 2020]

Por otro lado, debido a la disposición de los componentes dentro del sistema actuador, es útil presentar una breve descripción (acompañada de imágenes) de la relación entre algunos componentes importantes de este. Así, en la Figura 1.9 (a), se observa el sistema actuador en su totalidad, mientras que en la Figura 1.9 (b), se puede ver el Gear Bearing Drive (GBD) y algunos de sus componentes, tales como el engranaje solar, 4 engranajes planetarios (aunque podrían ser más o menos), los engranajes anulares y el rodillo central. Así mismo, en la Figura 1.9 (c), se muestra el motor sin escobillas (el cual va insertado en el engranaje solar del GBD) y el resorte de torsión en forma de disco, el cual está ubicado entre la parte que une el sistema actuador con la estructura y el engranaje anular de salida del GBD (mostrado en la figura 1.9 (b)). Finalmente, en la Figura 1.9 (d), se puede apreciar el eje del

engranaje solar que conecta al engranaje solar del GBD con el freno electromagnético de imanes permanentes, el cual pasa a través del agujero del codificador de anillo y la parte que une al sistema actuador con la estructura (no mostrada en este caso). Además, se muestra codificador de anillo para la rodilla y los sensores de efecto Hall para el motor a cada extremo. Cabe señalar que los semicírculos presentes en el resorte de torsión solamente sirven para representar que este se encuentra rígidamente unido con los componentes con los que está en contacto.



Fig. 1.9: Vistas de detalle de los componentes del sistema [Torres, 2020]

CAPÍTULO 2

DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO

En este capítulo se desarrollan los cálculos necesarios para dimensionar y seleccionar los componentes que conforman la parte mecánica del exoesqueleto, además de seleccionar los materiales que serán utilizados para su fabricación. Se hace uso tanto de métodos computacionales como de métodos analíticos, según sea necesario.

2.1. Consideraciones preliminares

El diseño del exoesqueleto comienza con la definición de la constante del resorte de torsión a utilizar mediante el uso de un método iterativo presentados por S. Wang [Wang, 2011], para lo cual se requieren los datos de los ángulos y momentos generados durante el ciclo de marcha de la persona. Estos datos pueden ser obtenidos de dos maneras: experimentalmente, es decir, tomando datos de la persona para la que se va a diseñar el exoesqueleto, o a partir de aproximaciones con las gráficas expuestas en el capítulo 2 del trabajo presentado por Torres [Torres, 2020], teniendo en consideración la velocidad a la que suele correr el usuario.

Con estos datos, y la constante del resorte definida, se procede a determinar las cargas que soportarán los demás componentes para realizar su selección o dimensionamiento (incluyendo la selección del material). Es importante señalar que este capítulo también comprenderá la selección del motor y del freno electromagnético, puesto que estos están directamente relacionados con los componentes involucrados en el diseño mecánico.

De esta forma, se comienza por seleccionar el freno electromagnético a utilizar con el fin de determinar el valor máximo y mínimo que podrá tener la relación de reducción del mecanismo de transmisión. Además, con el freno seleccionado, se conoce el mínimo diámetro interior que podrá tener el resorte de torsión.

Por otro lado, se utilizará un método conocido como “Diseño generativo” para diseñar la estructura del exoesqueleto en base al máximo momento ejercido por el resorte. Este método consiste en plantear condiciones iniciales (las fuerzas, los componentes sobre las que estas actúan y los apoyos que restringen los grados de libertad de estos componentes), con las cuales el programa de optimización puede generar una variedad de diseños en base a un objetivo previamente definido, como el factor de seguridad o la masa deseada del componente. De esta forma, el programa genera varios modelos optimizados, de los cuales el diseñador elige el que mejor se adapte a su aplicación.

Con la estructura definida diseñada y el freno electromagnético seleccionado, se procede a seleccionar el motor, para lo cual se plantea el escenario en el que el motor debe generar un momento que le permita cargar con la parte de la estructura que se encuentra en la pierna, así como con la mitad del peso de la pierna del usuario. Así, en base a los datos obtenidos, se selecciona el motor que presente el mejor desempeño en el caso más crítico.

De esta manera, conociendo el diámetro exterior del motor y el rango de valores que puede tomar la relación de reducción, se procede a determinar las dimensiones del mecanismo de transmisión (Gear Bearing Drive) y el material que se utilizará para su fabricación. Así, con el fin de obtener el tamaño más compacto posible, se usa un algoritmo de optimización de forma, presentado por Weinberg [Weinberg, 2013]. Cabe resaltar que este algoritmo no proporciona información relevante respecto a la resistencia que tendrá el mecanismo, ni el material del que este debe estar hecho, por lo que estos serán determinados mediante métodos analíticos. Además, se debe dimensionar el eje que une a este mecanismo con el freno electromagnético, para lo cual se utilizarán métodos computacionales. Las partes antes mencionadas (con excepción de la estructura) se pueden observar en la Figura 2.1.

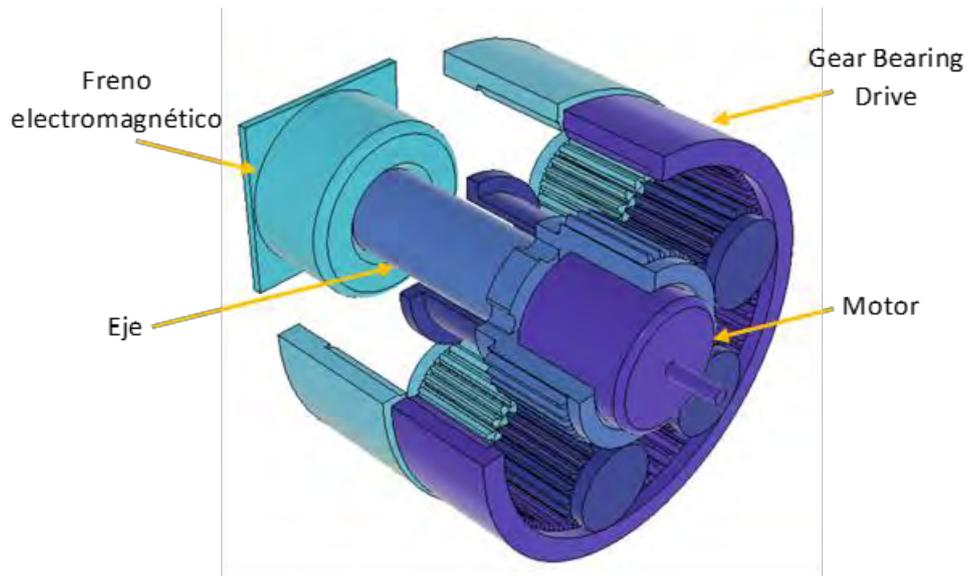


Fig. 2.1: Componentes del mecanismo de transmisión

Luego, conociendo el diámetro externo del mecanismo de transmisión y el diámetro interno del freno electromagnético seleccionado, se procede a diseñar la geometría interna del resorte, la cual le permitirá deformarse y ejercer el torque necesario, mientras mantiene un tamaño y peso adecuado para poder ser incorporado en el exoesqueleto. En la Figura 2.2 se presenta un ejemplo de esta geometría. Por otro lado, en vista de que no existe un método analítico para determinar la geometría interna del resorte, se utilizará un método iterativo (ver Figura 2.3) presentado por Carpino [Carpino, 2012].



Fig. 2.2: Ejemplo de la geometría interna del resorte

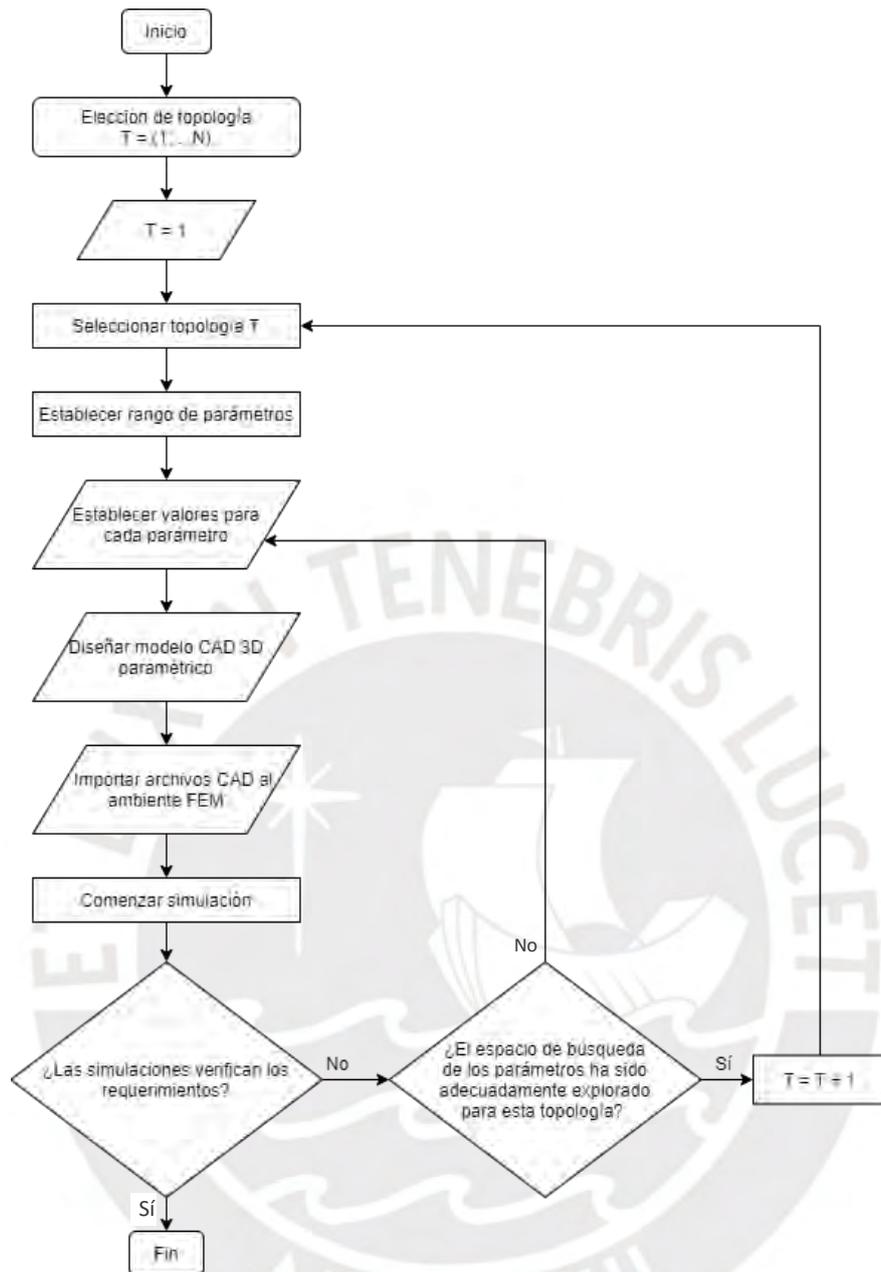


Fig. 2.3: Diagrama de flujo del método para el diseño del resorte [Carpino, 2012]

Con los componentes ya dimensionados y seleccionados, se realizan los cálculos necesarios para dimensionar la parte encargada de transmitir el momento ejercido por el resorte de torsión hacia la estructura (ver Figura 2.4), proporcionando la asistencia necesaria durante el ciclo de marcha. De esta forma, se utilizarán métodos analíticos con el fin de determinar las dimensiones de esta parte.

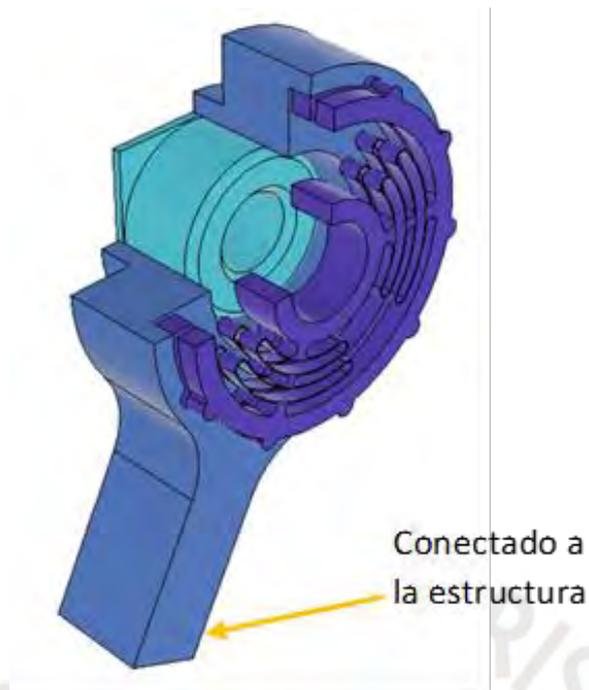


Fig. 2.4: Parte que une el resorte de torsión con la estructura

A manera de resumen, se presenta el orden en el que se realizarán los cálculos y las selecciones para el diseño mecánico del exoesqueleto, además de una vista de sección (ver Figura 2.5) donde se pueden apreciar todos los componentes (con excepción de la estructura).

Se comenzará por obtener la constante del resorte y seleccionar el freno electromagnético. Luego, se diseñará la estructura utilizando el "Diseño generativo". Después, se seleccionará el motor y, acto seguido, se dimensionará el mecanismo de transmisión y el eje que lo une con el freno electromagnético. Finalmente, se procede a diseñar el resorte de torsión en forma de disco, para después dimensionar la parte que une a este resorte con la estructura del exoesqueleto.

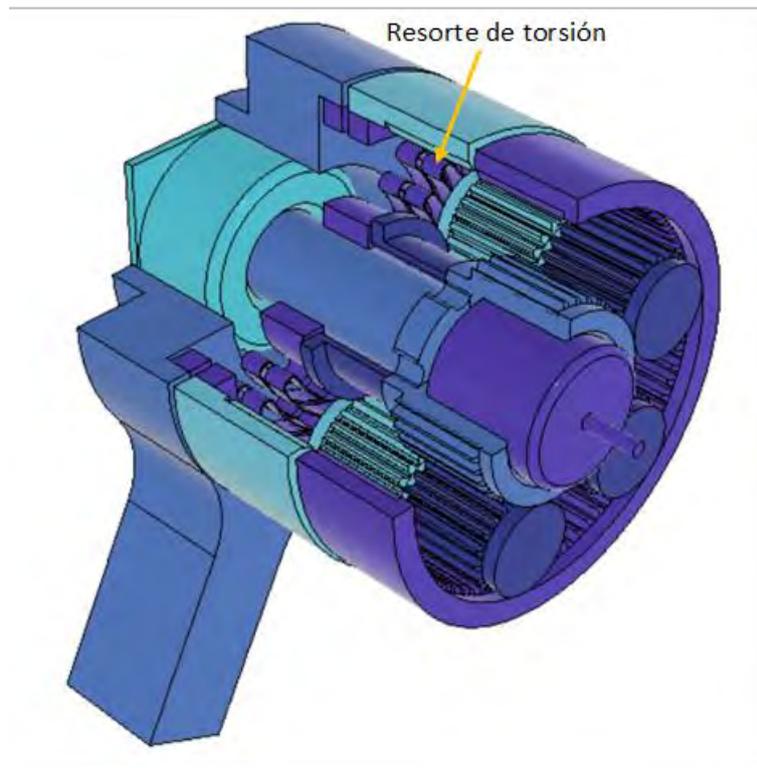


Fig. 2.5: Vista de sección de los componentes del sistema

Por último, dado que para el mejor desarrollo de los métodos es necesario tener datos experimentales, estos serán obtenidos de un estudio realizado a 28 corredores [Fukuchi, 2017]. En este estudio se hicieron públicos los datos procesados para poder ser utilizados en otros trabajos bajo la licencia CC-BY¹¹. Así, se seleccionarán los datos del participante número 6 para realizar ejemplos sobre el uso de los métodos antes mencionados.

2.2. Constante del resorte de torsión

La obtención de la constante del resorte (K) se realizará por un método iterativo, el cual utiliza el método de mínimos cuadrados (MMC) para encontrar el valor de K que presente el menor error con respecto al valor que se desea obtener [Wang, 2011]. Sin embargo, el método presentado en la literatura para encontrar este valor considera todo el momento generado, mientras que, para este trabajo, se está tomando en cuenta una asistencia del 30%.

¹¹ Enlace a la licencia: <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

Adicionalmente, dado que es importante que la asistencia se proporcione en los momentos más críticos, resulta más conveniente encontrar el error respecto al pico del momento durante la fase de apoyo.

Con estas consideraciones, el método presentado difiere ligeramente de aquel utilizado en la literatura. De esta manera, el error utilizado en el MMC, es calculado a partir del 30% del pico del momento generado por el usuario cuando este se encuentra en la fase de apoyo. Entonces, el método comienza en K igual a cero y termina al encontrar el valor de K que presente el menor error entre todos. Esto se expresa en la Ecuación 2.1.

$$f(K) = 0.3M_{pi} - K(\theta_{Ai} - \theta_{Ac}), \quad \min_{K \in (0, +\infty)} f(K), \quad (2.1)$$

Donde:

M_{pi} : pico del momento de la articulación en el instante i [Nm]

θ_{Ai} : ángulo de la articulación en el instante i [rad]

K : constante de rigidez del resorte [Nm/rad]

θ_{Ac} : ángulo en el que se acopla el resorte [rad]

Con la Ecuación 2.1 se evalúan los valores de K para tres velocidades ($2.5 \frac{m}{s}$, $3.5 \frac{m}{s}$ y $4.5 \frac{m}{s}$), obteniendo un valor de K para cada velocidad ($K = 104$, $K = 107$ y $K = 115$). Dado que se debe elegir un valor para la constante de rigidez del resorte, se puede hacer un promedio entre los tres valores obtenidos, o se puede elegir uno teniendo en cuenta la velocidad a la que suele correr el usuario. En este caso, dado que los valores de K para cada velocidad no varían demasiado, se hace un promedio de estos valores, obteniendo como resultado $K = 109$. Sin embargo, si estos valores fueran muy dispersos, convendría consultar al usuario para conocer a qué velocidad suele correr y así poder determinar un valor adecuado de K .

2.3. Selección del freno electromagnético

En la selección del freno electromagnético se debe tener en cuenta que, al aumentar el momento que este puede sostener, aumenta también el tamaño del mismo, su masa, y la potencia que necesita para funcionar correctamente.

Por otro lado, si el freno electromagnético es capaz de sostener un mayor momento, la relación de reducción del mecanismo de transmisión puede ser menor, disminuyendo a su vez la inercia reflejada. Sin embargo, esto no resulta ser un problema al utilizar un resorte, pues este desacopla las inercias, por lo que el usuario no sentirá la inercia reflejada.

De esta manera, en la Tabla 2.1 se muestra la comparación entre dos frenos electromagnéticos de imanes permanentes, los cuales tienen la ventaja de presentar un menor tamaño sin sacrificar la capacidad de sostener la misma carga que otros tipos de frenos. Además, debido al uso de estos imanes, y dado que el freno es accionado electrónicamente, se puede llegar a duplicar la carga que el freno puede sostener al alinear el campo magnético de los imanes con el campo electromagnético generado por la bobina. Adicionalmente, el uso de estos frenos ofrece la capacidad de controlar la cantidad de carga que puede sostener, desde el valor nominal hasta el doble de este.

Tabla 2.1: Comparación entre frenos electromagnéticos

Crterios	(a) PMB-3-A-CL-24V	(b) 86 611 03 H00
<i>Momento nominal [Nm]</i>	0.4	0.4
<i>Momento máximo [Nm]</i>	0.8	0.8
<i>Diámetro [mm]</i>	28	28
<i>Diámetro máx. del eje [mm]</i>	8	9
<i>Largo [mm]</i>	26.5	26.5
<i>Masa [kg]</i>	0.08	0.07
<i>Máx. RPM</i>	10,000	16,000
<i>Voltaje[V]</i>	24	24
<i>Potencia [W]</i>	6	6.2

Con los datos de la Tabla 2.1 se puede determinar cuál de los dos frenos es el mejor para esta aplicación. Dado que estos comparten varias características, solo se tomarán en cuenta aquellos parámetros donde exista una diferencia significativa. Por lo tanto, teniendo en cuenta la máxima cantidad de RPM, se prefiere el freno (b) (de la marca Kendrion), pues este puede operar a una velocidad mayor y, puesto que el eje del freno estará conectado al motor, este parámetro resulta importante.

Entonces, conociendo el valor del momento que puede sostener el freno, es posible calcular la relación de reducción mínima que debe tener el mecanismo de transmisión para permitir que el freno sostenga el momento ejercido por el resorte de torsión durante la fase de apoyo. Sin embargo, dado que este momento varía dependiendo de la diferencia entre el ángulo en

el que se acopla el resorte y el máximo ángulo de flexión de la pierna del usuario durante la fase de apoyo, se tomará el mayor valor de esta diferencia, considerando que el resorte se acopla cuando el pie del usuario toca el suelo. Por otro lado, conociendo la máxima velocidad angular a la que gira la rodilla y la máxima cantidad de RPM a la que puede operar el freno, se puede determinar la relación de transmisión máxima

En este caso, el valor de la diferencia entre los ángulos y la máxima velocidad angular de la rodilla serán obtenidas a partir de los datos del participante número 6 del estudio de Fukuchi [Fukuchi, 2017]. De esta forma, utilizando las Ecuaciones 2.2 y 2.3, se puede determinar la mínima relación de transmisión necesaria, mientras que utilizando la Ecuación 2.4 es posible determinar la relación de transmisión máxima. Cabe resaltar que se toma el 95% de la cantidad máxima de RPM para tener un factor de seguridad y no exigir que el freno funcione demasiado cerca de su límite.

$$\tau_{m\acute{a}x} = K(m\acute{a}x(\Delta\theta)) \quad (2.2)$$

$$N_{m\acute{i}n} = \frac{\tau_{m\acute{a}x}}{\tau_{freno}} \quad (2.3)$$

$$N_{m\acute{a}x} = \frac{0.95RPM_{m\acute{a}x} \left(\frac{2\pi}{60}\right)}{\omega_{m\acute{a}x}} \quad (2.4)$$

Donde:

K : Constante de rigidez del resorte [Nm/rad]

$\Delta\theta$: Diferencia entre los ángulos [rad]

$\tau_{m\acute{a}x}$: Momento máximo ejercido por el resorte de torsión [Nm]

τ_{freno} : Momento máximo que puede sostener el freno electromagnético [Nm]

$N_{m\acute{i}n}$: Mínima relación de reducción de la transmisión permisible [Sin unidades]

$N_{m\acute{a}x}$: Máxima relación de reducción de la transmisión permisible [Sin unidades]

$RPM_{m\acute{a}x}$: Máxima cantidad de RPM a la que puede operar el freno [RPM]

$\omega_{m\acute{a}x}$: Máxima velocidad angular a la que gira la rodilla al correr [rad/s]

Así, con el valor de la constante del resorte ($K = 109$) y el valor máximo de la diferencia entre los ángulos ($\Delta\theta = 0.652$), se determina que el momento máximo ejercido por el resorte de torsión ($\tau_{m\acute{a}x} = 71.07 \text{ Nm}$) haciendo uso de la Ecuación 2.2. Conociendo este valor, es posible calcular la mínima relación de transmisión ($N_{m\acute{i}n} = 90$) con la Ecuación 2.3. Finalmente, conociendo la velocidad angular máxima de la rodilla ($\omega_{m\acute{a}x} = 16.52$) y la cantidad máxima de RPM a la que opera el freno ($RPM_{m\acute{a}x} = 16000$), se obtiene la máxima relación de reducción ($N_{m\acute{a}x} = 96$).

2.4. Diseño de la estructura del exoesqueleto

En el diseño de la estructura del exoesqueleto se debe tener en cuenta las fuerzas de reacción que se generan cuando este interactúa con el usuario, proporcionando asistencia y soportando las cargas. Estas fuerzas serán calculadas para el instante en el que, durante la fase de apoyo, la velocidad angular de la rodilla es igual a cero y esta comienza a pasar de flexionarse a extenderse. En otras palabras, el instante en el que la rodilla alcanza el máximo valor del ángulo de flexión y el momento generado por el resorte es el máximo.

Así, en este cálculo es necesario conocer los ángulos y las distancias a las que están las sujeciones con respecto al actuador. De esta forma, los ángulos son obtenidos a partir de los datos del ciclo de marcha de la persona en el instante de la transición durante la fase de apoyo, mientras que las distancias pueden ser elegidas al conocer las longitudes de los segmentos de los miembros inferiores, de tal manera que las sujeciones de cada segmento estén tan alejadas una de la otra como sea posible para disminuir la fuerza ejercida por la estructura sobre el cuerpo del usuario [Wang, 2018].

Entonces, al escoger las distancias a las que estarán las sujeciones, se debe considerar las partes en las que no pueden ser utilizadas, pues esto provocaría una incomodidad en el usuario. Esto hace que las distancias de las sujeciones no coincidan con las longitudes de los segmentos del cuerpo, por lo que es necesario realizar ajustes en las longitudes para poder determinar las distancias entre las sujeciones y el actuador (Figura 2.6). De esta manera, las longitudes de los segmentos de los miembros inferiores son determinadas de acuerdo a las proporciones del cuerpo (Figura 2.6). Los ajustes son elegidos procurando que las sujeciones se encuentren posicionadas de tal manera que no provoquen molestias en las articulaciones del usuario. Así, en la Tabla 2.2 se muestran estos datos.

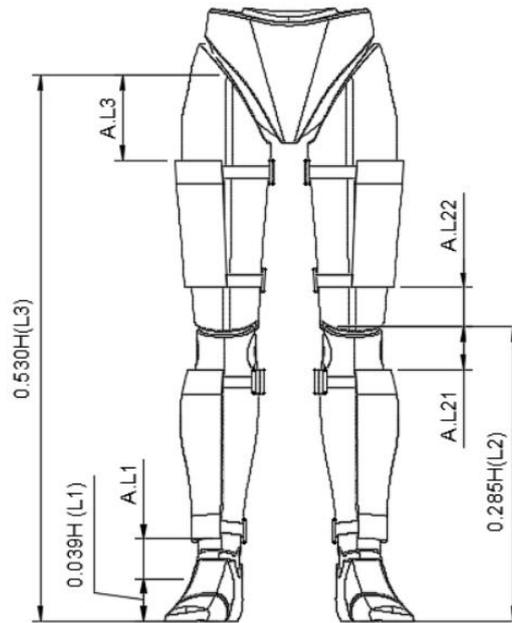


Fig. 2.6: Proporciones de las piernas del cuerpo humano [Winter, 2009] y los ajustes para el exoesqueleto

Tabla 2.2: Longitudes de los miembros inferiores y los ajustes para el exoesqueleto

Altura (H) [mm]	L_1	L_2	L_3	Ajuste L_1	Ajuste L_{21}	Ajuste L_{22}	Ajuste L_3
1778	69.342	506.73	942.34	65	80	70	160

Por otro lado, la convención que siguen los ángulos obtenidos del estudio, anteriormente mencionado, se muestra en la Figura 2.7. Conociendo la convención utilizada se pueden determinar los valores de los ángulos de la estructura en el instante de la transición. Estos se pueden apreciar en la Tabla 2.3, junto a los valores de las distancias de los centros de las sujeciones con respecto a la posición de la rodilla, donde d_1 es la sujeción más cercana a la cadera.

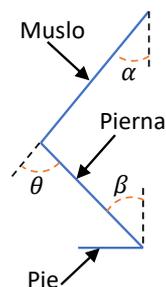


Fig. 2.7: Convención de ángulos utilizada

Tabla 2.3: Ángulos y distancias de las sujeciones

α	β	d_1	d_2	d_3	d_4
34.9489	15.5408	250.61	95	105	347.388

Con estos datos, se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre de la estructura para calcular las fuerzas que deberá soportar la estructura, y posteriormente realizar el diseño. Así, en la Figura 2.8, se muestra el diagrama de cuerpo libre, del cual se obtienen las Ecuaciones 2.5 a 2.8 al evaluar las fuerzas presentes en la estructura.

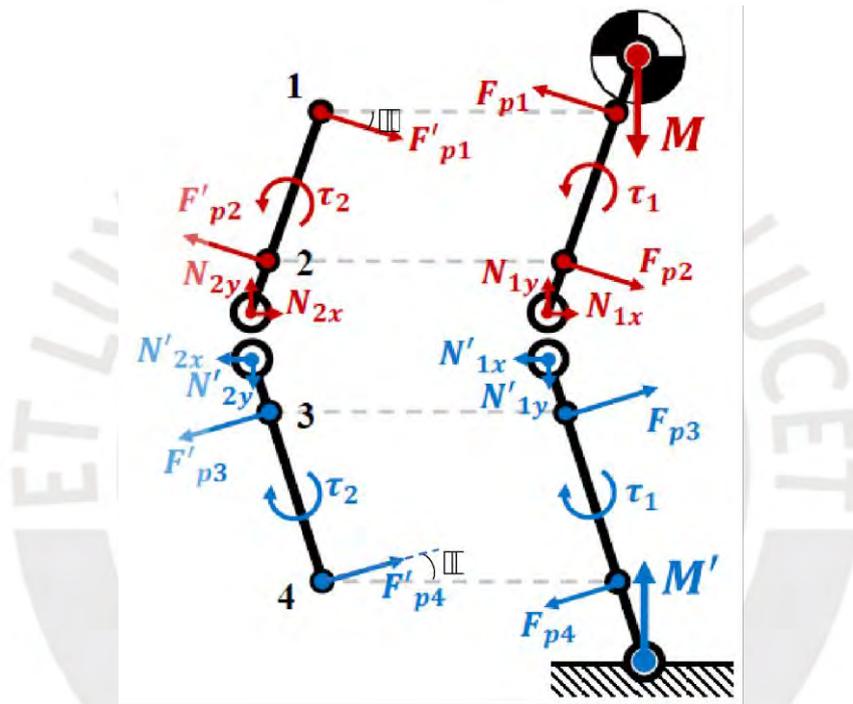


Fig. 2.8: Diagrama de cuerpo libre de la estructura (izquierda) y de la pierna (derecha) [Wang, 2018]

$$d_2 F'_{p2} + \tau_2 - d_1 F'_{p1} = 0 \quad (2.5)$$

$$d_4 F'_{p4} - d_3 F'_{p3} - \tau_2 = 0 \quad (2.6)$$

$$(F'_{p1} - F'_{p2}) \cos \cos(\alpha) + (F'_{p4} - F'_{p3}) \cos \cos(\beta) = 0 \quad (2.7)$$

$$(F'_{p2} - F'_{p1})(\alpha) + (F'_{p4} - F'_{p3}) \text{sen}(\beta) = 0 \quad (2.8)$$

Donde:

τ_2 : Momento generado por el actuador [N mm]

F'_{p1} : Fuerza en la sujeción 1 [N]

F'_{p2} : Fuerza en la sujeción 2 [N]

F'_{p3} : Fuerza en la sujeción 3 [N]

F'_{p4} : Fuerza en la sujeción 4 [N]

d_1 : Distancia del centro del actuador (punto N) a la sujeción 1 [mm]

d_2 : Distancia del centro del actuador (punto N) a la sujeción 2 [mm]

d_3 : Distancia del centro del actuador (punto N) a la sujeción 3 [mm]

d_4 : Distancia del centro del actuador (punto N) a la sujeción 4 [mm]

α : Ángulo del muslo respecto al tronco [°]

β : Ángulo de la pierna respecto al tobillo [°]

Conociendo las ecuaciones, se puede determinar las fuerzas actuantes en las sujeciones. Así, las magnitudes de estas fuerzas se pueden apreciar en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4: Fuerzas actuantes en las sujeciones de la estructura

F'_{p1}	F'_{p2}	F'_{p3}	F'_{p4}
462.7	462.7	297.04	297.04

Entonces, con todos los datos calculados, se realiza un modelo en computadora de las partes los marcos que unen las sujeciones que deben tener una geometría definida y se hace uso del método de “Diseño generativo” para las partes en las que la geometría puede tener cualquier forma que satisfaga de manera óptima los requerimientos del diseño.

Es importante mencionar que este método será utilizado únicamente para los marcos que unen las sujeciones. Sin embargo, dado que con este método se obtiene una geometría compleja, el marco será fabricado por fundición en arena mediante un proceso de fabricación que se conoce como fundición al PLA perdido, en el cual se hace uso de un molde impreso en 3D con un material llamado PLA que, luego de ser utilizado para realizar el molde, es derretido y retirado de tal forma que el aluminio fundido pueda llenar el vacío dejado y tomar la forma de la pieza deseada.

Por otro lado, para las sujeciones se utilizará un método propuesto por Wang en el que se hace uso de un termoplástico, el cual se calienta para luego moldearlo con la forma de la pierna del usuario junto con el marco [Wang, 2018]. Este procedimiento se puede apreciar en la Figura 2.9.

En cuanto a los materiales utilizados, estos serán acrílico y aluminio 356 para las sujeciones y los marcos, respectivamente. Estos fueron elegidos por su resistencia y su capacidad para soportar las condiciones ambientales a los que estará sometido el exoesqueleto. Además, en el caso del acrílico, un criterio que se tuvo en cuenta fue su facilidad para ser moldeado al calentarlo. Así mismo, el aluminio fue elegido sobre el plástico para el marco, debido a que los plásticos disponibles capaces de soportar las condiciones ambientales no son capaces de soportar los esfuerzos a los que estaría sometida la estructura del exoesqueleto. Adicionalmente, el tipo de aluminio fue elegido por ser de los mejores y más comunes para la manufactura de la pieza por fundición en arena, así como su facilidad para ser maquinado posteriormente.

Por otro lado, las propiedades físicas y mecánicas de estos materiales también fueron consideradas para su elección. De esta manera, el aluminio presenta un esfuerzo de fluencia de 120 MPa y una alta resistencia a la fatiga (95 MPa), además de no necesitar un tratamiento térmico luego de ser fundido para alcanzar estas propiedades¹², mientras que el acrílico tiene un esfuerzo de fluencia de 69 MPa¹³.

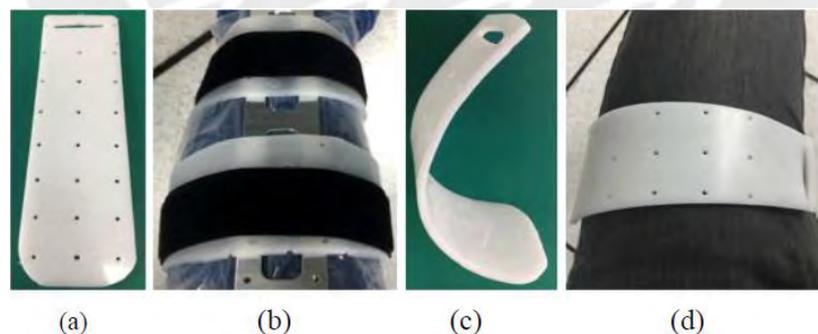


Fig. 2.9: Procedimiento para personalizar las sujeciones. (a) El termoplástico es maquinado para tomar una forma adecuada. (b) Luego se calienta y es aplicado sobre los miembros inferiores del usuario junto con el marco. (c) Al enfriarse, el termoplástico adopta la forma de estos. (d) Como resultado se tiene una sujeción que encaja perfectamente [Wang, 2018]

¹²A535.0 (A535.0-F, A15350) Cast Aluminum. Enlace: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/A535.0-A535.0-F-A15350-Cast-Aluminum>.

¹³ Acrylic. Enlace: <https://www.curbellplastics.com/Research-Solutions/Materials/Acrylic>.

Ahora, si bien el “Diseño Generativo” presenta una distribución óptima del material, este no siempre considera que pueda ser fabricado por métodos de manufactura tradicionales, por lo que se tuvieron que realizar algunas modificaciones al modelo obtenido inicialmente con el fin de poder fabricarlo (Figura 2.10).

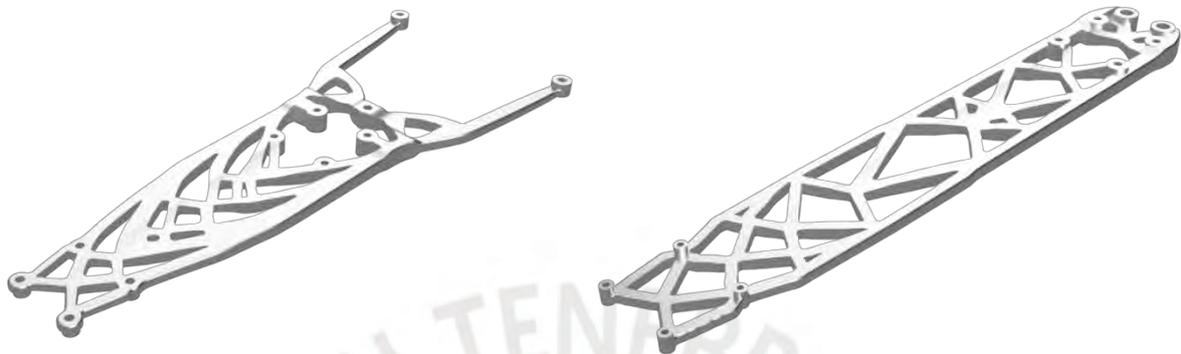


Fig. 2.10: Resultados del “Diseño generativo” modificados. Izquierda: Estructura superior. Derecha: Estructura inferior

En la Figura 2.11 se presentan los resultados de las simulaciones realizada para validar la selección del material para las sujeciones. Estas han sido aproximadas a la forma que tendrían al ser moldeadas a la forma de los miembros inferiores de una persona. Entonces, debido a que se trata de una aproximación y no se han tomado en cuenta otros factores aparte de las fuerzas actuantes, se dice que el material podrá resistir los esfuerzos dado que el factor de seguridad es mayor a 2.

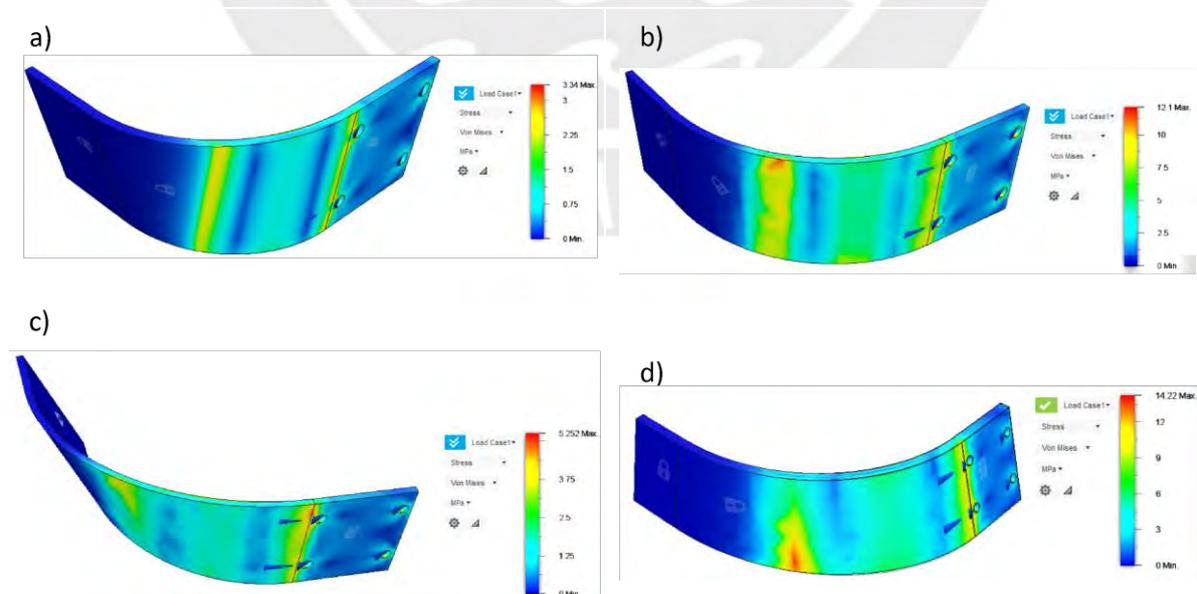


Fig. 2.11: Simulaciones de la parte más crítica de las sujeciones de acrílico partiendo de la más cercana al tobillo (a) hasta la más cercana a la cadera (d)

2.5. Selección del motor

Conociendo la relación de reducción mínima y máxima del mecanismo de transmisión, se procede a obtener los parámetros del motor (velocidad angular, momento y potencia), para lo cual se supone que el motor carga con la parte de la estructura que se encuentra en la pierna, así como con la mitad del peso de la pierna del usuario (dando una masa total de aproximadamente 2 kg), durante toda la fase de oscilación. El momento generado por esta carga se puede calcular con la Ecuación 2.9.

Por otro lado, cuando el freno electromagnético está desactivado, la configuración del actuador es la de un RSEA (Rotary Series Elastic Actuator). Por este motivo, las Ecuaciones 2.10, 2.11 y 2.12, fueron determinadas a partir del modelo mostrado en la Figura 2.12. Cabe resaltar que no se han considerado las pérdidas por fricción y/o amortiguamiento, las inercias, ni las eficiencias en este análisis.

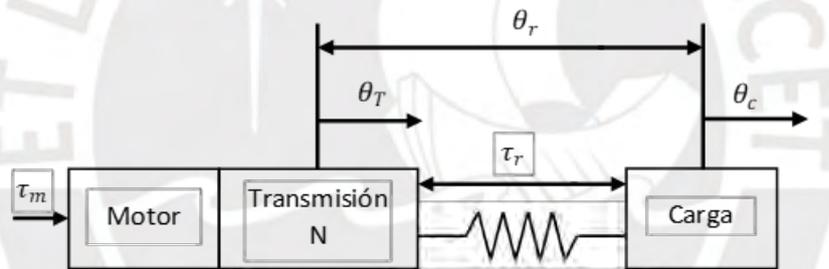


Fig. 2.12: Modelo de un RSEA

$$\tau_c = mgl \sin(\theta_A) \quad (2.9)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_c}{N} \quad (2.10)$$

$$\dot{\theta}_m = N \left(\frac{\dot{\tau}_c}{K} + \dot{\theta}_A \right) \quad (2.11)$$

$$P_m = \left| \dot{\theta}_A \tau_c + \frac{\tau_c \dot{\tau}_c}{K} \right| \quad (2.12)$$

Donde:

τ_m : Momento del motor [Nm]

τ_c : Momento generado por la carga [Nm]

$\dot{\tau}_c$: Derivada del momento generado por la carga [Nm/s]

m : Masa cargada por el motor [Sin unidades]

θ_A : Ángulo de la articulación de la rodilla [rad]

$\dot{\theta}_A$: Velocidad angular de la articulación de la rodilla [rad/s]

$\dot{\theta}_m$: Velocidad angular del motor [rad/s]

P_m : Potencia del motor [W]

N : Relación de reducción de la transmisión [Sin unidades]

K : Constante de rigidez del resorte [Nm/rad]

Haciendo uso de las Ecuaciones 2.10 a 2.12 se pueden calcular el momento máximo ejercido por el motor ($\tau_m = 0.0396Nm$), la velocidad angular máxima ($\dot{\theta}_m = 1541 \frac{rad}{s}$) y la potencia máxima del motor ($P_m = 43.2W$).

Con estos parámetros establecidos, se procede a seleccionar un motor de rotor externo comercial. Cabe señalar que se tomará un motor con una potencia mayor a la potencia calculada, puesto que en el cálculo antes realizado no se han tomado en cuenta ciertos parámetros que podrían influenciar negativamente en el desempeño del motor, evitando que este pueda proveer la potencia mecánica necesaria. De esta manera, en la Tabla 2.5 se puede observar una comparación entre tres alternativas.

Es importante mencionar que, con respecto a los parámetros de voltaje, Kv, velocidad angular y momento, todos los motores presentan valores adecuados para esta aplicación. De esta manera, se han utilizado los valores máximos obtenidos en la situación más crítica posible del escenario planteado inicialmente, en el cual el motor debe generar un momento para cargar una masa, con el fin de poder seleccionar adecuadamente el motor.

Entonces, observando la Tabla 2.5, se puede apreciar que el motor (a) presenta las mejores características (alta eficiencia, tamaño compacto y bajo peso), así como el mejor precio en comparación al motor (b) y (c), por lo que será este el utilizado en el exoesqueleto.

Tabla 2.5: Comparación entre los motores candidatos

Criterios	(a) GARTT F 2206 1400 KV	(b) Scorpion SII- 2212-1400kv (V2)	(c) Scorpion SII-2215- 1400KV (V2)
<i>Voltaje [V]</i>	10.52	10.52	10.52
<i>Amperaje [A]</i>	6.8	7	7.25
<i>Potencia [W]</i>	71.54	73.64	76.8
<i>Kv [RPM/V]</i>	1400	1400	1400
<i>Diámetro [mm]</i>	27.6	27.9	27.9
<i>Largo del cuerpo [mm]</i>	19.8	30	33
<i>Masa [g]</i>	27	58	68.6
<i>Eficiencia [%]</i>	85.84	83.72	80.39
<i>Momento [Nm]</i>	0.03981	0.03997	0.03973
<i>Velocidad angular [rad/s]</i>	1542.3	1542.3	1542.3
<i>Precio [\$]</i>	47	76	76

2.6. Dimensionamiento del mecanismo de transmisión (Gear Bearing Drive)

Con los datos del motor y la constante del resorte, se procede a dimensionar el mecanismo de transmisión. De esta manera, se presentan las ecuaciones para determinar el número de dientes de los engranajes (Ecuaciones 2.13 a 2.15), utilizadas para la optimización de forma [Weinberg, 2013]. Los parámetros iniciales que se deben establecer para este método son la relación de reducción, el número de dientes de los engranajes planetarios de entrada de entrada, el ángulo de presión y el diámetro del engranaje solar (ver Figura 2.13).

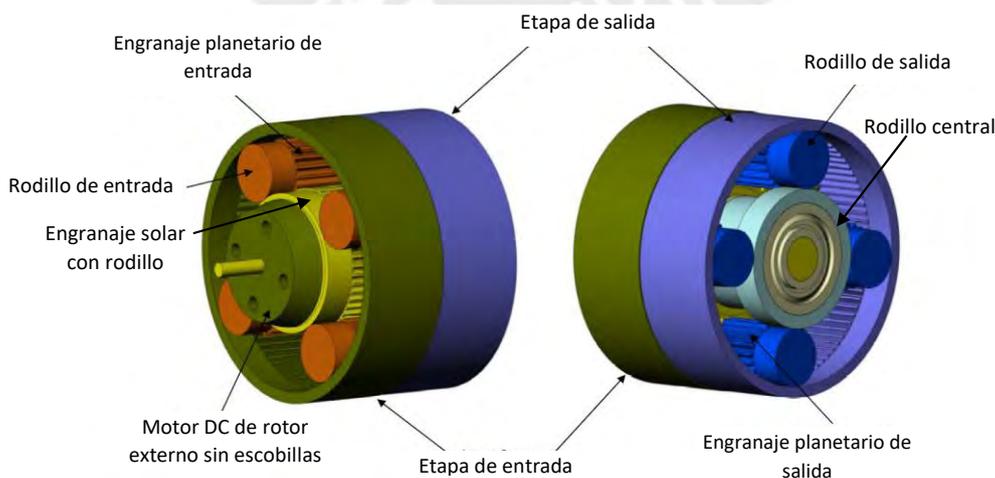


Fig. 2.13: Mecanismo de transmisión (Gear Bearing Drive)

$$N_3 = N_1 + 2N_2 \quad (2.13)$$

$$N_4 = \frac{RN_1N_2 - 2N_2(N_1 + N_2)}{GCF[RN_1N_2 - 2N_2(N_1 + N_2), RN_1(N_1 + 2N_2)]} \quad (2.14)$$

$$N_5 = \frac{RN_1(N_1 + 2N_2)}{GCF[RN_1N_2 - 2N_2(N_1 + N_2), RN_1(N_1 + 2N_2)]} \quad (2.15)$$

Donde:

N_1 : Número de dientes del engranaje central de entrada

N_2 : Número de dientes de los engranajes planetarios de la etapa de entrada

N_3 : Número de dientes del engranaje anular de la etapa de entrada

N_4 : Número de dientes de los engranajes planetarios de la etapa de salida

N_5 : Número de dientes del engranaje anular de la etapa de salida

R : Relación de reducción

Una vez determinados los parámetros iniciales, se comienza a aumentar el valor de N_1 , de tal manera que se van obteniendo diferentes valores para N_3 , N_4 y N_5 . Según el método, el valor de N_1 que proporcione el mayor valor del máximo común múltiplo (GCF por sus siglas en inglés), es el que presenta el menor factor de forma y, por lo tanto, es el número óptimo de dientes. Luego, con la cantidad de dientes determinada, se calcula el módulo para la etapa de entrada y la etapa de salida con las Ecuaciones 2.16 y 2.17. Finalmente, se calculan los diámetros de cada rueda dentada, con la Ecuación 2.18, donde M es igual a M_1 para N_2 y N_3 , con lo que se calculan los diámetros D_2 y D_3 , mientras que M es igual a M_2 para N_4 y N_5 , con lo que se calculan los diámetros D_4 y D_5 . Es importante mencionar que se debe tener en cuenta el número máximo de dientes que puede tener una rueda dentada (no aplica para los anillos) en base al ángulo de presión, por lo que se utiliza la Ecuación 2.19 para asegurar que este no sea excedido.

$$M_1 = \frac{D_1}{N_1} \quad (2.16)$$

$$M_2 = M_1 \left(\frac{N_1 + N_2}{N_5 - N_4} \right) \quad (2.17)$$

$$D = MN \quad (2.18)$$

$$N_{lim} = 1.25/\text{sen}^2(\gamma) \quad (2.19)$$

Donde:

M : Módulo del engranaje [mm]

M_1 : Módulo de los engranajes de entrada [mm]

M_2 : Módulo de los engranajes de salida [mm]

D : Diámetro de paso [mm]

D_1 : Diámetro de paso del engranaje central de entrada [mm]

N : Número de dientes de la rueda dentada [sin unidades]

N_{lim} : Número límite de dientes que puede tener la rueda dentada [sin unidades]

γ : Ángulo de presión de las ruedas dentadas [°]

Sin embargo, este método solo presenta los valores óptimos para una relación de reducción en particular, lo cual presenta una limitante, puesto que diferentes valores de esta relación producen diferentes tamaños, siendo algunos más pequeños que otros y, por ende, mejores. Además, no considera el tamaño que tendrán los dientes de las ruedas dentadas, lo cual es importante para este caso en particular. Por este motivo, resulta necesario realizar algunas modificaciones. En primer lugar, se utilizará el método antes descrito para un rango de valores de la relación de reducción, desde el mínimo ($R = 90$) hasta el máximo ($R = 96$) antes calculado, con el fin de obtener el mejor factor de forma posible dentro de ese rango. En segundo lugar, se toman los valores solo cuando M_1 y M_2 son mayores que 1, pues así se obtienen dientes más resistentes para los engranajes en comparación a engranajes con un módulo menor a 1 (considerando que los engranajes son del mismo material), lo que permite que el ancho del engranaje sea menor. De esta forma, cuando la condición anterior se cumple, se calculan los valores de D_2 y D_4 (diámetros de paso de los engranajes planetarios), los cuales son guardados si el valor de alguno de ellos es menor en comparación al valor almacenado en la variable correspondiente (D_2 solo se compara con el valor anterior de D_2 y lo mismo sucede con D_4). Estos valores guardados son los que se utilizarán posteriormente para el dimensionamiento. Un diagrama de este proceso se puede apreciar en el Anexo A.

Los datos de entrada para el método se presentan en la Tabla 2.6, mientras que los resultados luego de aplicarlo se encuentran en la Tabla 2.7. Es importante mencionar que este método permite tener una relación de reducción negativa. Esto significa que, si el engranaje central gira en un sentido, el anillo en la etapa de salida gira en el sentido contrario.

Tabla 2.6: Parámetros de entrada para el método de optimización de forma

Parámetro de entrada	Valor
R	90-96
γ	20
N_2	20
D_1	37.6

Tabla 2.7: Parámetros resultantes luego de aplicar el método de optimización de forma

Parámetros resultantes	Valor
Giro	Positivo
R	92
M_1	1.88
M_2	1.6
D_1	37.6
D_2	37.6
D_3	112.8
D_4	35.2
D_5	110.4
N_1	20
N_2	20
N_3	60
N_4	22
N_5	69

Con estos valores, se procede a calcular los esfuerzos en los dientes y determinar el largo que tendrán las ruedas dentadas. Por lo tanto, es importante recordar que el mecanismo de transmisión tendrá dos funciones: reducir el momento que deberá soportar el freno electromagnético (durante la fase de apoyo) y transmitir los momentos ejercidos por el motor para proporcionar la asistencia deseada (durante la fase oscilatoria). Dado que la diferencia entre los esfuerzos en las fases es considerable, solo se verificará que el elemento pueda soportar las cargas ejercidas durante la fase de apoyo, por lo que se realizará un análisis de resistencia estático, tomando en cuenta el momento máximo durante esta fase.

Empezando por el análisis estático, se analizará la sección de la base del diente (ver Figura 2.14), puesto que es esta la que soportará la mayor cantidad de esfuerzos. Antes de comenzar a realizar los cálculos, es necesario mencionar que, para este análisis, se han hecho dos consideraciones con el fin de simplificar los cálculos, sin dejar de lado la seguridad del elemento.

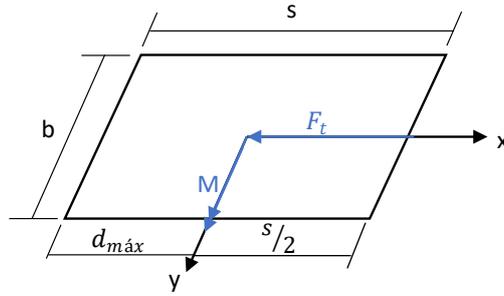


Fig. 2.14: Sección del diente a analizar

En primer lugar, se considerará al diente como una viga en voladizo, donde se aplica una carga puntual (F_t) en el extremo (ver Figura 2.15), la cual representa la fuerza que existe cuando se transmite el momento de un diente a otro. Así, dado que la fuerza en realidad actuará más abajo (como se ve en la Figura 2.16), se tendrá un factor de seguridad, pues con esta consideración las fuerzas en la base serán mucho mayor a las reales.

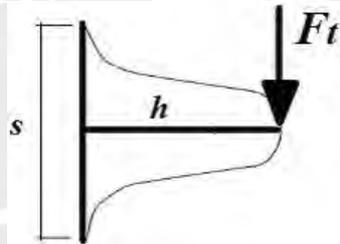


Fig. 2.15: Representación del diente del engranaje como una viga en voladizo¹⁴

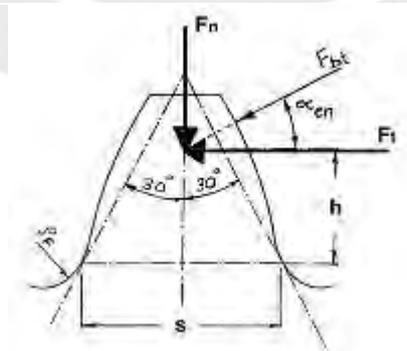


Fig. 2.16: Fuerzas transmitidas al diente¹⁵

¹⁴ Imagen extraída de Fundamentos de las Transmisiones por Engranajes.
Enlace: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn151.html>.

¹⁵ Imagen extraída de Fundamentos de las Transmisiones por Engranajes.
Enlace: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn151.html>.

En segundo lugar, se calculará la relación de contacto de cada engranaje con el fin de conocer la cantidad de dientes que soportan la carga en cada momento. De esta forma, se evita que el engranaje esté sobre dimensionado.

Entonces, antes de poder dimensionar las ruedas dentadas, es necesario realizar el diagrama de cuerpo libre (DCL) del mecanismo, junto con las fuerzas internas (Figura 2.17) cuando el freno está activado. Es a partir de este DCL, y las ecuaciones que se obtienen del mismo, que se calcularán las fuerzas que actúan sobre cada uno de los dientes de las ruedas dentadas. Cabe mencionar que M_f representa la reacción en el freno electromagnético generada por el momento ejercido sobre el engranaje, el cual tiene un sentido de giro contrario a M_r debido a la relación de transmisión.

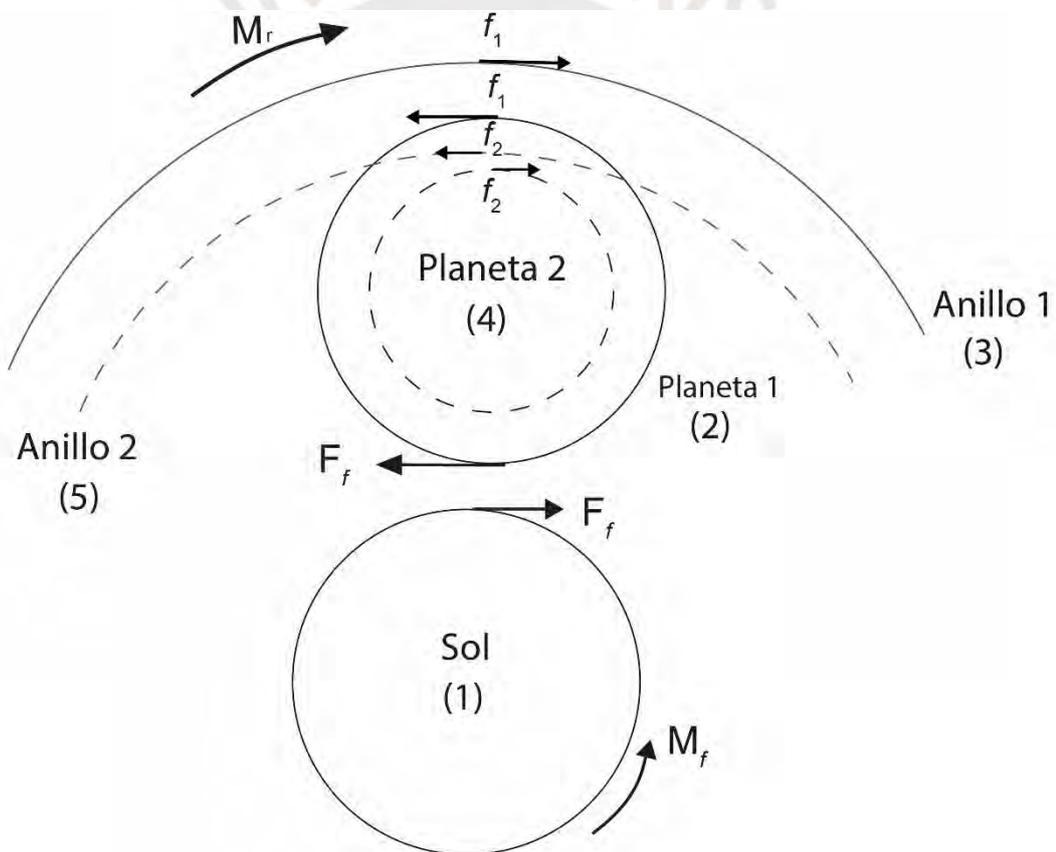


Fig. 2.17: Diagrama de cuerpo libre del mecanismo

$$f_2 = \frac{2M_r}{N_p D_5} \quad (2.20)$$

$$F_f = \frac{f_2}{2} \left(1 - \frac{D_4}{D_2}\right) = \frac{M_r}{N_p D_5} \left(1 - \frac{D_4}{D_2}\right) \quad (2.21)$$

$$f_1 = f_2 - F_f = \frac{M_r}{N_p D_5} \left(1 + \frac{D_4}{D_2}\right) \quad (2.22)$$

Donde:

M_r : Momento ejercido por el resorte de torsión [N mm]

N_p : Número de engranajes planetarios [Sin unidades]

D_5 : Diámetro del Anillo 2 [mm]

D_4 : Diámetro del engranaje planetario 2 [mm]

D_2 : Diámetro del engranaje planetario 1 [mm]

f_2 : Fuerza tangencial en el diente del engranaje planetario 2 [N]

f_1 : Fuerza tangencial en el diente del engranaje planetario 1 [N]

F_f : Fuerza tangencial en el diente del engranaje central [N]

Haciendo uso de las Ecuaciones 2.20 a 2.22, y considerando que se tienen 3 engranajes planetarios, se obtienen los valores de las fuerzas tangenciales presentadas en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8: Valores de las fuerzas tangenciales en el diente de las ruedas dentadas

Rueda dentada	Fuerza tangencial en el diente
Engranaje planetario 2	434.783 N
Engranaje central	13.876 N
Engranaje planetario 1	420.907 N

Antes de realizar los cálculos para determinar las dimensiones de los engranajes, es importante mencionar que se utilizarán engranajes helicoidales, por lo que es necesario conocer los valores de los ángulos de este. De esta manera, si se establecen el ángulo de hélice ($\psi = 43^\circ$) y el ángulo de presión normal ($\phi_n = 20^\circ$) en la etapa de entrada, se puede calcular el valor del ángulo de presión tangencial (ϕ_t) mediante la Ecuación 2.23 [Faires, s.f.]. Conociendo estos valores es posible calcular los valores de las fuerzas presentes en los dientes de esta etapa mediante las Ecuaciones 2.24, 2.25 y 2.26. Así mismo, con estos datos es posible calcular el ángulo de hélice (ψ) del engranaje helicoidal en la etapa de salida de tal manera que las fuerzas axiales generadas en cada etapa se anulen, para lo cual se iguala la fuerza axial en el engranaje planetario de salida a la fuerza axial en el engranaje planetario

de entrada en la Ecuación 2.24. Consecuentemente, se pueden calcular las fuerzas actuantes en los dientes de este con las ecuaciones utilizadas anteriormente.

$$\phi_t = \arctan \left(\frac{\tan(\phi_n)}{\cos(\psi)} \right) \quad (2.23)$$

$$F_a = F_t \tan(\psi) \quad (2.24)$$

$$F_r = F_t \frac{\tan(\phi_n)}{\cos(\psi)} \quad (2.25)$$

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_a^2} \quad (2.26)$$

Donde:

ψ : Ángulo de hélice [°]

ϕ_n : Ángulo de presión normal [°]

ϕ_t : Ángulo de presión tangencial [°]

F_t : Fuerza tangencial que actúa sobre el engranaje [N]

F_a : Fuerza axial que actúa sobre el engranaje [N]

F_r : Fuerza radial que actúa sobre el engranaje [N]

F_n : Fuerza normal resultante que actúa sobre el engranaje [N]

En la Tabla 2.9 se muestran los valores de los ángulos de los engranajes planetarios y las fuerzas que actúan en estos (no se incluye las fuerzas tangenciales). Cabe mencionar que los valores de los ángulos son los mismos para los engranajes de cada etapa.

Tabla 2.9: Ángulos y fuerzas actuantes en los engranajes planetarios del mecanismo de transmisión

	Engranaje planetario de entrada	Engranaje planetario de salida
ψ	43	42
ϕ_n	20`	20
ϕ_t	26.458	26.094
F_a	392.502	391.48
F_r	209.471	212.944
F_n	575.518	585.058

Conociendo estos parámetros, solo queda conocer la relación de contacto entre los engranajes para luego proceder a calcular el ancho de este. Así, se calcula la relación de contacto transversal con la Ecuación 2.27 [Faires, s.f.]. Esta relación es la que se utiliza para determinar un promedio del número de dientes que se encuentran transmitiendo las fuerzas. Es importante mencionar que los valores geométricos se pueden obtener tanto del modelo en un software CAD, como de las ecuaciones que rigen la geometría de las ruedas dentadas. En la Tabla 2.10 se muestran las relaciones de contacto transversales para cada engranaje.

$$M_{c_t} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - C \operatorname{sen}(\phi_t)}{\pi M \cos(\phi_t)} \quad (2.27)$$

Donde:

M_{c_t} : Relación de contacto transversal [Sin unidades]

r_a : Radio de la punta de la rueda dentada [mm]

r_b : Radio base de la rueda dentada [mm]

C : Distancia entre los centros de las ruedas dentadas [mm]

M : Módulo del engranaje [mm]

ϕ_t : Ángulo de presión tangencial [°]

Tabla 2.10: Relaciones de contacto transversal de los engranajes

Engranaje	Relación de contacto transversal
Anular/Planetario (etapa de entrada)	3.071
Anular /Planetario (etapa de salida)	3.289

Entonces, para calcular el ancho mínimo que puede tener el engranaje, se utiliza la Ecuación 2.32, la cual se obtiene al reemplazar las Ecuaciones 2.28 a 2.30 en la Ecuación 2.31 y agregar un factor de seguridad (FS). Ahora, con el fin de que se pueda entender cómo se utiliza esta ecuación es necesario señalar ciertos aspectos. En primer lugar, los parámetros geométricos son obtenidos a partir del modelo CAD con ancho arbitrario de la rueda dentada sobre la que actúan las fuerzas. Así, s y h son medidas luego de realizar un redondeo completo en la base del diente y haber especificado la holgura deseada (Figura 2.18). En segundo lugar, se utiliza la parte entera de la relación de contacto transversal, pues esta representa la cantidad de dientes que están siempre soportando las cargas.

Un aspecto que es importante mencionar es que no se está tomando en cuenta la concentración de esfuerzos en la base del diente. Esto se debe a que, según Buckingham, considerar la carga en la punta del diente, y establecer comparación con su carga dinámica, ya es lo suficientemente previsorio, por lo que agregar el factor de concentración de esfuerzos no es necesario [Faires, s.f.]. En este caso, la carga dinámica es igual a la carga estática, dado que la velocidad de los engranajes es igual a cero.

$$M_f = F_n h \quad (2.28)$$

$$I = \frac{b' s^3}{12} \quad (2.29)$$

$$b' = \frac{b}{\cos(\Psi)} \quad (2.30)$$

$$\sigma_d = \frac{M_f d_{\text{máx}}}{M c_t I} \quad (2.31)$$

$$\sigma_d = \frac{6 F_n h \cos(\Psi)}{M c_t b s^2} F S \quad (2.32)$$

Donde:

M_f : Momento flector [N mm]

I : Momento de inercia [N/mm⁴]

F_n : Fuerza normal resultante [N]

h : Altura del diente a la que actúa la fuerza tangencial resultante [mm]

s : Espesor del diente [mm]

b' : Ancho del diente [mm]

b : Ancho del engranaje [mm]

ψ : Ángulo de hélice [°]

$d_{\text{máx}}$: Distancia del eje neutro al extremo de la base [mm]

σ_d : Esfuerzo en la base de un diente [N/mm²]

σ_f : Esfuerzo de fluencia del material [N/mm²]

$M c_t$: Parte entera de la relación de contacto transversal

$F S$: Factor de seguridad

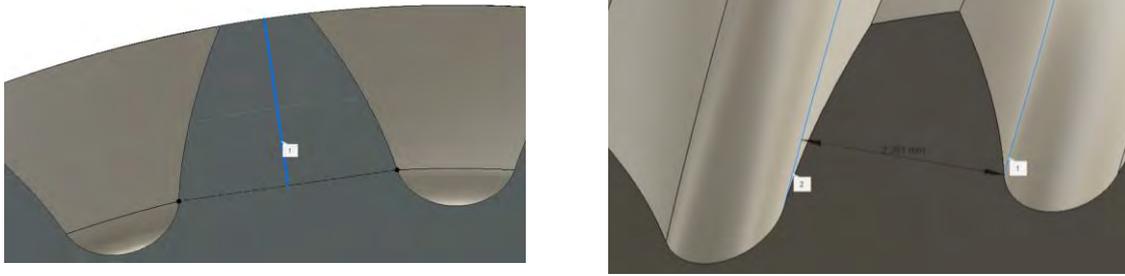


Fig. 2.18: Mediciones de la altura y el espesor del diente modelado en un software CAD

En cuanto al material, se decidió por el FDM Nylon 12CF (hoja de datos en el Anexo B), desarrollado por la empresa Stratasys, pues este puede ser utilizado en una impresora 3D, tiene una alta resistencia a la tracción, la más alta rigidez entre todos los materiales de este tipo y una gran estabilidad dimensional, todo gracias a las fibras de carbono infundidas en el nylon. Es importante mencionar que este material (como todos aquellos utilizados en la manufactura aditiva) es anisotrópico, por lo que es importante tener en cuenta la dirección de impresión al momento de utilizar los valores de resistencia, pues estos son menores en la dirección en la que se imprime el componente. De esta forma, considerando que las ruedas dentadas se imprimen con la cara de uno de los extremos alineada con la base de la cama de impresión, se tiene que la parte más resistente está en el plano XY ($\sigma_f = 63 \text{ MPa}$), mientras que la más débil en la dirección Z ($\sigma_f = 29 \text{ MPa}$) (Figura 2.19).

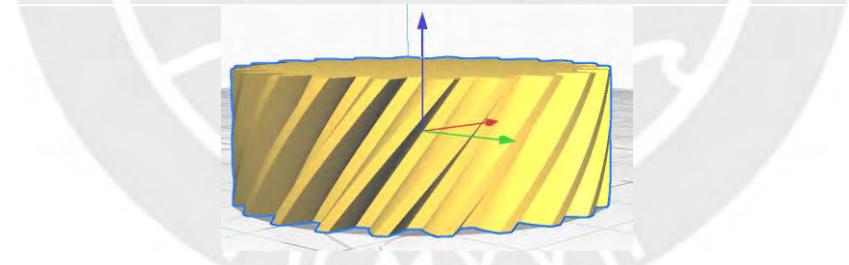


Fig. 2.19: Ejemplo de impresión de una rueda dentada (la flecha azul representa la dirección Z)

Por último, se opta por un factor de seguridad igual a 2, pues las propiedades de los plásticos pueden variar ligeramente dependiendo en la calidad de la impresión. Además, no se está realizando un análisis de resistencia a la fatiga debido a la falta de datos sobre el material con respecto a este tipo de resistencia.

Entonces, conociendo el valor del esfuerzo de fluencia, fue posible calcular el ancho mínimo para cada una de los engranajes luego de despejar b de la Ecuación 2.32. En la Tabla 2.11 se muestran los valores utilizados en esta ecuación, así como el ancho mínimo resultante.

Tabla 2.11: Valores utilizados y resultados

Engranaje	F_n	h	s	σ_f	Mc_t	FS	ψ	b_{min}
Anular/Planetario (etapa de entrada)	575.518	2.618	2.74	63	3	2	43	9.32
Anular/Planetario (etapa de salida)	585.058	2.262	2.377	63	3	2	42	11.05

Ahora, si bien se tiene el ancho mínimo para soportar los esfuerzos generados, existe una restricción más para el ancho mínimo que puede tener un engranaje. Esto se debe a que los engranajes helicoidales tienen un solape o recubrimiento del diente en la dirección axial, lo que aumenta la relación de contacto. Sin embargo, para que este efecto de recubrimiento sea significativo, se debe cumplir la Ecuación 2.33. Por este motivo, el ancho mínimo se ve limitado y, para este caso en particular, debe aumentar para poder cumplir con esta relación. En la Tabla 2.12 se muestra el valor mínimo del ancho para cada engranaje, el valor establecido y el nuevo factor de seguridad.

$$b \geq 2 \frac{\pi M}{\tan(\psi)} \quad (2.33)$$

Donde:

b : Ancho del engranaje [mm]

M : Módulo del engranaje [mm]

ψ : Ángulo de hélice del engranaje [°]

Tabla 2.12: Ancho y factor de seguridad de los engranajes

Engranaje	b_{min}	b	FS
Anular/Planetario (etapa de entrada)	12.667	12.7	2.73
Anular/Planetario (etapa de salida)	11.165	11.3	2.08

Con las dimensiones obtenidas se procede a realizar las simulaciones de las partes más solicitadas para validar las dimensiones del diseño. Así, en la primera simulación (Figura 2.20), se pone a prueba el diseño de los dientes de los engranajes con las siguientes condiciones de borde. Se sitúa la fuerza correspondiente sobre la cara del diente de cada engranaje según la relación de contacto transversal entre los engranajes planetarios y los engranajes anulares (en este caso $Mc_t = 3$, es decir, 3 dientes de cada engranaje) y, siguiendo el diagrama de cuerpo libre (Figura 2.17) se define el sentido de estas fuerzas. Por

otro lado, se definen los rodillos de los extremos como apoyos que solo permiten el giro sobre su eje y se fijan los dientes del lado opuesto a las fuerzas antes definidas según la relación de contacto transversal entre el engranaje planetario correspondiente y el engranaje solar (al calcularlo con la Ecuación 2.27 se tiene que $M_{c_t} = 1$). El resultado de esta simulación se puede observar en la Figura 2.20.

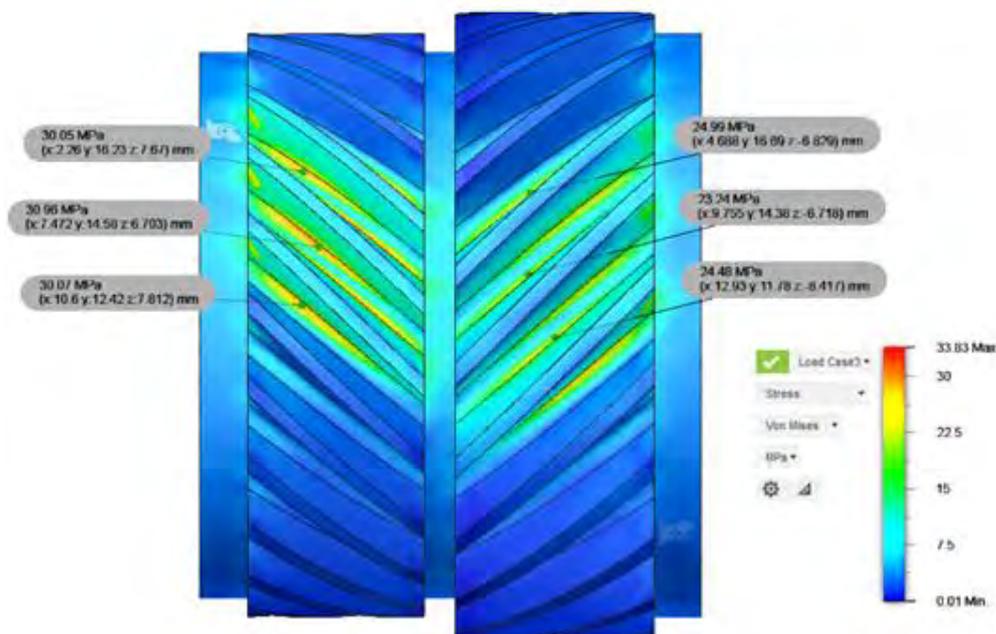


Fig. 2.20: Resultados de la simulación del conjunto engranaje planetario (engranaje planetario 1 y 2) sometidos a las fuerzas tangenciales resultantes que actúan sobre sus dientes

Cabe resaltar que no se ha realizado un cálculo para verificar que el diámetro de los engranajes es el adecuado para soportar los momentos de torsión presentes. Esto se debe a que no se cuentan con los datos del material necesarios para realizar estos cálculos. Sin embargo, se ha realizado una simulación, teniendo en cuenta la dirección de impresión (dirección Z con $\sigma_f = 29 \text{ MPa}$), utilizando las siguientes condiciones de borde. Se sitúa un momento torsor en la cara del rodillo de uno de los engranajes y se fija la cara del rodillo del otro engranaje. Así, los resultados de esta simulación indican que se tiene un factor de seguridad de casi 3, por lo que las dimensiones del elemento son aceptables. Esto se pueden observar en la Figura 2.21.

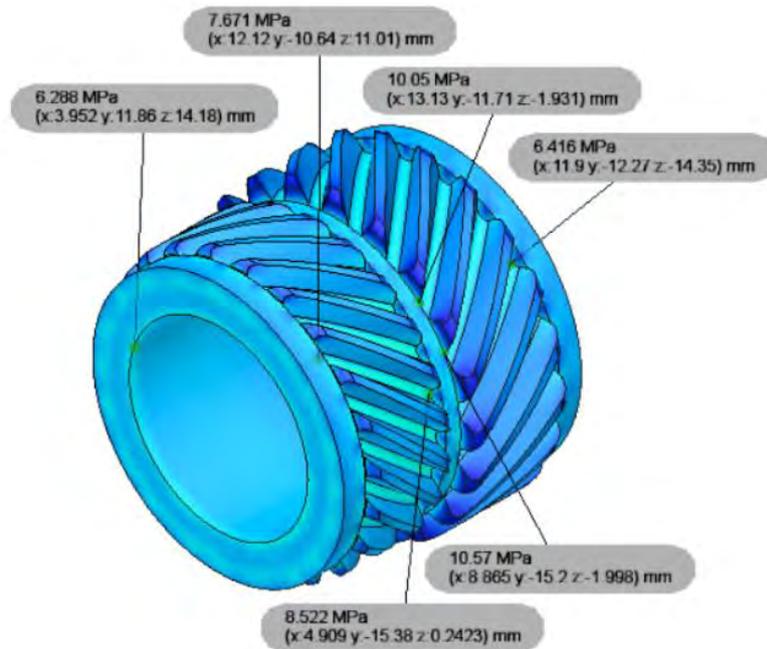


Fig. 2.21: Resultado de esfuerzos de la simulación del engranaje planetario sometido a un momento torsor

Así, en vista de que los esfuerzos no superan el esfuerzo de fluencia en ninguno de los casos del material, se puede decir que el diseño es satisfactorio para esta aplicación.

Es importante mencionar que se utilizará aceite de silicona para reducir la fricción y el desgaste, al mismo tiempo que se aumenta la tenacidad de los engranajes [Hlebanja, 2019].

2.7. Dimensionamiento del resorte de torsión

Conociendo las dimensiones del mecanismo de transmisión es posible determinar las dimensiones del resorte de torsión. De esta forma, se realizará el método mencionado anteriormente para determinar las dimensiones del resorte. Es importante recordar que este método hace uso de los resultados de las simulaciones de elementos finitos para determinar si el resorte diseñado cumple con los requerimientos.

Se propusieron algunas topologías candidatas para el resorte, las cuales se muestran en la Figura 2.21. Estas serán utilizadas en las simulaciones para determinar sus respectivas constantes y elegir la adecuada para esta aplicación.

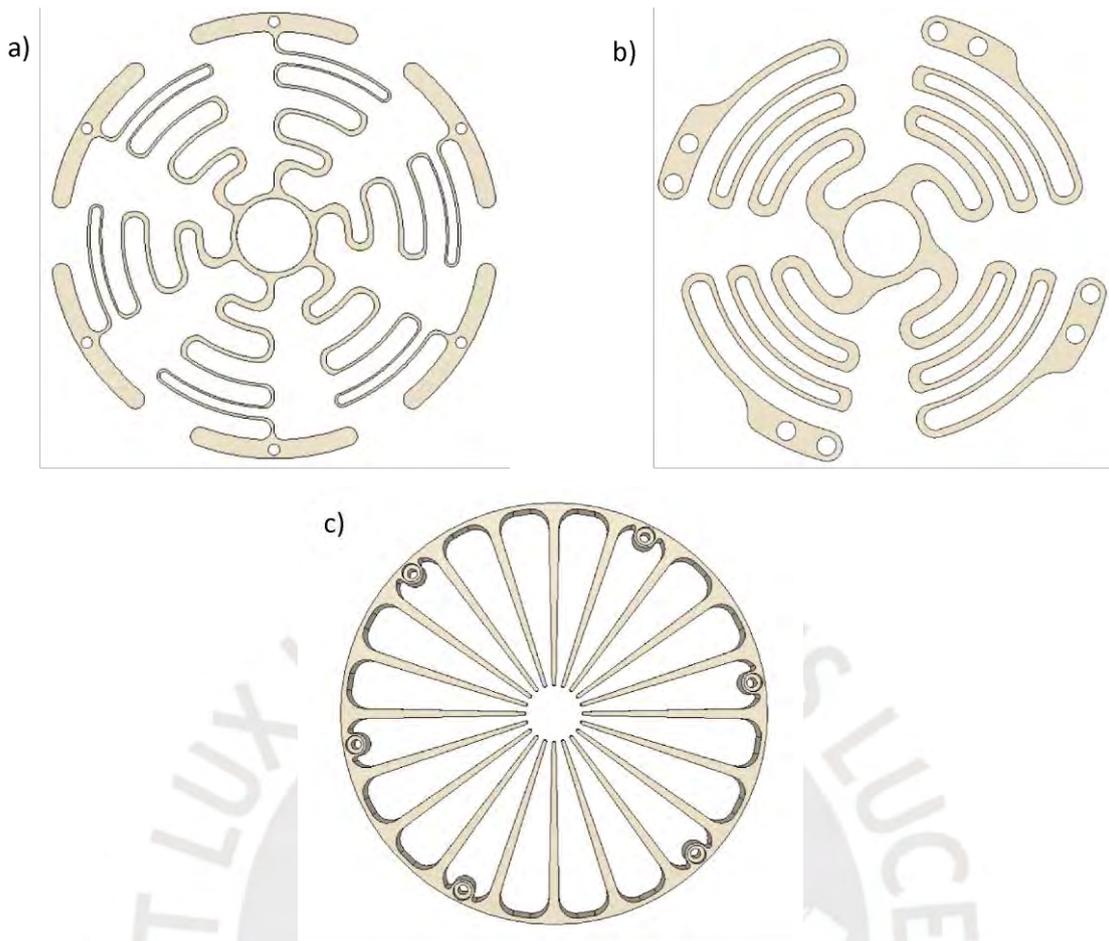


Fig. 2.22: Topologías propuestas para el resorte de torsión

De las tres topologías propuestas, se obtuvo que solo la topología “c)” daba un resultado satisfactorio, cumpliendo los requerimientos del diseño. Por lo tanto, fue esta la que se eligió para el diseño del resorte. Así, en la Tabla 2.13 se aprecian características del resorte y en la Figura 2.23 se muestra el resultado de la simulación luego de aplicar las fuerzas al resorte para generar un momento equivalente a 71.07 Nm.

Tabla 2.13: Principales características del resorte de torsión

Material	Maraging Steel 300 (Böhler W720)
Peso	0.273 kg
Diámetro exterior	127 mm
Ancho	10 mm
Constante (K)	109.17 $\frac{Nm}{rad}$
Factor de seguridad	1.56

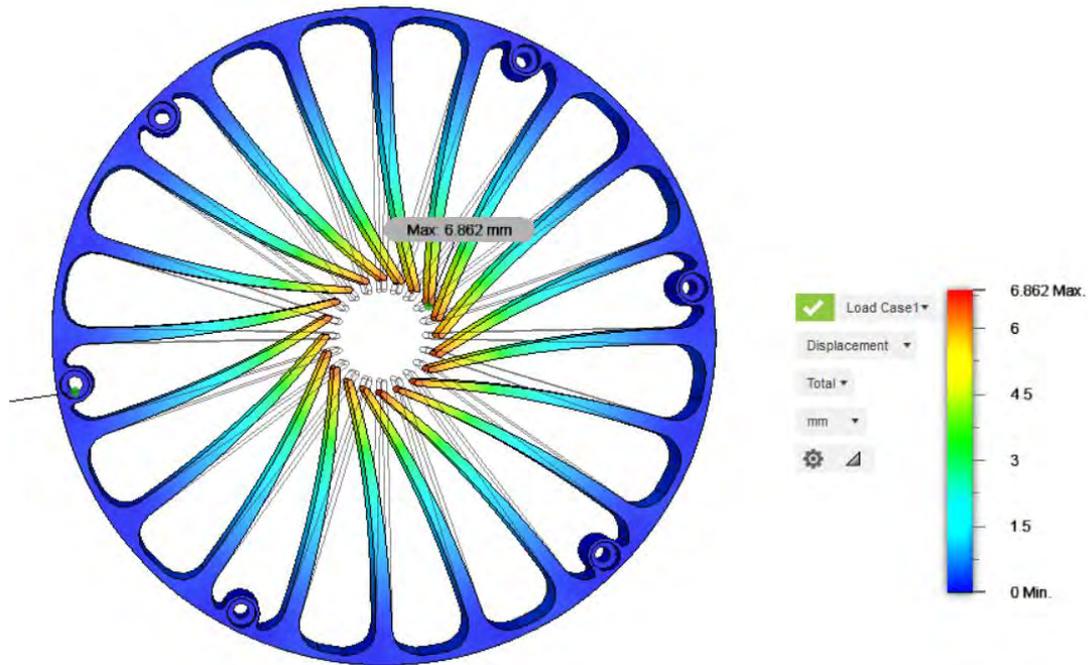


Fig. 2.23: Resultados de desplazamiento de la simulación

Cabe resaltar que, debido al uso de esta topología, existirá fricción entre el resorte y la parte encargada de deformar al mismo. Por lo tanto, el uso de lubricante para las partes que entrarán en contacto será necesario con el fin de disminuir la fricción entre estas. Así, el lubricante a utilizar será un aceite sintético, debido a que esta aplicación presenta un alto grado de deslizamiento entre las partes.

2.8. Diseño de la parte que une al sistema actuador con la estructura

Finalmente, con el fin de que la acción del sistema actuador tenga un efecto sobre el usuario, es necesario que exista una parte encargada de transmitir las fuerzas. Por este motivo, se realizó el diseño de esta parte (Figura 2.24) tomando en cuenta que es durante la fase de apoyo que el resorte alcanza su máxima deformación. Así, en las simulaciones se ha considerado el caso más crítico (cuando el resorte alcanza su máxima deformación) y se han utilizado las siguientes condiciones de borde. Entonces, en la primera simulación, se sitúa una fuerza sobre la cara de uno de los dientes (considerando que la fuerza total ejercida por el resorte se reparte equitativamente entre todos los dientes) y se fija el agujero principal de la pieza. Mientras que, en la segunda simulación, se sitúa una fuerza (proporcional al momento generado por el resorte) en cada uno de los agujeros de la parte inferior (iguales en magnitud y sentido) y, al igual que en la primera simulación se fija el agujero principal. De esta manera, se obtienen los resultados mostrados en la Figura 2.25 (a) y (b).

Cabe resaltar que esta parte es dependiente de la pierna en la que se use el exoesqueleto, por lo que se tiene una para la pierna derecha y otra para la izquierda.

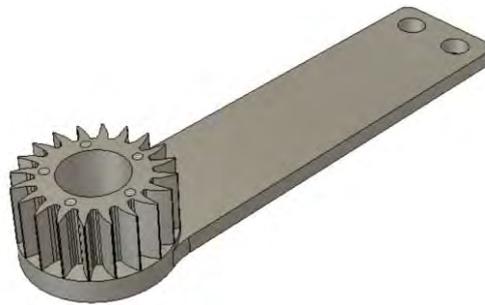


Fig. 2.24: Diseño de la parte que une al sistema actuador con la estructura

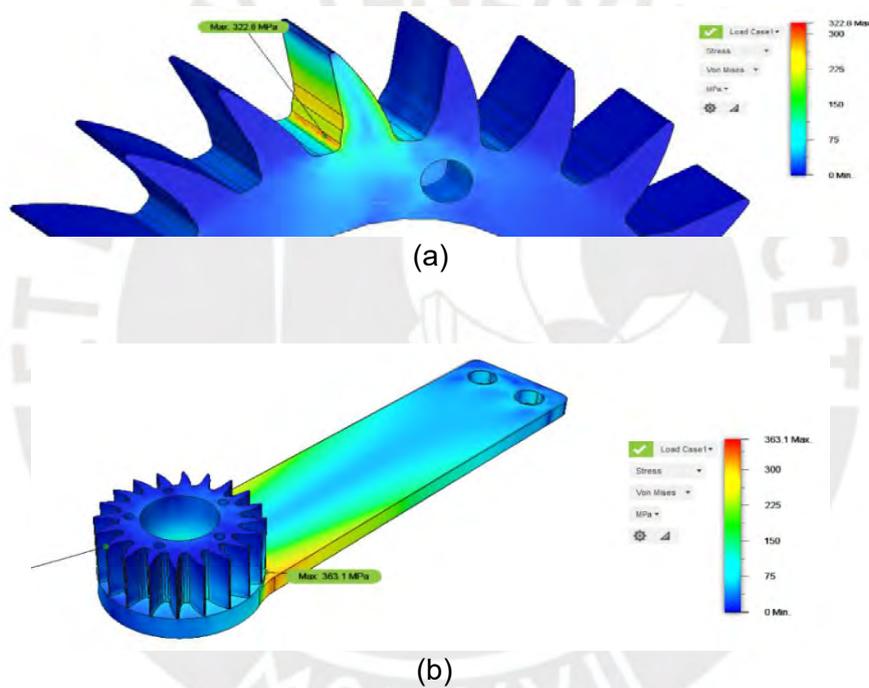


Fig. 2.25: Resultados de las simulaciones realizadas a la parte en contacto con el resorte (a) y la que se conecta con la estructura (b)

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL

En este capítulo se desarrollan los cálculos y se explican las condiciones tomadas en cuenta para seleccionar los componentes eléctricos y electrónicos del exoesqueleto. Además, se explica la estrategia de control y la arquitectura del algoritmo a utilizar.

3.1. Lógica de funcionamiento general del sistema

Existen dos tipos de comportamiento que debe tener el exoesqueleto para funcionar correctamente, uno para cuando el usuario no está corriendo y otro para cuando si lo está. Entonces, cuando el usuario no está corriendo, el exoesqueleto sigue sus movimientos con el fin de no ejercer fuerzas sobre este. Por lo que, haciendo uso de los codificadores de anillo (Figura 3.1), se mide la posición relativa de cada extremo del resorte para conocer la deflexión de este y, con la acción del motor, se procura que esta sea igual a cero en todo momento (Figura 3.2).

Por unos instantes, mientras el usuario está comenzando a correr, el comportamiento del sistema es el explicado en el párrafo anterior. Sin embargo, una vez que el acelerómetro detecta que el usuario está en caída libre y la velocidad con la que se mueve la pierna es diferente de cero, el sistema reconoce que el usuario está corriendo y cambia su comportamiento para proveer la asistencia y la protección necesaria (Figura 3.3).



Fig. 3.1: Ejemplos de codificadores de anillo

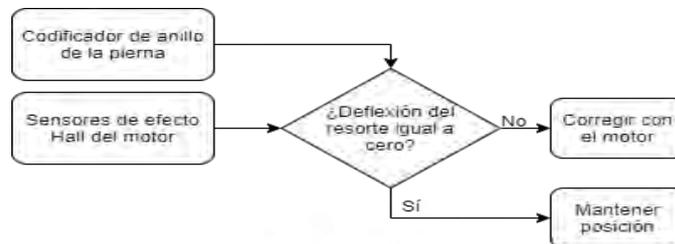


Fig. 3.2: Lógica cuando el usuario no está corriendo

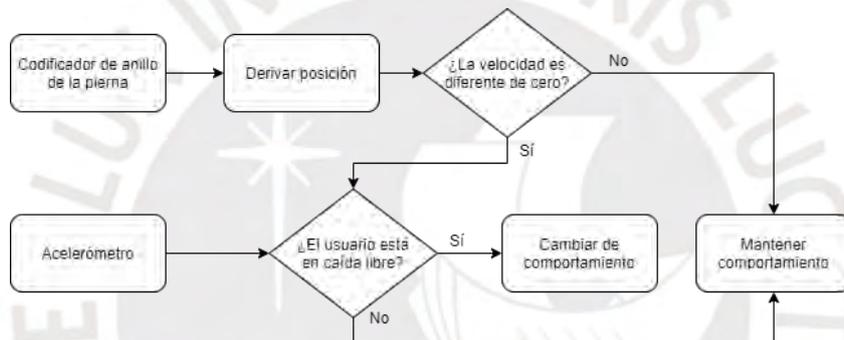


Fig. 3.3: Lógica de identificación de acción para el cambio de comportamiento

Mientras el usuario está corriendo, el sistema reconoce en que instante de la marcha se encuentra con la información proporcionada por los codificadores de anillo de las piernas y el acelerómetro, y realiza las acciones correspondientes para cada pierna de manera individual. Así, al inicio de la fase de apoyo de una de las piernas, activa el freno electromagnético correspondiente y mantiene el motor desactivado para que el resorte se deforme, proporcionando asistencia y protección (Figura 3.4). Al mismo tiempo, mantiene el freno electromagnético de la otra pierna (que se encuentra en la fase de oscilación) desactivado y controla el motor para proporcionar tanta asistencia como sea posible (Figura 3.4).

Por último, por unos instantes, cuando el usuario está desacelerando para dejar de correr, el sistema se comporta tal como se explicó en el párrafo anterior. Sin embargo, una vez que este identifica que el usuario se está deteniendo, cambia su comportamiento y comienza a seguir los movimientos del usuario. Cabe señalar que el comportamiento del exoesqueleto se expresa más detalladamente en el diagrama de flujo del sistema expuesto en el Anexo C.

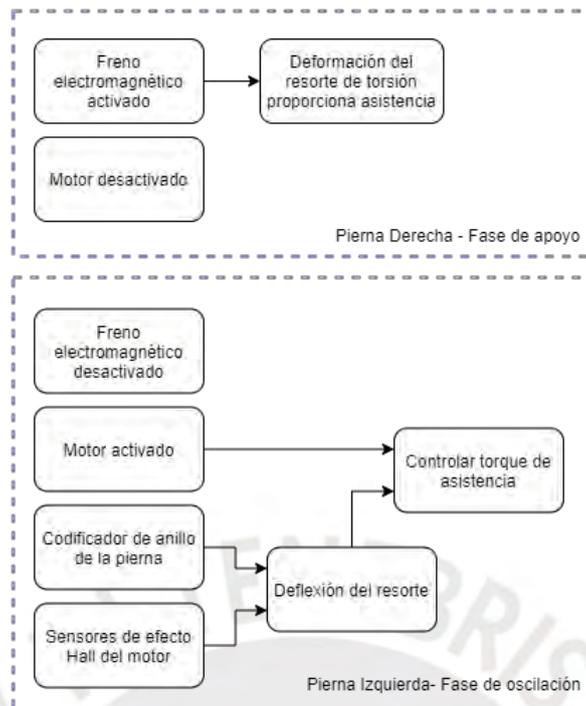


Fig. 3.4: Lógica cuando el usuario está corriendo

3.2. Arquitectura del sistema de control

Se realizará un control jerárquico para regular el comportamiento del exoesqueleto (Figura 3.5). De esta manera, en el nivel superior se utilizan dos algoritmos de identificación, se calcula el torque ejercido por el actuador y la carga actual de la batería. Así mismo, en el nivel intermedio se generan las señales de control con la información proporcionada por el nivel superior. Por último, el nivel inferior se encarga de controlar directamente los actuadores y los indicadores a partir de las señales generadas por el nivel intermedio.

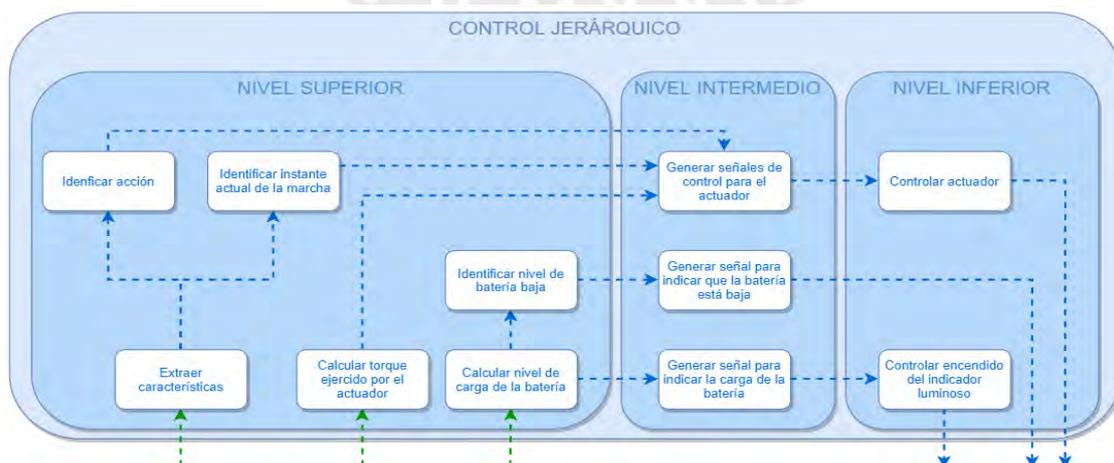


Fig. 3.5: Control jerárquico utilizado

Entonces, comenzando por los algoritmos de identificación, el primero debe identificar la acción que está realizando el usuario, haciendo uso de la lógica explicada en el acápite anterior (Figura 3.3), mientras que el segundo, debe identificar el instante de la marcha en el que se encuentra el usuario. Este último será explicado brevemente a continuación.

Si dividimos cada fase de la marcha en dos instantes (uno cuando la pierna se flexiona y otro cuando se extiende), entonces hay cuatro instantes durante la marcha que definen el movimiento que realiza la pierna del usuario, tal y como se vio en el Capítulo 1. Así, en el momento en el que se detecta que el usuario comienza a correr, este se encuentra en el aire y en caída libre, con una pierna extendida y la otra flexionada (Figura 3.6). Al conocer las posiciones angulares de las piernas, es posible determinar cuál de estas está iniciando la fase de oscilación y cual la está terminando. Esto es suficiente para conocer con certeza el instante en el que se encuentra cada pierna. Por lo que, al conocer el instante de la marcha de cada pierna, es posible determinar el siguiente, pues la marcha es un movimiento cíclico y secuencial. Por último, para determinar cuándo se da una transición de un instante a otro, es necesario conocer la velocidad angular, puesto que las transiciones se dan cuando el valor de esta pasa por cero.



Fig. 3.6: Corredor en caída libre¹⁶

Por otro lado, el cálculo del torque se realiza por medio de la deformación del resorte, la cual se conoce al calcular la diferencia entre las posiciones angulares de cada extremo de este. Así mismo, la carga de la batería es conocida mediante el uso de un divisor de voltaje, un conversor analógico – digital (ADC por sus siglas en inglés) y una estimación en base al tiempo de uso y la actividad que se esté realizando. Cabe mencionar que un nivel de carga menor al 15% de la capacidad de la batería se considera bajo.

¹⁶Imagen recuperada de <https://www.youtube.com/watch?v=PfHNOwmmik4>.

En cuanto a las señales generadas en el nivel intermedio, la señal para el control del actuador representa la referencia del control del nivel inferior, mientras que la señal para indicar el nivel de carga representa las señales de encendido y apagado para los LEDs del indicador luminoso, y la señal de batería baja resulta en una señal de encendido y apagado del indicador sonoro. Debido a que las señales de los indicadores son sencillas de comprender, sólo se explicará cómo se genera la señal para el control del actuador.

Esta señal depende de la acción que se esté realizando, pues si el usuario no está corriendo, la referencia del control es igual a cero para no ejercer fuerzas en el usuario y el freno electromagnético se mantiene desactivado. Sin embargo, cuando el usuario comienza a correr, esta señal depende también del instante de la marcha. De esta forma, durante toda la fase de apoyo, la señal generada mantiene desactivado el motor mientras el freno está activado. Es al pasar de la fase de apoyo a la fase de oscilación, que la señal cambia, pues se activa el motor y se desactiva el freno. Durante esta fase, la referencia varía dependiendo de si el usuario está flexionando o extendiendo la pierna, así como de la cantidad de asistencia que se desee proveer al usuario durante esta fase. Por último, la señal generada también depende del torque que esté ejerciendo el actuador, pues esto es importante para cambiar, eficientemente, el sentido durante las transiciones, y sin provocar cambios bruscos. Terminando con el nivel inferior se tiene el control del indicador luminoso. Este se encarga de encender y apagar periódicamente el indicador con el fin de ahorrar energía y no molestar al usuario mientras corre. Además, hace que tanto el encendido como el apagado no se den abruptamente, sino que va de una baja luminosidad a una alta luminosidad y viceversa al encenderse y apagarse, respectivamente.

Así mismo, se tiene el control del actuador. Considerando solo la fase de apoyo, se utilizará un control en cascada, comenzando por un control de impedancia seguido de un control de torque, y terminando con un control de velocidad. El control de impedancia sirve para reducir tanto la inercia impuesta por el exoesqueleto sobre la pierna de la persona, como para mejorar la interacción de este durante la marcha. Por otro lado, el control de torque es utilizado para que el sistema pueda seguir la referencia de torque calculada por el control de impedancia de manera efectiva, mientras que el control de velocidad le permite sobreponerse a efectos adversos de un control de torque puro, obteniendo un control más robusto y confiable. Además, este tipo de control de torque con un control de velocidad en cascada presenta la mejor respuesta para el sistema linealizado del actuador, en comparación a otras estrategias de control [Vallery, 2007]. Así mismo, tiene una buena respuesta, incluso al discretizarlo y considerar los efectos no lineales del sistema [Wyeth, 2006].

No se ha considerado una estrategia de control más que la activación y desactivación del freno electromagnético para la fase de apoyo, pues es suficiente asegurar que esto sucede en el momento adecuado, para así proporcionar la máxima asistencia posible al usuario y no perturbar el movimiento.

De esta forma, en la Figura 3.7 se muestra el funcionamiento del generador de señales, al cual se le ha agregado la velocidad angular de la rodilla (obtenida con el codificador de anillo) con el fin de que este pueda predecir el siguiente ángulo para la referencia del control en la fase de oscilación. De esta forma, el exoesqueleto participa activamente durante la fase de oscilación, cargando como mínimo con su propio peso (e idealmente con parte del peso de la pierna del usuario) y permitiendo que el usuario se mueva con naturalidad.

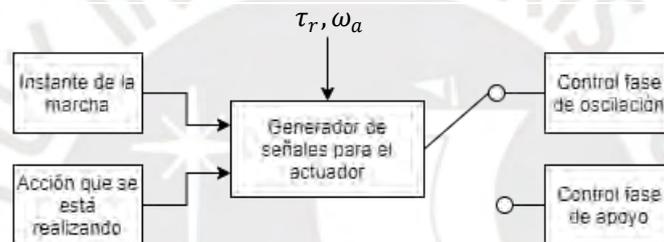


Fig. 3.7: Funcionamiento del generador de señales para el control del actuador. τ_r : Torque del actuador. ω_a : Velocidad angular de la rodilla

Por otra parte, el sistema de control de la Figura 3.8 es utilizado durante la fase de oscilación, cuando el actuador se comporta como un RSEA (Rotary Series Elastic Actuator). Recibe un ángulo de referencia, el cual se compara con el ángulo actual para obtener el error y calcular el torque necesario en base al control de impedancia. Este torque es luego comparado con el torque del resorte para obtener la diferencia y, mediante el control de torque, conocer la velocidad angular a la que debe girar el motor para finalmente obtener el ángulo deseado.

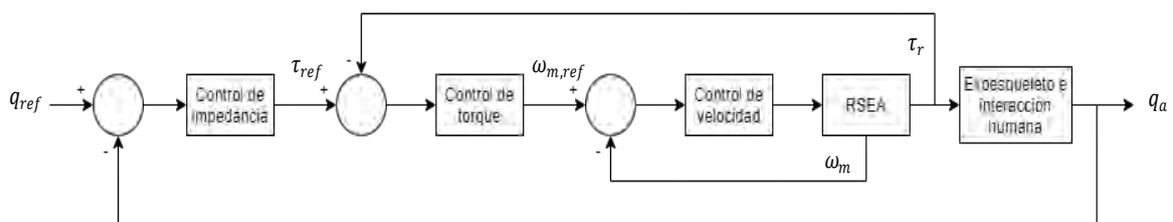


Fig. 3.8: Diagrama de bloques general de la estrategia de control. q_{ref} : Ángulo deseado de la rodilla. q_a : Ángulo de la rodilla. τ_{ref} : Torque deseado del actuador. τ_r : Torque del actuador. $\omega_{m,ref}$: Velocidad angular deseada del motor. ω_m : Velocidad angular del motor.

3.3. Selección de componentes

En esta sección se explicarán las consideraciones tomadas para la selección de los principales componentes eléctricos y electrónicos del sistema. A manera de resumen, en la Figura 3.9 se presentan los componentes del sistema y las conexiones entre estos. Así, se observa que los frenos son energizados con el regulador de 24V, los motores son energizados con las baterías y los otros componentes son energizados con el regulador de 5V. Por otro lado, los controladores de compuerta se encargan de activar/desactivar las compuertas MOSFET para controlar el sentido de giro y/o la velocidad del motor dependiendo de las señales enviadas por el microcontrolador. Adicionalmente, el microcontrolador realiza el control de lazo cerrado del actuador con la información recibida de los controladores de compuertas, los cuales reciben la información de los sensores Hall (son tres para cada motor) y la convierten en una sola señal que es enviada al microcontrolador. De esta manera, el microcontrolador recibe señales de los codificadores de anillo de cada pierna, el acelerómetro y los controladores de compuertas (cuando el motor está activado), a partir de las cuales genera las señales para controlar el actuador (activando/desactivando el freno o controlando el torque ejercido por el motor), dependiendo de la fase en la que se encuentre el usuario. Así mismo, recibe la señal del divisor de voltaje, con la cual calcula el nivel de carga de la batería y genera las señales necesarias para los indicadores (Tira LED y Zumbador).

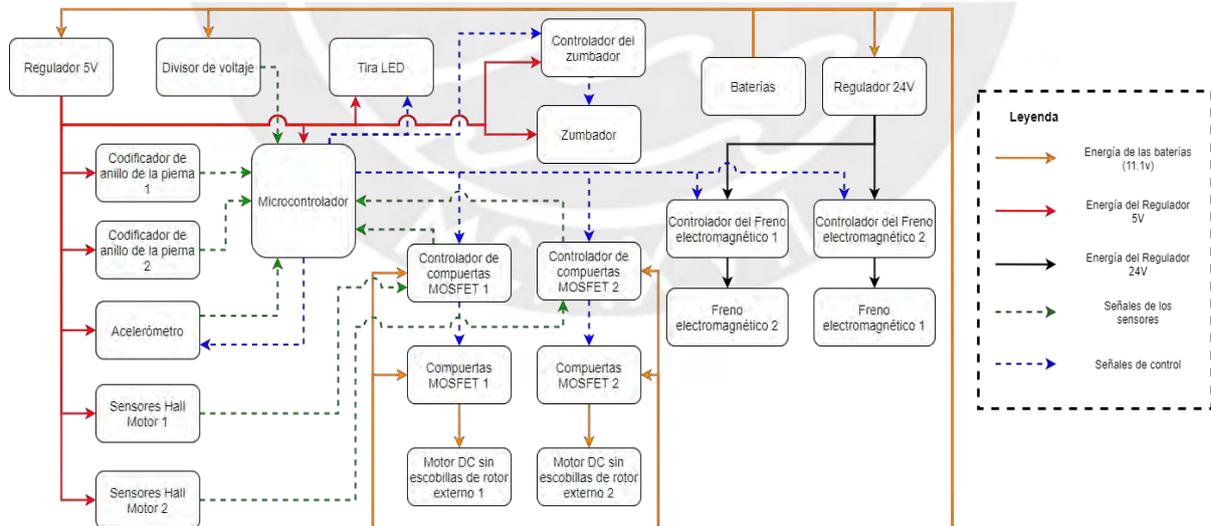


Fig. 3.9: Componentes del sistema

3.3.1. Controlador de compuertas MOSFET

Antes de seleccionar los sensores para el motor, es necesario conocer el tipo de controlador a utilizar, pues este es el puente entre el microcontrolador y las compuertas MOSFET utilizadas para controlar el motor. Así mismo, estos controladores pueden tener funciones adicionales y no limitarse únicamente al manejo de los MOSFETs, por lo que pueden tener múltiples funciones de protección, funciones de control, funciones de comunicación, etc.

De esta manera, teniendo en consideración los requerimientos del sistema a desarrollar, se decidió que el controlador “DRV830638-V Brushless DC Motor Controller” era la mejor opción, pues este cuenta con todas las funciones necesarias para el control del motor, así como múltiples funciones de protección. Además, tiene un alto grado de integración de componentes, lo que reduce la cantidad de componentes externos que necesita para funcionar al mismo tiempo que reduce la cantidad de pines que debe tener el microcontrolador. En la Figura 3.10 se puede apreciar la aplicación principal para la que fue desarrollado este componente.

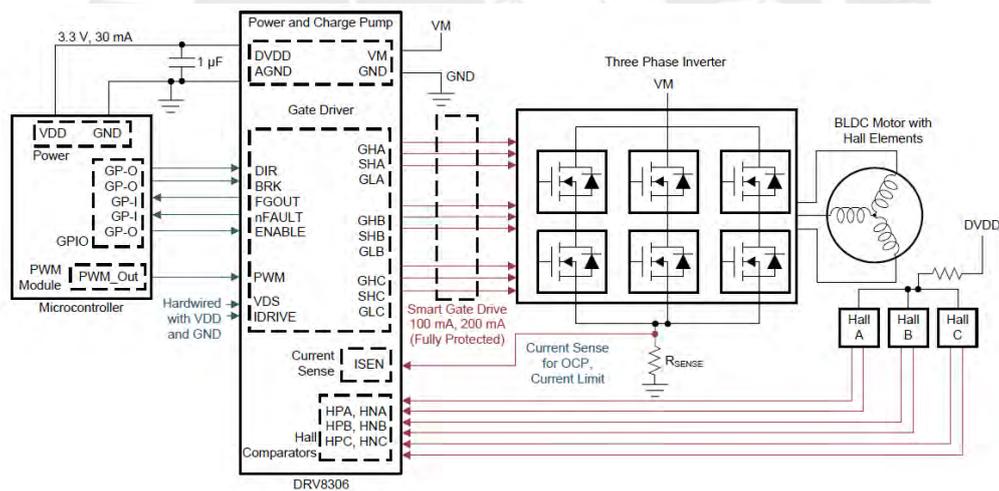


Fig. 3.10: Aplicación principal del controlador DRV8306. Imagen obtenida de la hoja de datos

Es necesario mencionar que, para que el controlador pueda recibir la lectura de los sensores de efecto Hall, estos deben ser sensores analógicos. Esto se debe a que el driver cuenta con comparadores que detectan el paso por cero (Figura 3.11), por lo que un sensor digital no funcionaría correctamente. Así mismo, las señales de estos sensores son enviadas al microcontrolador haciendo uso de una sola señal (FGOUT en la Figura 3.10), lo que permite conocer la velocidad del motor (Figura 3.11).

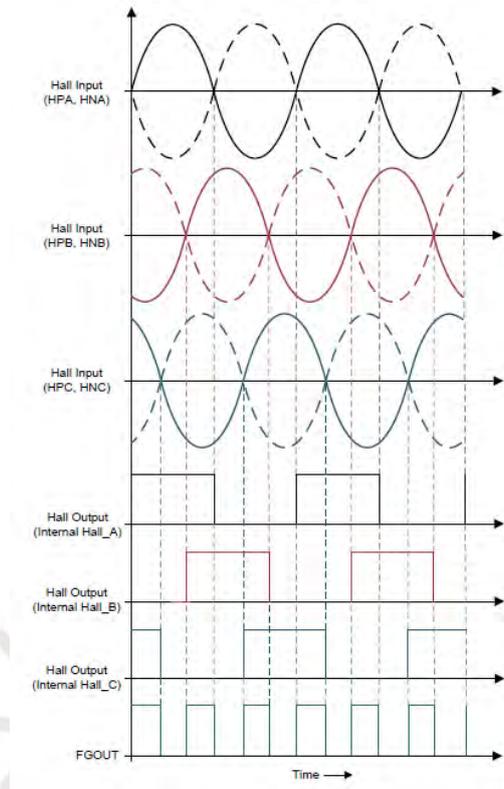


Fig. 3.11: Lectura de los sensores y conversión a la señal de salida. Imagen obtenida de la hoja de datos del controlador DRV8306

3.3.2. Sensores del motor

Puesto que se hace uso de una transmisión con una reducción relativamente alta y que, además, no se va a controlar directamente la posición del motor, no es necesario tener un dispositivo con una alta resolución para realizar las mediciones correspondientes con el fin de conocer la velocidad del motor. Por el contrario, una alta resolución, en este caso, solo incrementaría el trabajo que tendría que realizar el microcontrolador sin traer consigo un mayor beneficio.

Por este motivo, se hará uso de un arreglo de sensores de efecto Hall, comúnmente utilizado para el control de velocidad (y también de posición) de motores sin escobillas. Este arreglo consiste en utilizar 3 sensores de efecto hall separados una cierta distancia tal que la lectura de cada uno de estos este desfasada en 120 grados con respecto al otro. Ahora, es importante mencionar que para lograr este desfase no es necesario espaciar los sensores 120 grados físicamente (Figura 3.12), pues solo se requiere que este desfase se vea reflejado en las lecturas de los sensores (como se puede apreciar en la Figura 3.11).



Fig. 3.12: Ejemplo del montaje de los sensores de efecto Hall sobre un motor DC sin escobillas.

El uso de sensores de efecto Hall tiene ciertos beneficios ante un sensor óptico. En primer lugar, estos sensores pueden ser utilizados por un microcontrolador, o por un controlador (como se explicó anteriormente), para activar las bobinas del motor sin escobillas en el instante adecuado. Además, permite controlar el motor a bajas velocidades. Esto no es posible al utilizar un sensor óptico, un microcontrolador y un controlador, pues no se tiene información sobre la posición de los imanes dentro del motor y, por lo tanto, el controlador no puede funcionar correctamente a bajas velocidades.

Por estos motivos, y los mencionados en la sección del controlador de compuertas MOSFET, se eligió el sensor "DRV5055A2". Este es energéticamente eficiente, tiene una forma adecuada para el montaje y presenta una salida analógica, ideal para proporcionar la información necesaria al controlador de compuertas.

3.3.3. Compuertas MOSFET

En la elección de estas compuertas es necesario tener varias consideraciones en cuenta, pues estas son las que proporcionarán la energía necesaria al motor en el momento adecuado. De esta manera, para la selección del MOSFET se tuvo en consideración sus valores máximos de operación y su eficiencia energética, así como otros valores que serán presentados posteriormente.

Ahora, debido a que, en el control de un motor sin escobillas la conmutación de los MOSFET es intensiva, se debe asegurar que la activación de los mismo se da en un tiempo adecuado. Por lo tanto, el controlador que activa estas compuertas debe tener la suficiente capacidad

para proporcionar la corriente necesaria con el fin de activar el MOSFET. Así, en base a la información en la hoja de datos del controlador elegido, se comprueba que los valores del MOSFET a elegir sean adecuados. De esta forma, la Ecuación 3.1 presenta una estimación del rango permisible para el valor Q_G del MOSFET, mientras que las Ecuaciones 3.2 y 3.3, permiten conocer si el controlador podrá activar y desactivar el MOSFET en el tiempo deseado.

$$I_{VCP} > Q_G \times f_{PWM} \quad (3.1)$$

$$I_{DRIVEP} = \frac{Q_{GD}}{t_r} \quad (3.2)$$

$$I_{DRIVEN} = \frac{Q_{GD}}{t_f} \quad (3.3)$$

Donde:

I_{VCP} : Capacidad de la bomba de carga [A]

Q_G : Carga total de la compuerta [nC]

f_{PWM} : Frecuencia de la onda PWM [Hz]

t_r : Tiempo de subida deseado [ns]

t_f : Tiempo de caída deseado [ns]

I_{DRIVEP} : Corriente de los MOSFETs del low-side [mA]

I_{DRIVEN} : Corriente de los MOSFETs del high-side [mA]

Entonces, haciendo uso de la Ecuación 3.1 con $I_{VCP} = 15mA$ (obtenido de la hoja de datos del controlador) y la frecuencia deseada de la onda PWM ($f_{PWM} = 20KHz$), se obtiene el rango para la carga total de la compuerta que puede tener un MOSFET candidato ($Q_{GD} < 750nC$).

Con este dato, y las consideraciones antes mencionadas, se procede a utilizar las Ecuaciones 3.2 y 3.3 con los valores obtenidos de la hoja de datos técnicos del MOSFET candidato "PSMN0R7-25YLD" ($Q_{GD} = 11.9nC$), así como los rangos de los tiempos deseados ($100ns < t_r < 200ns$ y $50ns < t_f < 100ns$), se calcula I_{DRIVEP} y I_{DRIVEN} para los extremos de los rangos. Finalmente, se debe elegir un valor que esté entre los valores calculados, y que también corresponda con la hoja de datos técnicos, por lo que se tiene que $I_{DRIVEP} = 105mA$ y $I_{DRIVEN} = 210mA$, con lo que se confirma que el MOSFET elegido puede ser utilizado. Cabe

mencionar que el controlador puede proporcionar una corriente para I_{DRIVEP} de hasta 150mA y para I_{DRIVEN} de hasta 300mA, por lo que se tiene un margen de seguridad.

3.3.4. Codificador de anillo

Este sensor debe ser muy robusto y capaz de proporcionar mediciones precisas, pues la información que proporciona es utilizada en los algoritmos de reconocimiento de la actividad que se está realizando y del reconocimiento del instante de la marcha, así como en la generación del ángulo futuro para el control del exoesqueleto. Por lo tanto, se decidió que se haría uso de un codificador de anillo magnético puesto que, funciona correctamente aun cuando existen defectos de montaje (el movimiento de la rodilla no es completamente rotacional) y consume una poca cantidad de corriente (menos de 20mA) para funcionar en comparación a codificadores ópticos similares.

De esta forma, haciendo uso de la Ecuación 3.4, y una recomendación de Carpino en cuanto a la resolución deseada para el momento ejercido por el usuario ($\Delta\tau = 0.1Nm$) [Carpino, 2012], es posible calcular los bits ($p = 13$) que debe tener el codificador de anillo para obtener una resolución adecuada.

$$\Delta\tau = \frac{2\pi K}{2^p} \quad (3.4)$$

Donde:

$\Delta\tau$: Resolución deseada para el momento ejercido por el usuario [Nm]

K : Constante del resorte [Nm/rad]

p : Bits del codificador de anillo [Sin unidades]

Con esta información, y conociendo las dimensiones del freno electromagnético, se selecciona el codificador de anillo “RLC2HDA13BA00C00” y el anillo magnético “MR047B040B76M00” de la marca RLS.

3.3.5. Otros componentes

En esta sección se agruparán algunos componentes, puesto que su selección es más sencilla y no requiere de muchas consideraciones.

- a) *Regulador 24V*: De esta forma, se comenzará por la fuente Step-Up, necesaria para proporcionar al freno electromagnético con el voltaje y la corriente necesarios. En este caso, se utilizará el “Yeeco DC Boost Converter - Voltage Regulator Booster Module 15W”, pues puede elevar el voltaje hasta 50V y proporcionar una potencia de hasta 15W. Esto es necesario dado que los dos frenos juntos requieren de una potencia de alrededor de 12.4W para funcionar.
- b) *Regulador 5V*: Dado que el consumo energético es relativamente bajo debido a los componentes utilizados, se decidió que el “Convertidor Voltaje DC-DC Step-Down 2A MP1584EN” sería adecuado. Este puede regular el voltaje desde 0.8v hasta 20v con una potencia máxima de 20W.
- c) *Zumbador*: Este debe tener un tamaño adecuado, tal que permita posicionarlo en el asa de la mochila en la que estarán los LEDs. Por tal motivo, se decidió que un elemento piezoeléctrico para generar el sonido sería lo más adecuado debido al pequeño tamaño que presenta. Así, se eligió el componente “Piezo Buzzer activo 22mm”.
- d) *Controlador para el freno electromagnético*: Por otro lado, es deseable que el momento que puede soportar el freno pueda ser controlado en cierta medida. Esto con el fin de proporcionar más energía la freno cuando necesite soportar momentos mayores a su valor nominal. Por lo tanto, para lograr esto, se utilizará el controlador “L293DD”, pues con este es posible invertir la polaridad del voltaje que llega a las bobinas de los frenos, invirtiendo también la dirección de la corriente y, por consiguiente, la dirección del campo electromagnético. Así, es posible liberar el freno y también proporcionarle energía cuando sea necesario. Además, este cuenta con diodos integrados, lo que disminuye el tiempo requerido para que se active el freno y, a su vez, protege al controlador.
- e) *Acelerómetro*: Un componente muy importante es el acelerómetro, pues la información proporcionada por este es utilizada en los algoritmos de reconocimiento de la actividad que se está realizando y del reconocimiento del instante de la marcha. De esta forma, se requiere de un dispositivo configurable que interprete internamente los datos para reducir el trabajo del microcontrolador. Además, este debe poder reconocer cuando el usuario está en caída libre y cuando este ha tocado el suelo nuevamente. Por estos motivos, se eligió el acelerómetro “ADXL345”, el cual, comprende múltiples funciones configurables, así como dos pines de interrupción y una comunicación SPI. Todo esto, permite que el microcontrolador obtenga los datos rápidamente, mejorando el tiempo de respuesta del sistema y mejorando el control del mismo.

- f) *Tira LED*: Debido a que estará posicionada sobre una de las asas de la mochila, la tira LED debe poder acomodarse a la forma que tome el asa. Además, esta debe ser capaz de controlarse utilizando la menor cantidad de pines del microcontrolador posible. Por estos motivos, se eligieron los LEDs “DotStar Addressable 5050 RGB LED w/ Integrated Driver - SK9822” para hacer la tira. Estos utilizan el protocolo SPI para recibir la información sobre los LEDs que deben activarse, el color de estos y la onda PWM que se debe generar.

3.3.6. Microcontrolador

La selección del microcontrolador depende mucho de las características que se requiere que este tenga en base a los componentes a los que estará conectado. A continuación, se presenta una lista de las características que debe tener el microcontrolador para poder controlar el sistema.

- 6 pines de interrupción:
 - o 2 para el acelerómetro
 - o 2 para los codificadores de anillo (1 en cada pierna)
 - o 2 para información de la velocidad de los motores
- 2 pines PWM:
 - o Para los motores
- 1 puerto SPI (4 pines):
 - o Para comunicarse con el acelerómetro
 - o Para activar los LEDs
- 1 pin ADC (convertor analógico – digital):
 - o Para medir la carga presente en la batería mediante el divisor de voltaje
- 22 pines I/O para poder conectar a todos los componentes:
 - o Incluyendo los pines antes mencionados
 - o 1 para el zumbador
 - o 2 para controlar la dirección de los motores
 - o 2 para conocer la dirección del movimiento (con el codificador de cada pierna)
 - o 4 para la controlar la dirección de la corriente de los frenos electromagnéticos
- Debe poder utilizarse con baterías

Teniendo todo esto en consideración, se decidió que el microcontrolador adecuado sería el “ItsyBitsy M4 Express”, pues cuenta con todas las funcionalidades antes presentadas y un procesador de 120MHz con una arquitectura de 32bits, lo que significa que este puede realizar el procesamiento de las señales a una alta velocidad. Además, cuenta con una memoria RAM de 192KB, necesaria para ejecutar el algoritmo de control. Es importante elegir el microcontrolador correcto para este tipo de aplicaciones pues, si bien se puede tener una velocidad de procesamiento de cientos de MHz y una gran cantidad de funcionalidades, esto se traduce en un mayor consumo de energía.

3.3.7. Batería

El cálculo para estimar la capacidad necesaria para la batería se realizará teniendo en cuenta el consumo de los motores, el freno electromagnético y el microcontrolador, pues el consumo energético de los otros componentes es considerablemente bajo en comparación. De esta forma, se propone la Ecuación 3.5 para este cálculo. En esta ecuación no se hace uso de las eficiencias, por lo que representa una estimación del valor mínimo que debe tener la capacidad de la batería.

$$C > (2T_{osci}I_{M,RMS} + 2I_f + I_{comp})Dur \quad (3.5)$$

Donde:

C : Capacidad de la batería [A-hora]

$I_{M,RMS}$: Corriente RMS del motor durante la fase de oscilación [A]

I_f : Corriente del freno electromagnético [A]

I_{comp} : Corriente de los otros componentes [A]

T_{osci} : Porcentaje de la marcha correspondiente a la fase de oscilación [Sin unidades]

Dur : Duración deseada de la carga de la batería [horas]

Si se considera que el motor carga con la parte de la estructura que está en la pierna, así como con la mitad del peso de la pierna del usuario (dando una masa total de 2 kg), entonces este requiere una corriente de $I_{M,RMS} = 4.2A$ para generar el momento necesario. Así, considerando $T_{osci} = 0.6$, $I_f = 0.25A$, $I_{comp} = 0.5A$, $Dur = 1.25 \text{ hora}$, se obtiene que la capacidad de carga de la batería debe ser mayor a 7.55 A-hora ($C > 7.55A - \text{hora}$).

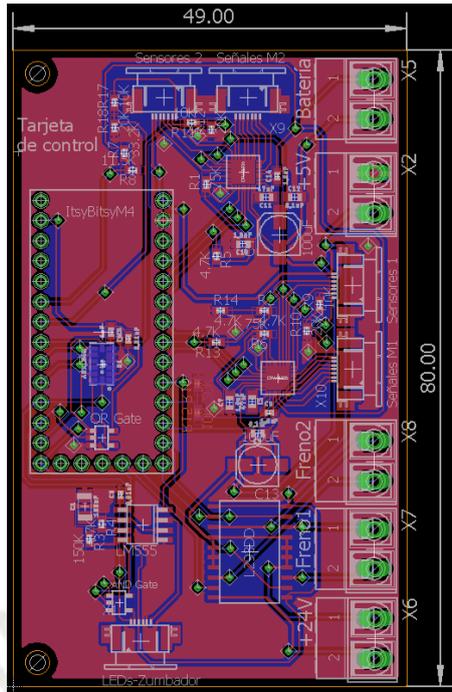
De esta forma, se requiere una batería que tenga una capacidad de al menos 11Ah (para tener un factor de seguridad en cuanto a la duración, pues no se está tomando en cuenta la eficiencia). Ahora, si bien las baterías de LiFePO₄ son las más seguras, estas no cumplen con los requerimientos del sistema, pues aquellas que cumplen con la capacidad requerida pesan más de lo permitido o tienen una forma que sobrepasa los límites permisibles para una mochila. Por lo tanto, se utilizarán baterías de Li-Po, las cuales si son capaces de cumplir con estos requerimientos sin problemas.

Por las razones expuestas y debido a la disponibilidad de estas baterías en el mercado peruano, se decidió que se utilizarían dos baterías (puestas en paralelo) de la marca Ovonix con un voltaje nominal de 11.1V y una capacidad de 5.5Ah, con lo que se obtiene una capacidad total de 11Ah. Además, estas cuentan con una carcasa dura que las protege ante golpes, mejorando la seguridad de la batería. Así mismo, al tener una capacidad para entregar corriente de 50C (cada una), estas pueden ser utilizadas de manera segura en el exoesqueleto, pues este solo requiere de un total de 1C como máximo, funcionando muy por debajo de la capacidad de la batería y asegurando que estas no se calienten.

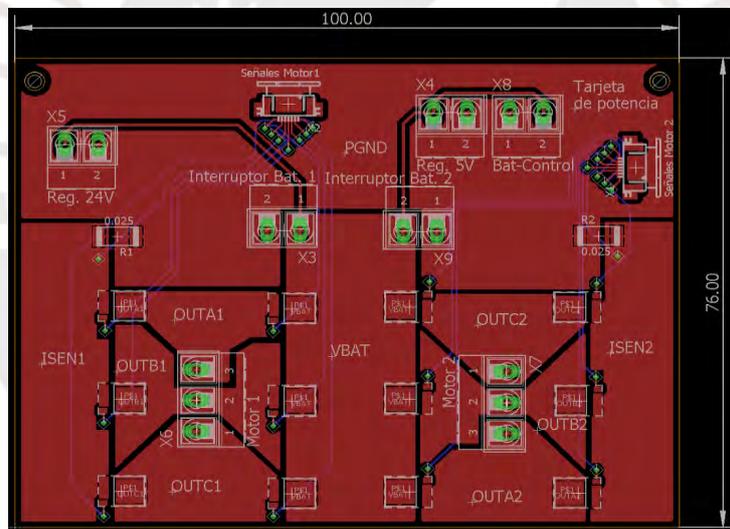
Por otro lado, el cargador de las baterías será el “Tenergy TN267”, pues este cuenta con cuatro funciones de protección importantes (de polaridad inversa, corto circuito, sobrecarga y sobre corriente), lo que permite cargar la batería de una manera segura.

3.3.8. Circuitos electrónicos

Luego de haber seleccionado todos los componentes se realizaron los diagramas esquemáticos en base a las recomendaciones de los fabricantes de cada componente y algunas consideraciones tomadas para asegurar el correcto funcionamiento del sistema. De esta forma, las tarjetas diseñadas (que estarán dentro de una carcasa) con sus dimensiones y la distribución de componentes se pueden apreciar en la Figura 3.13. Cabe mencionar que también se realizó el diseño de las tarjetas electrónicas para los sensores de efecto Hall y los LEDs. Además, estas tienen algunas consideraciones especiales, las cuales son explicadas en el Anexo D, donde se pueden observar todas las tarjetas electrónicas diseñadas.



(a)



(b)

Fig. 3.13: Tarjeta de control (a) y tarjeta de potencia (b)

3.4. Carcasas para los componentes

Se requieren dos carcasas para los componentes, una para aquellos que van dentro de la mochila y otra para los que se conforman el sistema actuador.

Entonces, para el diseño de la carcasa de los componentes que van dentro de la mochila, se deben tener en cuenta las dimensiones de las tarjetas electrónicas donde están estos

componentes. Estas son: la tarjeta de control, la tarjeta de potencia, el regulador 5V y el regulador 24V. Así mismo, es útil incorporar las baterías en la carcasa con el fin de mantener las conexiones fijas, evitando que los cables se muevan o se jalen por movimientos ocasionados como producto de las actividades del usuario. Cabe señalar que el material utilizado para la fabricación de esta carcasa será el FDM ABS. El diseño de esta carcasa se puede observar en la Figura 3.14. Cabe señalar que la unión de las dos partes de la carcasa será mediante una unión atornillada haciendo uso de guías (elementos de color rojo), mientras que las tarjetas electrónicas serán fijadas gracias a los elementos cilíndricos dispuestos en la carcasa.

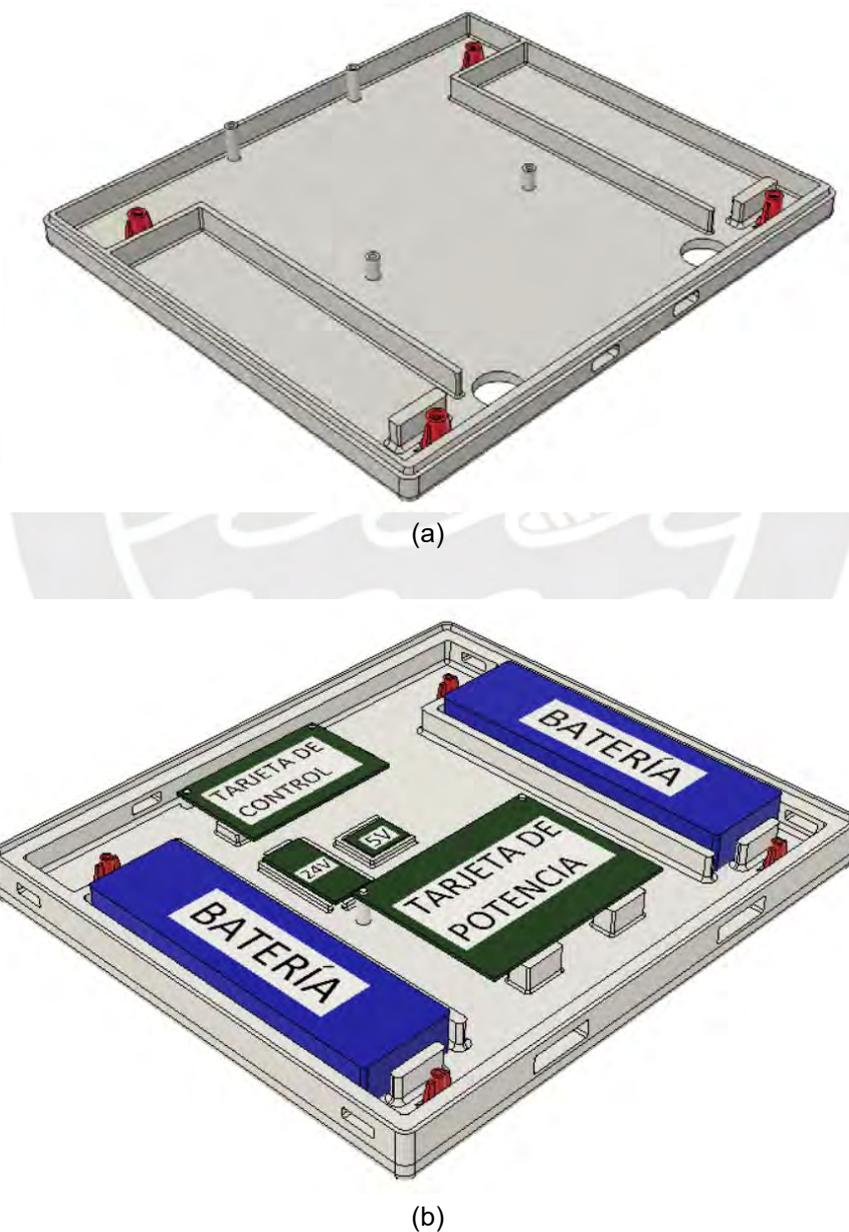


Fig. 3.14: Carcasa para los componentes de la mochila. Parte superior (a) y parte inferior (b)

Así mismo, se tiene la carcasa para los componentes que conforman el actuador del exoesqueleto. Los componentes dentro de esta son fijados mediante uniones atornilladas. De la misma forma, la carcasa es asegurada a la estructura mediante este tipo de unión. Por otro lado, esta carcasa tiene una ranura (cubierta con felpa), pues a través de esta pasa la conexión entre el actuador y la parte inferior de la estructura. Es importante mencionar que el material de la carcasa es FDM ASA, el cual puede soportar las exigencias ambientales a la que estará sometida. Estas exigencias son la resistencia a la radiación UV (mayor a 13 en la escala del índice UV) y al calor (hasta 40°C). Su hoja de datos se encuentra en el Anexo E.

En la Figura 3.15 se presentan vistas de esta carcasa y la disposición de los componentes dentro de esta. Cabe mencionar que los engranajes planetarios y el engranaje solar son del mismo material que los engranajes anulares, pero con el fin de que estos se puedan distinguir en las figuras se les ha cambiado el color. En la parte (a) de la Figura 3.15 se puede observar al resorte de torsión, detrás del cual están la parte que conecta al sistema actuador con la estructura, el soporte para el anillo magnético (en azul) y dicho anillo. Además, se tiene al codificador magnético y el freno electromagnético, los cuales no se muestran en la figura. Así mismo, en la parte (b) se tiene al mecanismo de transmisión junto con el eje que llega al freno electromagnético. También, se tiene un elemento (en el centro y de color negro) que sirve para alinear la parte que conecta al sistema actuador con la estructura al mecanismo de transmisión. Finalmente, detrás de este mecanismo se encuentran el motor, el soporte para los sensores Hall y dichos sensores.

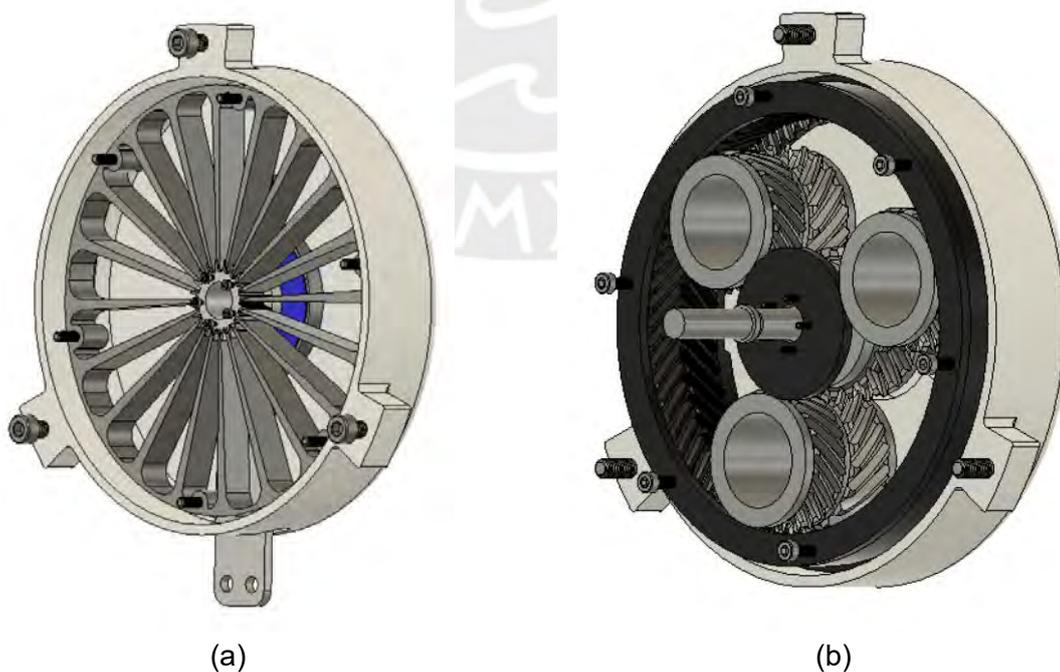


Fig. 3.15: Carcasa para los componentes del actuador

CAPÍTULO 4

PLANOS Y COSTOS

En este capítulo se presentan los planos del dispositivo diseñado, así como los costos estimados para la fabricación del mismo. Estos costos son justificados tomando ciertas consideraciones, las cuales son explicadas brevemente. Antes de presentar los planos, se realiza una breve explicación del dispositivo con el fin de entender cuál es la función de cada una de las piezas dispuestas en los planos.

4.1. Descripción del dispositivo

El dispositivo diseñado comprende un conjunto de componentes que conforman el sistema actuador, y otro conjunto de componentes que conforman el sistema eléctrico y electrónico. En este caso solo se entrará en detalle en el sistema actuador, pues la disposición y la relación entre los componentes eléctricos y electrónicos ya se ha visto en el capítulo anterior.

De esta forma, en la Figura 4.1, se puede apreciar cómo se relacionan los componentes del sistema actuador entre ellos y con la estructura del exoesqueleto. Este sistema está conformado principalmente por el mecanismo de transmisión, el motor sin escobillas de rotor externo, el soporte para los sensores de efecto Hall (y los mismos sensores), el resorte de torsión en forma de disco, el soporte para el anillo magnético del codificador de anillo, el freno electromagnético, y la parte que une este sistema con el mecanismo de doble bisagra.

Por otro lado, es importante mencionar que el peso total del dispositivo es de 4.2 kg (2.6 kg del exoesqueleto y 1.6 kg de la mochila con los componentes electrónicos) aproximadamente.

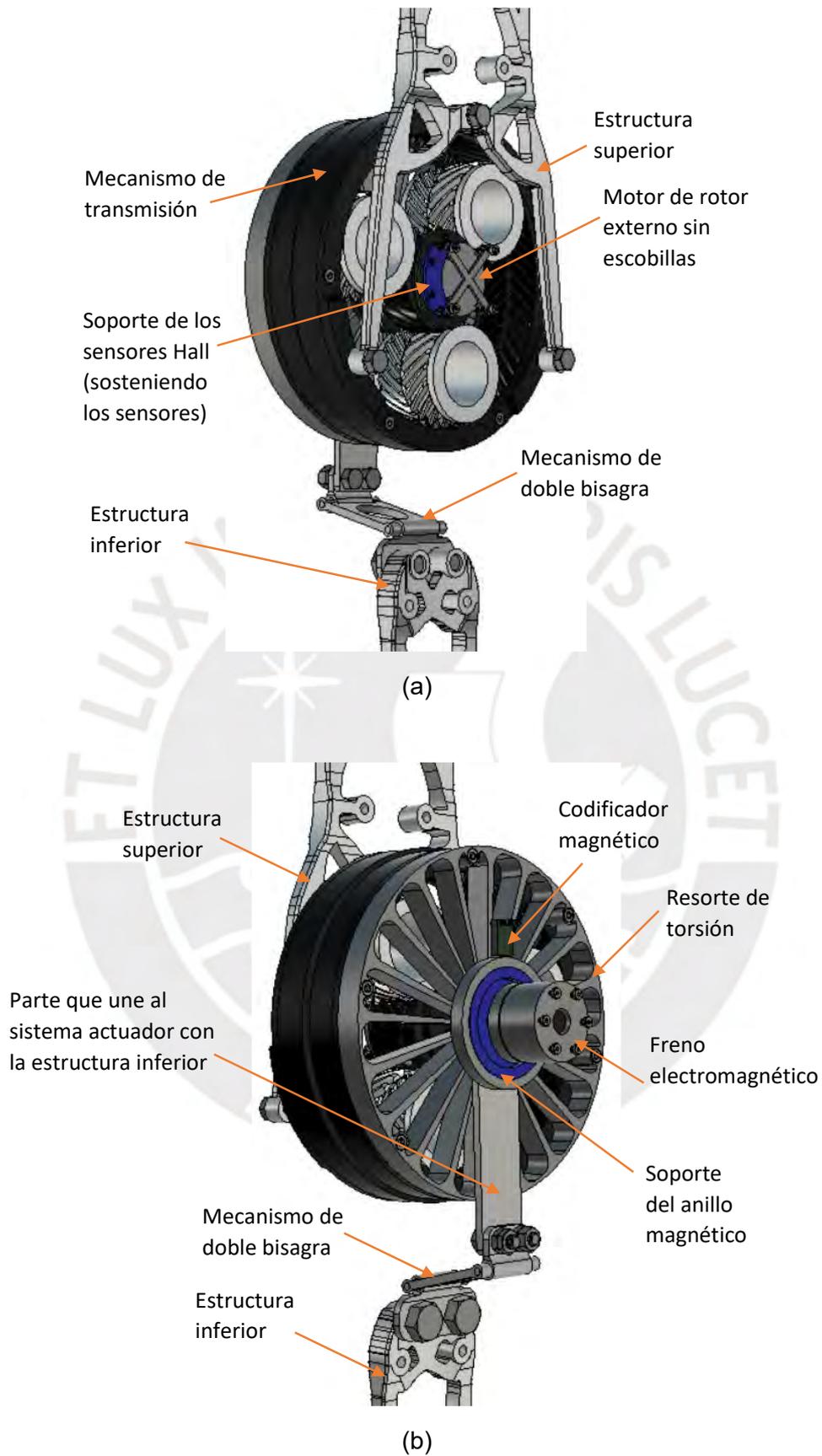


Fig. 4.1: Componentes del sistema actuador desde dos vistas: desde la parte interna (hacia la extremidad) (a) y desde la parte externa (b)

Por otro lado, en la Figura 4.2 se puede apreciar como una persona utilizaría el exoesqueleto, así como donde se sitúan los sistemas antes mencionados y la relacionan entre ellos. Así mismo, en el Anexo F se presenta el diagrama de operaciones, el cual muestra la secuencia que sigue el usuario al interactuar con el exoesqueleto. Adicionalmente, se hizo una simulación con el fin de comparar el esfuerzo que realizaría el usuario con y sin el exoesqueleto. Esta se encuentra en el Anexo G.

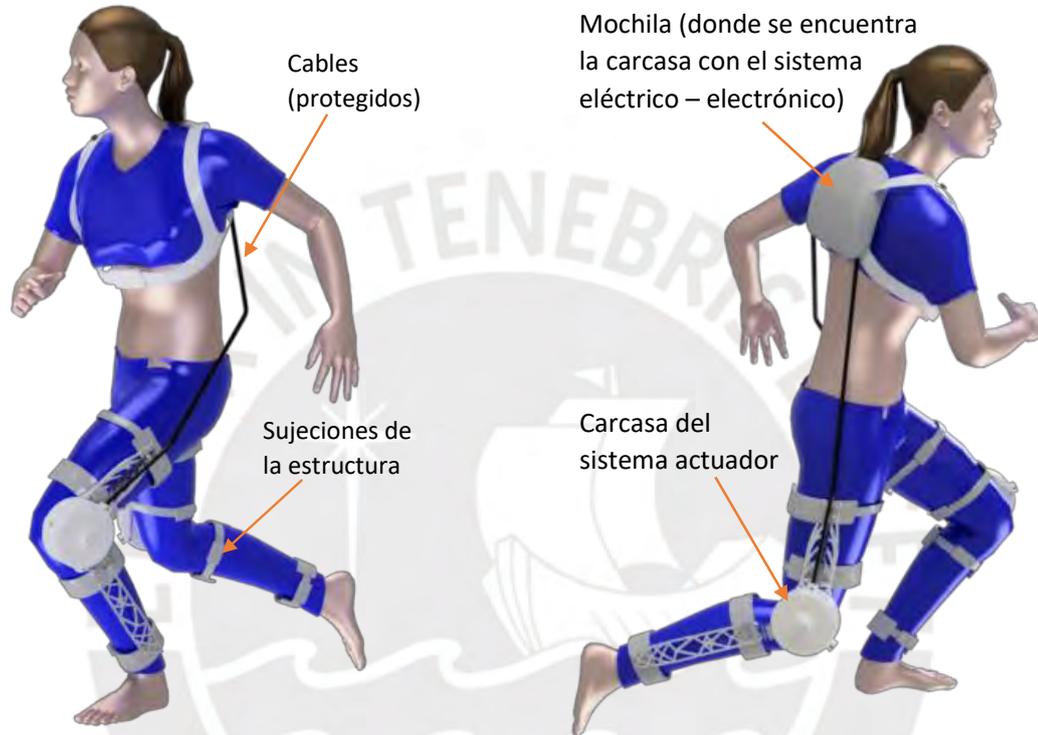


Fig. 4.2: Representación de una persona utilizando el exoesqueleto

4.2. Planos

Los planos se pueden identificar mediante la Tabla 4.1. El código utilizado para identificar los planos consiste en 3 partes. La primera parte indica si se trata de un plano de ensamble (PE), un plano de despiece (PD), una vista explosionada (VE) o un esquema (ES), mientras que la segunda parte hace referencia al tamaño de hoja utilizado (A4, A3, A2, A1, A0). Por último, la tercera parte representa el número del plano (desde el 0 hasta el 34). Es importante mencionar que las tolerancias para las dimensiones del resorte, que afectan a la constante del mismo, fueron pensadas para permitir que esta se mantenga entre el rango de valores obtenidos anteriormente en el Capítulo 2 ($104 \frac{Nm}{rad} < K < 115 \frac{Nm}{rad}$).

Tabla 4.1: Planos del sistema

Plano	Código
ESQUEMA SISTEMA COMPLETO	ES-A2-00
VISTA EXPLOSIONADA SISTEMA ACTUADOR	VE-A0-01
ENSAMBLE COMPLETO	PE-A0-02
SUBSENSAMBLE SISTEMA ACTUADOR	PE-A2-03
SUBSENSAMBLE DOBLE BISAGRA	PE-A3-04
ENSAMBLE CARCASA ELECTRÓNICA	PE-A3-05
UNIÓN BISAGRAS	PD-A3-06
BISAGRA SUPERIOR	PD-A3-07
BISAGRA INFERIOR	PD-A3-08
ESTRUCTURA INFERIOR	PD-A3-09
ESTRUCTURA SUPERIOR	PD-A3-10
RODILLO CENTRAL	PD-A4-11
CARCASA 1	PD-A2-12
CARCASA 2 IZQUIERDA	PD-A2-13
CARCASA 2 DERECHA	PD-A2-14
RODILLO ENGRANAJE ANULAR 1	PD-A3-15
ENGRANAJE SOLAR	PD-A3-16
ENGRANAJE HELICOIDAL ANULAR 2	PD-A3-17
RODILLO ENGRANAJE ANULAR 2	PD-A3-18
CONJUNTO ENGRANAJE PLANETARIO	PD-A3-19
RODILLO ENGRANAJE SOLAR	PD-A3-20
ENGRANAJE HELICOIDAL ANULAR 1	PD-A3-21
RESORTE DE TORSIÓN	PD-A3-22
CONEXIÓN ACTUADOR – ESTRUCTURA IZQUIERDA	PD-A3-23
CONEXIÓN ACTUADOR – ESTRUCTURA DERECHA	PD-A3-24
SOPORTE ANILLO MAGNÉTICO	PD-A3-25
SOPORTE SENSORES HALL	PD-A4-26
SUJECIÓN MUSLO	PD-A4-27
SUJECIÓN ARRIBA DE LA RODILLA	PD-A4-28
SUJECIÓN PANTORRILLA	PD-A4-29
SUJECIÓN TOBILLO	PD-A4-30
CARCASA ELECTRÓNICA SUPERIOR	PD-A2-31
CARCASA ELECTRÓNICA INFERIOR	PD-A2-32
TARJETA SENSORES HALL	PD-A4-33
DIAGRAMA ESQUEMÁTICO	DE-A2-34

Por otro lado, el plano eléctrico del sistema utiliza un código similar, siendo diferente únicamente en la primera parte del código, donde las siglas DE indican que se trata de un diagrama esquemático. Todos los planos se encuentran en el Anexo I.

4.3. Costos

El costo final del dispositivo está sujeto al costo del diseño, y el costo de fabricación, el cual a su vez comprende a los costos de los componentes comerciales, los costos de los servicios de manufactura y el costo de ensamble. A continuación, se explican las consideraciones tomadas para cada uno de los costos antes mencionados, teniendo en cuenta que en estos se están considerando los impuestos de ley.

4.3.1. Costo del diseño

Este comprende el estudio del estado del arte, el diseño conceptual, los cálculos y los planos realizados. Así, considerando que el desarrollo de este dispositivo se ha desarrollado en 25 semanas y que, además, cada semana se trabajaba un promedio de 32 horas, se tiene un total de 800 horas efectivas. Entonces, si se estima que los honorarios que percibiría un diseñador mecatrónico (recién egresado) son de S/. 40 nuevos soles por hora, se tiene un total de S/. 32,000 nuevos soles. Así mismo, es necesario considerar los honorarios de un supervisor que acumuló un estimado de 40 horas de supervisión en el desarrollo del diseño dispositivo. A manera de resumen se presenta la Tabla 4.2, en donde se tienen algunos valores adicionales.

Tabla 4.2: Costo del diseño

	Costo horario (S/. / hora)	Tiempo de diseño (horas)	Honorarios (S/.)
<i>Diseñador</i>	40.00	800	32,000.00
<i>Supervisor</i>	150.00	40	6,000.00
		Total	38,000.00

4.3.2. Costo de fabricación

Costo de componentes comerciales

Los costos de los componentes seleccionados se pueden apreciar en la Tabla 4.3. Estos costos fueron obtenidos de sus respectivos fabricantes y distribuidores. Cabe resaltar que los costos de los componentes tales como resistencias, capacitores y tornillos ("Otros componentes" en la Tabla 4.3) se han estimado en base a los costos presentados por los distribuidores debido a que existen diversas marcas y calidades para cada uno, entre los cuales el precio varía considerablemente.

Por otro lado, es importante mencionar que los costos de los componentes que no se pueden encontrar en el Perú (los que tienen costo de envío) han sido convertidos de dólares a nuevos soles utilizando el tipo de cambio vigente al 2 de diciembre del 2020 (1 dólar equivale a 3.61 soles) con el fin de mantener una uniformidad en el análisis de costos.

Tabla 4.3: Costo de los componentes comerciales

Componente	Cant.	Costo Unitario (S/.)	Costo de envío (S/.)	Costo Total (S/.)
<i>DRV830638-V Brushless DC Motor Controller</i>	2	7.12	12.62	26.85
<i>DRV5055A2QLPGM - Sensor Hall</i>	6	4.46	12.62	39.37
<i>PSMN0R7-25YLD - MOSFET</i>	12	5.56	21.06	87.77
<i>RLC2HDA13BA00C00 - Codificador magnético</i>	2	144.40	36.10	324.90
<i>MR047B040B76M00 - Anillo magnético</i>	2	216.60	36.10	469.30
<i>Baterías LiPo Ovonic 5500 mAh 3s (paquete de 2 baterías)</i>	1	428.00	Incluido	428.00
<i>Convertidor Voltaje DC-DC Step-Down 2ª MP1584EN – Regulador 5v</i>	1	6.00	Disponible en el país	6.00
<i>Piezo Buzzer activo 22mm - Zumbador</i>	1	7.00	Disponible en el país	7.00
<i>L293DD – Controlador de los frenos</i>	2	15.23	21.06	51.53
<i>LM555 – Controlador del Zumbador</i>	1	5.50	Disponible en el país	5.50
<i>ADXL345 – Acelerómetro</i>	1	22.49	21.06	43.55
<i>DotStar Addressable 5050 RGB LED w/ Integrated Driver - 10 Pack SK9822</i>	1	16.25	21.06	37.30
<i>ItsyBitsy M4 Express - Microcontrolador</i>	1	53.97	21.06	75.03
<i>Yeeco DC-DC Step Up Converter Board 15W – Regulador 24v</i>	1	36.10	34.60	70.70
<i>Tenergy TN267 - Cargador</i>	1	108.26	34.60	142.86
<i>GARTT F 2206 1400 KV - Motor</i>	2	79.38	34.60	193.36
<i>86 611 03 H00 – Freno electromagnético</i>	2	108.30	54.15	270.75
<i>Tarjeta de Control</i>	1	255.30	41.27	296.57
<i>Tarjeta de Potencia</i>	1	286.85	41.27	328.12
<i>Tarjeta Sensores Hall</i>	1	161.62	41.27	364.51
<i>Tarjeta LEDs y Buzzer</i>	1	159.92	41.27	201.19
<i>Otros componentes</i>	1	108.30	21.06	129.36
Total				3594.02

Costos de los servicios de manufactura

Estos se pueden dividir en costos para la manufactura aditiva (Tabla 4.4) y para los procesos de maquinado y/o fundición (Tabla 4.5). El costo total se presenta en la Tabla 4.6. Por otro lado, la cotización de los componentes impresos en 3D se encuentran en el Anexo H.

Tabla 4.4: Costo de los componentes manufacturados mediante impresión 3D

Componente	Cantidad	Costo Unitario (S/.)	Costo total (S/.)
<i>Soporte del Anillo Magnético</i>	2	2.50	5.00
<i>Soporte Sensores Hall</i>	2	2.50	5.00
<i>Molde Estructura Superior</i>	2	22.00	44.00
<i>Molde Estructura Inferior</i>	2	12.00	24.00
<i>Carcasa Electrónica Inferior</i>	1	60.00	60.00
<i>Carcasa Electrónica Superior</i>	1	60.00	60.00
<i>Carcasa 1</i>	2	40.00	80.00
<i>Carcasa 2 Izquierda</i>	1	40.00	40.00
<i>Carcasa 2 Derecha</i>	1	40.00	40.00
<i>Conjunto Engranaje Planetario</i>	6	8.00	48.00
<i>Engranaje Anular 1</i>	2	16.00	32.00
<i>Engranaje Anular 2</i>	2	16.00	32.00
<i>Engranaje Solar</i>	2	9.00	18.00
<i>Rodillo del Engranaje Solar</i>	2	5.00	10.00
<i>Rodillo del Engranaje Anular 1</i>	2	8.00	16.00
<i>Rodillo del Engranaje Anular 2</i>	2	8.00	16.00
<i>Rodillo Central</i>	2	5.00	10.00
Total sin IGV			540.00
IGV			97.20
Total			637.20

Tabla 4.5: Costo de los componentes manufacturados mediante maquinado y/o fundición

Componente	Cantidad	Costo Unitario (S/.)	Costo total (S/.)
<i>Resorte de Torsión</i>	2	800.00	1,600.00
<i>Conexión Derecha Actuador - Estructura</i>	1	600.00	600.00
<i>Conexión Izquierda Actuador - Estructura</i>	1	600.00	600.00
<i>Unión Bisagras</i>	2	150.00	300.00
<i>Bisagra Superior</i>	2	100.00	200.00
<i>Bisagra Inferior</i>	2	100.00	200.00
<i>Sujeción Superior Muslo</i>	2	70.00	140.00
<i>Sujeción Inferior Muslo</i>	2	60.00	120.00
<i>Sujeción Superior Pierna</i>	2	55.00	110.00
<i>Sujeción Inferior Pierna</i>	2	40.00	80.00
<i>Estructura Superior</i>	2	120.00	240.00
<i>Estructura Inferior</i>	2	80.00	160.00
Subtotal			4,350.00

Tabla 4.6: Costo total de fabricación

Proceso	Costo (S/.)
<i>Impresión 3D</i>	637.20
<i>Maquinado y/o fundición</i>	4350.00
Total	4987.20

Costo de ensamble

Este costo representa un estimado de los honorarios que percibiría un ayudante para el ensamble, tanto para los componentes eléctricos como para los mecánicos (Tabla 4.7).

Tabla 4.7: Costo de ensamble de componentes

Ensamble	Precio (S/.)	Cantidad	Honorarios (S/.)
<i>Tarjetas electrónicas</i>	200	1	200.00
<i>Componentes mecánicos</i>	100	1	100.00
<i>Sistema completo</i>	100	1	100.00
Total			400.00

Costo total de fabricación

El costo presentado en la Tabla 4.8, comprende todos los costos de fabricación tratados previamente. Cabe señalar que se consideró adecuado tener un margen de seguridad en cuanto al presupuesto presentado, por lo que se decidió agregar el 10% de la suma de los costos antes mencionados al costo total.

Tabla 4.8: Costo total de fabricación del sistema

Concepto	Costo (S/.)
<i>Componentes comerciales</i>	3594.02
<i>Fabricación</i>	4987.20
<i>Ensamble</i>	400.00
<i>Imprevistos</i>	898.12
Total	9879.34

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

La articulación de la rodilla es la más compleja de todas las articulaciones, por lo que resulta complicado considerar todos los grados de libertad que tiene con el fin de hacer que el exoesqueleto sea más cómodo para el usuario al momento de utilizarlo. En este caso, el diseño propuesto considera que la rodilla rota alrededor de un eje fijo, lo que limita el número de grados de libertad que tiene el exoesqueleto en el plano sagital a 1. Esto podría generar algún tipo de incomodidad en el usuario, sin embargo, se tendrían que realizar pruebas para conocer el grado de incomodidad que este puede llegar a sentir.

Es recomendable hacer los agujeros roscados de las partes impresas en 3D con una herramienta en lugar de imprimirlos directamente, dado que así se puede obtener un mayor grado de precisión y una mejor calidad del agujero. Esto es válido también para los agujeros roscados de la estructura, por lo que resulta conveniente imprimir el molde para la fundición sin agujeros y realizar estos luego de terminado el proceso de fundición. Cabe mencionar que imprimir agujeros sin rosca que sirvan de guía para el maquinado también es útil, puesto que así la posición de los agujeros quedaría definida y solo se tendrían que dar las dimensiones correctas a estos.

Además, es necesario escalar correctamente las partes fabricadas mediante la impresión 3D con el fin de obtener las dimensiones deseadas. Esto se debe a que, para imprimir, se debe calentar el filamento, lo que dilata ligeramente el material. Al terminar la impresión, la pieza se encuentra caliente y se va enfriando con el tiempo. Así, mientras la pieza se enfría, el material se va contrayendo, lo que ocasiona que la pieza final sea más pequeña que la pieza deseada (si es que no se ha escalado correctamente).

Otro aspecto a considerar son los parámetros de impresión, los cuales varían dependiendo del material que se vaya a utilizar y de la función que cumplirá la pieza. Sin embargo, existen algunos parámetros que pueden considerarse estándar para obtener una buena impresión, como la altura de capa y el ancho del perímetro. En este caso, la altura de capa es de 0.2 mm, mientras que el ancho del perímetro está conformado por 3 capas de material. Esto funciona bien para muchas piezas, sin embargo, es posible que aquellas que vayan a soportar grandes esfuerzos o impactos requieran de un mayor ancho del perímetro. Es importante mencionar que, si bien no es posible especificar una densidad de relleno ideal hasta que se haya probado la pieza, para aquellas que no vayan a soportar esfuerzos la densidad puede ser hasta del 5%.

Por otro lado, los métodos de manufactura disponibles en la actualidad limitan, en cierta forma, la cantidad de material que se puede retirar de la estructura mediante el método de “Generative design”, pues no todas las formas obtenidas mediante este método pueden ser manufacturadas sin antes modificarlas ligeramente. De esta manera, resulta necesario agregar material en ciertas secciones con el fin cumplir con los requerimientos mínimos del proceso de manufactura para poder fabricar estas piezas.

Resulta complejo obtener una geometría que permita obtener la constante del resorte deseada y mantener un factor de seguridad adecuado al mismo tiempo. Esto se debe principalmente a la gran deformación que debe tener el material con el fin de permitir que el usuario se mueva lo más naturalmente posible al realizar sus actividades. Por este motivo, sería conveniente evaluar en qué grado cambia el movimiento del usuario (y si este cambio es significativo) al utilizar el exoesqueleto con el fin de poder optimizar el diseño del resorte, pues este se encuentra directamente relacionado al ángulo de flexión de la rodilla del usuario durante la fase de apoyo.

No se encontró información específica sobre el desgaste que existe al utilizar engranajes de nylon reforzado con fibra de carbono. Sin embargo, se sabe que los engranajes de nylon pueden ser usados sin necesidad de utilizar lubricantes debido a su bajo coeficiente de fricción. Aun así, siempre es recomendable lubricar (con aceite de silicona para este caso) las áreas que estarán en contacto para reducir el desgaste tanto como sea posible.

Así mismo, tampoco se encontró información sobre la resistencia a la fatiga del material utilizado para los engranajes, por lo que no se pudieron realizar los cálculos respectivos. No obstante, se utilizó un factor de seguridad relativamente alto (mayor a 2) para compensar esta falta de información.

El uso de felpa para cubrir la ranura de la carcasa es recomendable. Esto se debe a que la felpa previene el ingreso de las partículas de polvo y las gotas de agua sin influenciar el movimiento de las otras partes del exoesqueleto, protegiendo las partes sensibles a la exposición ante estas condiciones ambientales.

Por último, el sistema de control no pudo ser desarrollado con mayor detalle debido a que no fue posible implementar el sistema, lo que no permitió realizar la identificación del mismo. No obstante, el sistema de control propuesto ha sido utilizado por otros investigadores con buenos resultados.

CONCLUSIONES

Utilizando la metodología de diseño (de acuerdo a la norma VDI 2221) se ha logrado cumplir con el objetivo principal de diseñar un exoesqueleto que reduce la fuerza que debe ejercer la rodilla del usuario al correr sin influenciar negativamente en el movimiento de este.

Así mismo, ha sido posible proporcionar la cantidad de asistencia propuesta (hasta 30%) dado que el sistema es capaz de proporcionar un momento de hasta 71 Nm gracias al resorte de torsión, el cual almacena la energía generada por el usuario para posteriormente entregarla. Además, el uso de un resorte también hace viable el uso de altos índices de reducción, pues este desacopla la inercia reflejada por el mecanismo de transmisión del elemento efector. Así, los altos índices de reducción permiten el uso de un freno más pequeño y con un menor consumo de energía, mientras que, al mismo tiempo, hace posible que el motor utilizado gire a una mayor velocidad y funcione con una mayor eficiencia. Todo esto significa que el sistema puede funcionar con una alta eficiencia mientras mantiene un tamaño adecuado. Por otra parte, el resorte también es utilizado como un sensor de fuerza para el sistema de control. Con todo esto, se puede decir que el resorte es el componente más importante de todo el sistema.

Otro componente relevante es el mecanismo de transmisión (conocido como Gear Bearing Drive), puesto que funciona como una estructura que provee soporte a todos los otros componentes del sistema, mientras que, al mismo tiempo, transmite las fuerzas del resorte hacia el freno electromagnético y del motor hacia el resorte. Sin este componente, la cantidad de partes necesarias aumentaría considerablemente y el diseño ya no podría ser tan compacto.

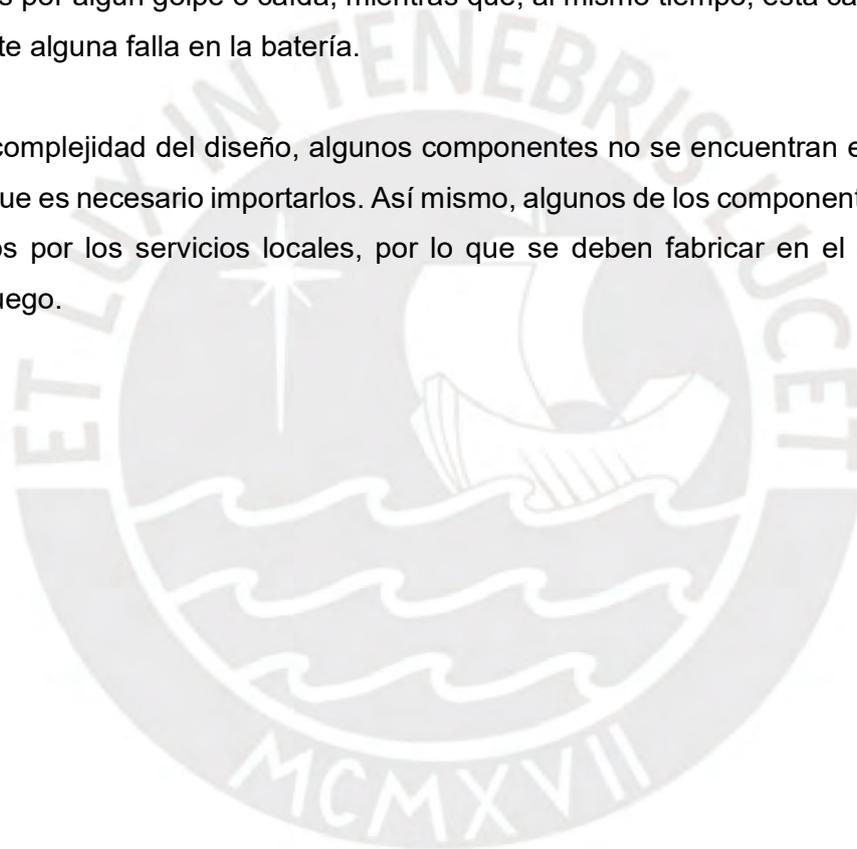
Adicionalmente, se pudo mantener el peso por debajo del límite establecido (1.4 kg como máximo en cada pierna) para los requerimientos del sistema gracias al uso de materiales resistentes, pero al mismo tiempo livianos. El correcto dimensionamiento de los componentes y el uso de métodos de optimización también jugaron un papel importante para cumplir con este objetivo.

Fue posible mantener el costo para la fabricación del sistema por debajo del límite propuesto (3,500 dólares o 12,635 soles) en los requerimientos gracias al uso de la impresión 3D, sobre todo para la fabricación de los engranajes y el molde de la estructura, los cuales tendrían un costo considerablemente mayor si fueran fabricados por otros medios. Así, el costo de fabricación es de aproximadamente S/. 9880, mientras que el de diseño es de S/.38,000.

Por otro lado, el poder adaptar las sujeciones a la forma del miembro inferior del usuario provee una mayor comodidad para el mismo y simplifica el problema de control al no existir una zona muerta (la cual sería generada por el espacio entre la pierna y la sujeción). De la misma forma, el uso de un mecanismo de doble bisagra hace que el exoesqueleto sea más cómodo para el usuario al mitigar el desalineamiento en el plano frontal. Esto es posible debido a que, al utilizar este mecanismo, se obtiene un grado de libertad sub-actuado.

La autonomía diseñada para el sistema permite su uso por una hora; los indicadores propuestos mantendrán al usuario informado sobre el estado de la batería en todo momento. Además, las baterías se encuentran protegidas dentro de una carcasa para evitar que estas sean dañadas por algún golpe o caída, mientras que, al mismo tiempo, esta carcasa protege al usuario ante alguna falla en la batería.

Debido a la complejidad del diseño, algunos componentes no se encuentran en el mercado local, por lo que es necesario importarlos. Así mismo, algunos de los componentes no pueden ser fabricados por los servicios locales, por lo que se deben fabricar en el exterior y ser importados luego.



BIBLIOGRAFÍA

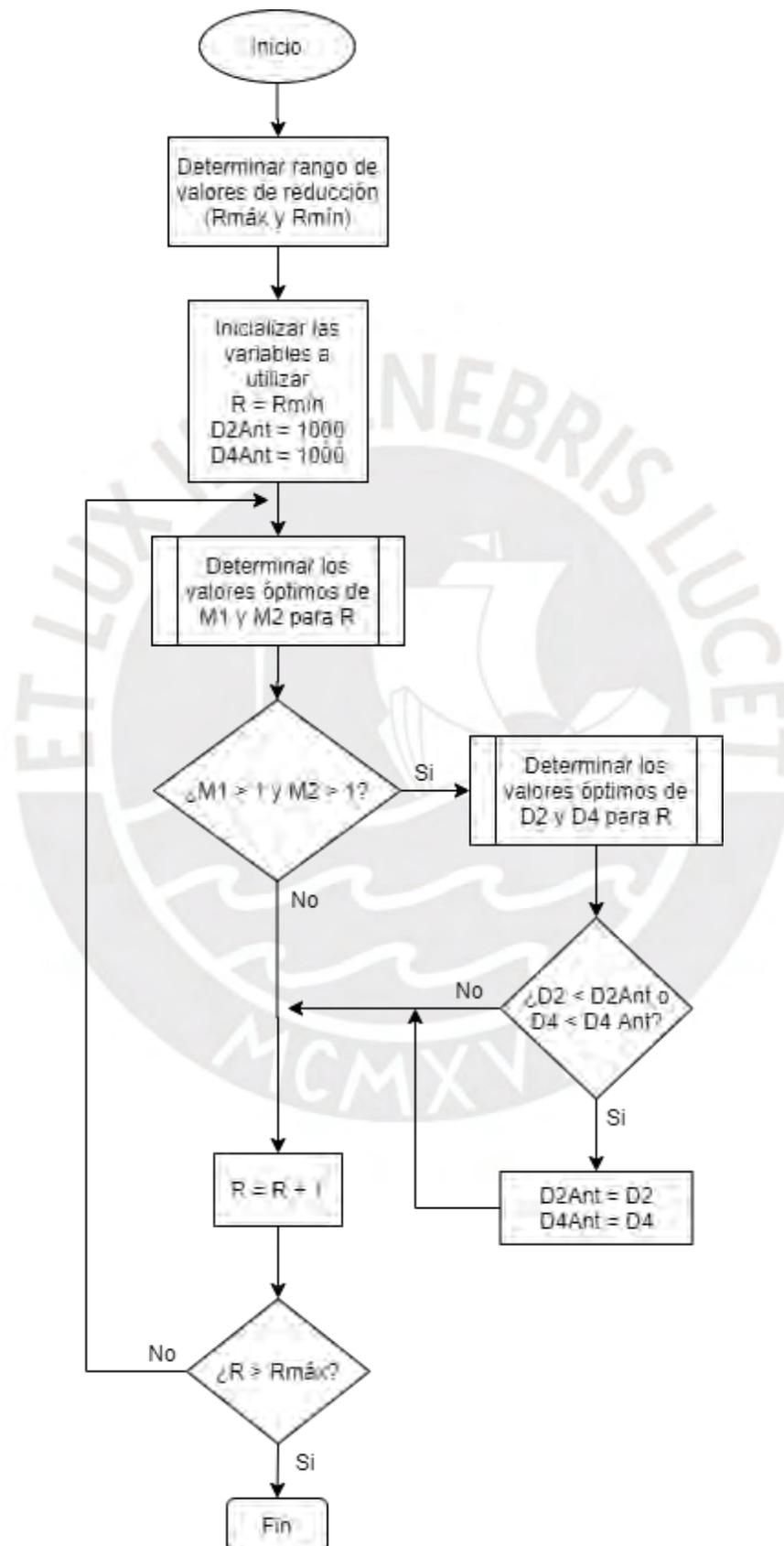
- [Carpino, 2012]. Carpino, G., Accoto, D., Sergi, F., Tagliamonte, N. L., & Guglielmelli, E. (2012). A novel compact torsional spring for series elastic actuators for assistive wearable robots. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, 134(12). <https://doi.org/10.1115/1.4007695>
- [Elliott, 2014]. Elliott, G., Marecki, A., & Herr, H. (2014). Design of a clutch-spring knee exoskeleton for running. *Journal of Medical Devices, Transactions of the ASME*, 8(3), 1–11. <https://doi.org/10.1115/1.4027841>
- [Faires, V. M. s.f.]. Faires, V. M (s.f). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS* (Cuarta edi, Vol. 5). MONTANER Y SIMON, S.A.
- [Fukuchi, 2017]. Fukuchi, R. K., Fukuchi, C. A., & Duarte, M. (2017). A public dataset of running biomechanics and the effects of running speed on lower extremity kinematics and kinetics. *PeerJ*, 2017(5), 3298. <https://doi.org/10.7717/peerj.3298>
- [Grove, 2008]. Grove, D., & Hudson, M. (2008). *Prevent Running Injuries*. January, 2008.
- [Hlebanja, 2019]. Hlebanja, G., Hriberšek, M., Erjavec, M., & Kulovec, S. (2019). Durability Investigation of plastic gears. *MATEC Web of Conferences*, 287, 02003. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201928702003>
- [Lee, 2014]. Lee, D. C., Pate, R. R., Lavie, C. J., Sui, X., Church, T. S., & Blair, S. N. (2014). Leisure-time running reduces all-cause and cardiovascular mortality risk. *Journal of the American College of Cardiology*, 64(5), 472–481. <https://doi.org/10.1016/j.jacc.2014.04.058>
- [Torres, 2020]. Torres Ricalde, D. R. (2020). PROPUESTA CONCEPTUAL DE UN DISPOSITIVO TIPO EXOESQUELETO PARA ASISTIR A LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER. En *Pontificia Universidad Católica Del Perú*. Pontificia Universidad Católica Del Perú.
- [Vadiati, 2018]. Vadiati, A., Bagheri, A., Mahjoob, M., & Sadigh, M. J. (2018). Design, control, and prototyping of a series elastic actuator for an active knee orthosis. *Engineering Solid Mechanics*, 6(3), 241–252. <https://doi.org/10.5267/j.esm.2018.5.003>
- [Vallery, 2007]. Vallery, H., Ekkelenkamp, R., Van Der Kooij, H., & Buss, M. (2007). Passive and accurate torque control of series elastic actuators. *IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems, October*, 3534–3538. <https://doi.org/10.1109/IROS.2007.4399172>
- [Wang, 2018]. Wang, J., Li, X., Huang, T. H., Yu, S., Li, Y., Chen, T., Carriero, A., Oh-Park, M., & Su, H. (2018). Comfort-Centered Design of a Lightweight and Backdrivable Knee Exoskeleton. *IEEE Robotics and Automation Letters*, 3(4), 4265–4272. <https://doi.org/10.1109/LRA.2018.2864352>
- [Wang, 2011]. Wang, S., Van Dijk, W., & Van Der Kooij, H. (2011). Spring uses in exoskeleton actuation design. *IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics, June*. <https://doi.org/10.1109/ICORR.2011.5975471>
- [Weinberg, 2013]. Weinberg, B., & Constantinos Mavroidis, E. B. (2013). DETC2013-13461. *THE GEAR BEARING DRIVE: A NOVEL COMPACT ACTUATOR FOR ROBOTIC JOINTS*, 1–8.
- [Winter, 2009]. Winter, D. a D. a. D. a.(2009). Biomechanics and motor control of human body. In *Motor Control* (Vol. 2nd). <https://doi.org/10.1002/9780470549148>
- [Wyeth, G. 2006]. Wyeth, G. (2006). Control issues for velocity sourced series elastic actuators. *Proceedings of the 2006 Australasian Conference on Robotics and Automation, ACRA 2006, January 2006*.

ANEXOS

Anexo A: Diagrama de flujo del algoritmo de optimización para la relación de transmisión del GBD	Anexos – Pág. 2
Anexo B: Hoja de datos del FDM Nylon 12CF	Anexos – Pág. 3
Anexo C: Diagrama de flujo del sistema	Anexos – Pág. 5
Anexo D: Tarjetas electrónicas	Anexos – Pág. 6
Anexo E: Hoja de datos del FDM ASA	Anexos – Pág. 8
Anexo F: Diagrama de operaciones	Anexos – Pág. 10
Anexo G: Simulación del momento y la potencia que genera la rodilla cuando el usuario corre a 4.5 m/s	Anexos – Pág. 11
Anexo H: Cotización de los componentes impresos en 3D	Anexos – Pág. 12
Anexo I: Planos del dispositivo	Anexos – Pág. 13



Anexo A: Diagrama de flujo del algoritmo de optimización para la relación de transmisión del GBD



Anexo B: Hoja de datos del FDM Nylon 12CF

1



FDM Nylon 12CF

FDM Nylon 12CF™ is a carbon-filled thermoplastic with excellent structural characteristics. The material is comprised of a blend of Nylon 12 resin and chopped carbon fiber, at a loading of 35% by weight. This combination produces one of the strongest thermoplastics in the FDM® material portfolio. It has the highest flexural strength of any FDM thermoplastic, resulting in the highest stiffness-to-weight ratio.

Appropriate uses include strong but lightweight tooling applications and functional prototypes in the aerospace, automotive, industrial and recreational manufacturing industries. FDM Nylon 12CF is available on the Fortus 380mc Carbon Fiber Edition, Fortus 450mc™ and Stratasys F900™ 3D Printers and is compatible with SR-110™ support material.

Mechanical Properties	Test Method	XZ Axis	ZX Axis
Tensile Strength, Yield (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	63 MPa (9,190 psi)	29 MPa (4,170 psi)
Tensile Strength, Ultimate (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	76 MPa (10,960 psi)	34 MPa (4,990 psi)
Tensile Modulus (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	7.6 GPa (1,100 ksi)	2.3 GPa (330 ksi)
Tensile Elongation at Break (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	1.9%	1.2%
Tensile Elongation at Yield (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	0.9%	1.1%
Flexural Strength (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	142 MPa (20,660 psi)	58 MPa (8,430 psi)
Flexural Modulus (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	10.3 GPa (1,500 ksi)	2.07 GPa (300 ksi)
Flexural Strain at Break (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	3%	3%
IzOD Impact, notched (Method A, 23 °C)	ASTM D256	85 J/m (1.6 ft-lb/in)	21 J/m (0.4 ft-lb/in)
IzOD Impact, un-notched (Method A, 23 °C)	ASTM D256	307 J/m (5.8 ft-lb/in)	85 J/m (1.6 ft-lb/in)
Compression Strength, Ultimate (Method 1, 0.050 in./min)	ASTM D695-15	67 MPa (9,670 psi)	92 MPa (13,310 psi)
Compression Modulus (Method 1, 0.050 in./min)	ASTM D695-15	2.7 GPa (387 ksi)	2.2 MPa (314 ksi)
Thermal Properties	Test Method	Value	
Heat Deflection (HDT) @ 264 psi	ASTM D648	143 °C (289 °F)	
Glass Transition Temperature (Tg)	ASTM D7426-08	41 °C (105 °F)	
Coefficient of Thermal Expansion (flow) at 104 °F (40 °C)	ASTM E831	25 µm/(m·°C) (14 µin/(in·°F))	
Coefficient of Thermal Expansion (flow) at 212 °F (100 °C)	ASTM E831	27 µm/(m·°C) (15 µin/(in·°F))	
Coefficient of Thermal Expansion (xflow) at 104 °F (40 °C)	ASTM E831	150 µm/(m·°C) (83 µin/(in·°F))	
Coefficient of Thermal Expansion (xflow) at 212 °F (100 °C)	ASTM E831	300 µm/(m·°C) (167 µin/(in·°F))	



FDM Nylon 12CF

Electrical Properties	Test Method	Value
Volume Resistivity	ASTM D257	$1.4 \cdot 10^9 - 1.01 \cdot 10^9 \Omega \cdot \text{cm}$
Surface Resistivity	ASTM D257	$3.3 \cdot 10^4 - 6.9 \cdot 10^9 \Omega / \text{sq}$

Other	Test Method	Value
Specific Gravity	ASTM D792	1.15

System Availability	Layer Thickness Capability	Support Structure	Available Colors
Fortus 450mc	0.010"	Soluble	■ Black
Stratasys F900	0.010"	Soluble	■ Black
Fortus 380mc Carbon Fiber Edition	0.010"	Soluble	■ Black

The information presented are typical values intended for reference and comparison purposes only. They should not be used for design specifications or quality control purposes. End-use material performance can be impacted (+/-) by, but not limited to, part design, end-use conditions, test conditions, etc. Actual values will vary with build conditions. Tested parts were built on a Fortus 450mc @ 0.010" (0.254 mm) slice. Product specifications are subject to change without notice.

The performance characteristics of these materials may vary according to application, operating conditions or end use. Each user is responsible for determining the Stratasys material is safe, lawful and technically suitable for the intended application, as well as for identifying the proper disposal (or recycling) method consistent with applicable environmental laws and regulations. Stratasys makes no warranties of any kind, express or implied, including, but not limited to, the warranties of merchantability, fitness for a particular use or warranty against patent infringement.

Stratasys Headquarters

7665 Commerce Way,
Eden Prairie, MN 55344
+1 800 801 6491 (US Toll Free)
+1 952 937-3000 (Intl)
+1 952 937-0070 (Fax)

1 Hiltzman St., Science Park,
PO Box 2496
Rehovot 76124, Israel
+972 74 745 4000
+972 74 745 5000 (Fax)

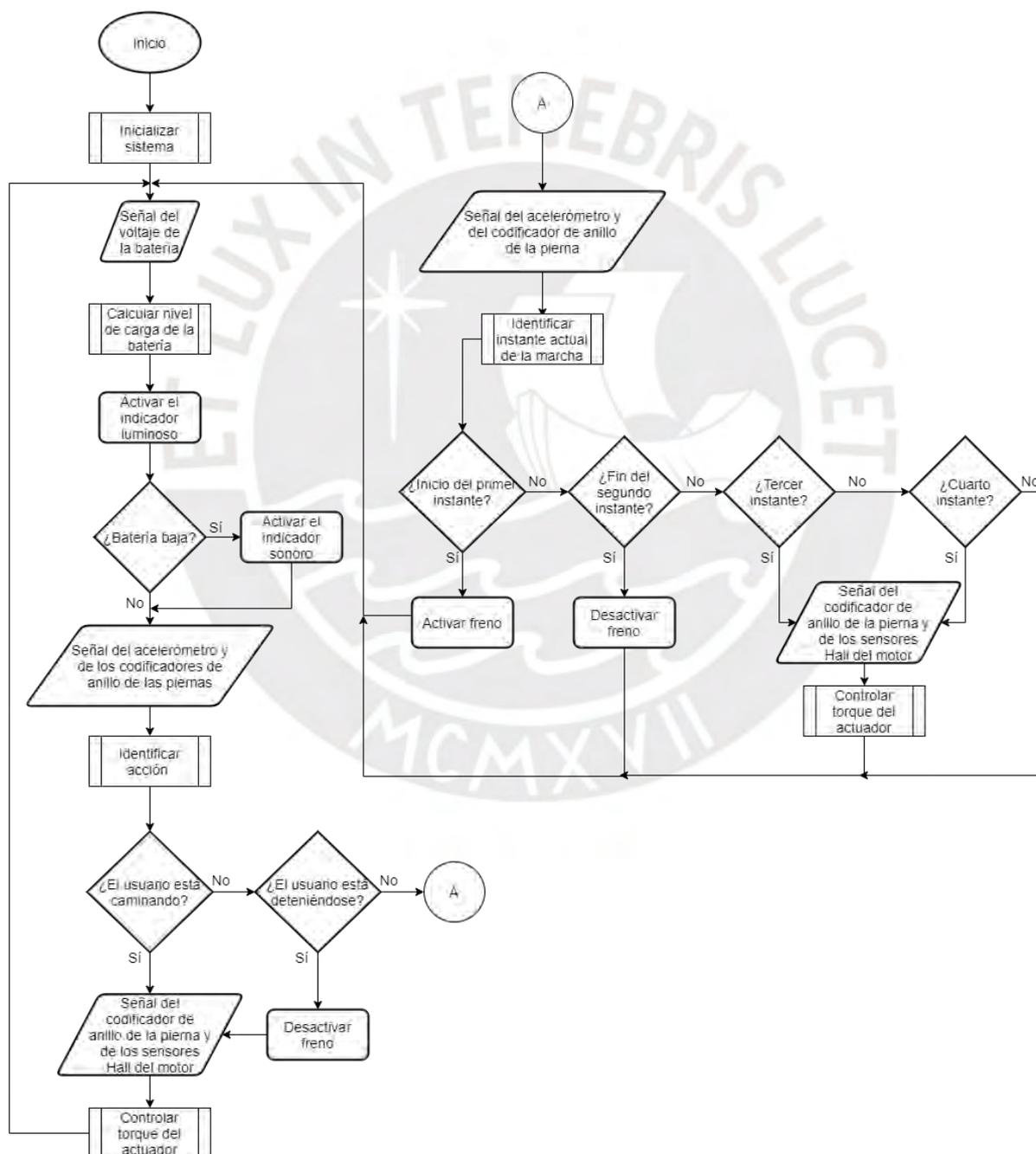
stratasys.com
ISO 9001:2008 Certified

©2019 Stratasys Ltd. All rights reserved. Stratasys, Stratasys logo, FDM, Fortus, Fortus 380mc, Fortus 380mc Carbon Fiber Edition, Fortus 450mc, Stratasys F900 and FDM Nylon 12CF are trademarks or registered trademarks of Stratasys Ltd. and/or its subsidiaries or affiliates and may be registered in certain jurisdictions. All other trademarks belong to their respective owners. Product specifications subject to change without notice. Printed in the USA. MDS_FDM_FDMNylon12CF_0719a



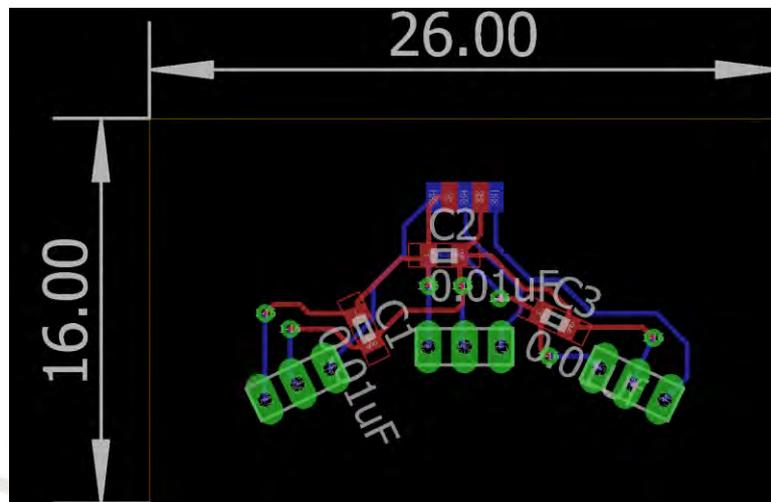
Anexo C: Diagrama de flujo del sistema

En el presente diagrama de flujo se puede observar el funcionamiento que tendrá el sistema. Es importante mencionar que todos los procesos a partir del círculo “A”, son realizados para cada pierna por separado, pero estos comparten la señal enviada por el acelerómetro y conocen en que instante se encuentra la otra pierna. Así mismo, el control del torque de cada actuador cuando el usuario está caminando también se realiza de manera independiente.



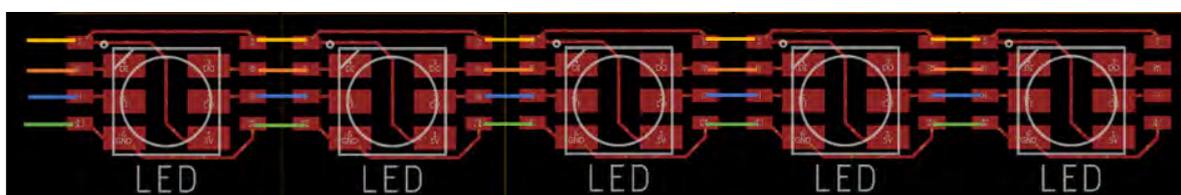
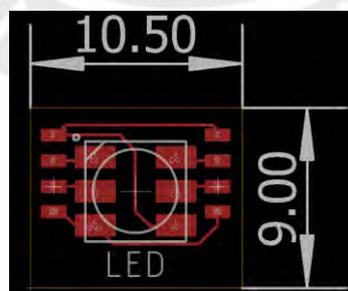
B.3. Tarjeta sensores hall

Es necesario mencionar que esta tarjeta pasa por un proceso luego de fabricado el circuito para poder darle la forma necesaria con el fin de que pueda acomodarse correctamente sobre el motor. Es por ese motivo que la tarjeta es ligeramente más grande de lo que debería ser.



B.4. Tarjeta LED

Esta tarjeta se conecta a las otras por medio de cables (representados por las líneas de colores), de tal manera que los LEDs puedan acomodarse a la forma del asa de la mochila sin problemas.



Anexo E: Hoja de datos del FDM ASA



Now you can build consistently high-quality parts, with exceptional UV stability and the best aesthetics of any FDM[®] thermoplastic. ASA is poised to become the most popular all-purpose prototyping material for users of Fortus 380mc[™], 450mc[™] and 900mc[™] 3D Printers, and the Stratasy F123[™] Series. Matching or exceeding the mechanical properties of ABS, ASA may be your new favorite general prototyping material. Its UV-resistance makes it especially suited in production parts for outdoor commercial and infrastructure use. And its wide selection of colors and matte finish makes it ideal for attractive prototypes in consumer sporting goods, tools and automotive components and accessories.

MECHANICAL PROPERTIES	TEST METHOD	XZ ORIENTATION	ZX ORIENTATION
Tensile Strength, Yield (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	29 MPa (4,200 psi)	27 MPa (3,850 psi)
Tensile Strength, Ultimate (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	33 MPa (4,750 psi)	30 MPa (4,300 psi)
Tensile Modulus (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	2,010 MPa (290,000 psi)	1,950 MPa (280,000 psi)
Elongation at Break (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	9%	3%
Elongation at Yield (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	2%	2%
Flexural Strength (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	60 MPa (8,700 psi)	48 MPa (6,900 psi)
Flexural Modulus (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	1,870 MPa (270,000 psi)	1,830 MPa (240,000 psi)
Flexural Strain at Break (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	No Break	4%

THERMAL PROPERTIES ²	TEST METHOD	VALUE
Heat Deflection (HDT) @ 66 psi	ASTM D648	98 °C (208 °F)
Heat Deflection (HDT) @ 264 psi	ASTM D648	91 °C (196 °F)
Vicat Softening Temperature (Rate B/50)	ASTM D1525	103 °C (217 °F)
Glass Transition Temperature (Tg)	DMA (SSYS)	108 °C (226 °F)
Coefficient of Thermal Expansion (flow)	ASTM E831	88 µm/(m*°C) (49 x 10 ⁻⁴ in/(in*°F))
Coefficient of Thermal Expansion (xflow)	ASTM E831	83 µm/(m*°C) (46 x 10 ⁻⁴ in/(in*°F))

ELECTRICAL PROPERTIES	TEST METHOD	ORIENTATION	VALUE RANGE
Volume Resistivity	ASTM D257	XZ	1.0x10 ¹⁴ - 1.0x10 ¹⁵ ohm-cm
Dielectric Constant	ASTM D150-98	XZ	2.97 - 3.04
Dissipation Factor	ASTM D150-98	XZ	0.009
Dielectric Strength	ASTM D149-09, Method A	XZ	329 V/ml
Dielectric Strength	ASTM D149-09 Method A	ZX	414 V/ml





ASA

A UV-STABLE, PRODUCTION-GRADE THERMOPLASTIC FOR FDM 3D PRINTERS

At the core:

Advanced FDM Technology

FDM (fused deposition modeling) technology works with engineering-grade thermoplastics to build strong, long-lasting and dimensionally stable parts with the best accuracy and repeatability of any 3D printing technology. These parts are tough enough to be used as advanced conceptual models, functional prototypes, manufacturing tools and production parts.

Meet production demands

FDM systems are as versatile and durable as the parts they produce. Advanced FDM 3D Printers boast the largest build envelopes and material capacities in their class, delivering longer, uninterrupted build times, bigger parts and higher quantities than other additive manufacturing systems, delivering high throughput, duty cycles and utilization rates.

Opening the way for new possibilities

FDM 3D Printers streamline processes from design through manufacturing, reducing costs and eliminating traditional barriers along the way. Industries can cut lead times and costs, products turn out better and get to market faster.

No special facilities needed

FDM 3D Printers are easy to operate and maintain compared to other additive fabrication systems because there are no messy powders or resins to handle and contain, and no special venting is required because FDM systems don't produce noxious fumes, chemicals or waste.

MECHANICAL PROPERTIES		
TEST METHOD	STANDARD	VALUE
Notched Impact, XZ orientation (Method A, 23 °C)	ASTM D256	64 J/m (1.2 ft-lb/in)
Unnotched Impact, XZ orientation (Method A, 23 °C)	ASTM D256	321 J/m (6 ft-lb/in)

OTHER	TEST METHOD	VALUE
Specific Gravity	ASTM D792	1.05
Rockwell Hardness	ASTM D785 (Scale R, 73 °F)	82

SYSTEM AVAILABILITY	LAYER THICKNESS CAPABILITY	SUPPORT STRUCTURE	AVAILABLE COLORS ¹
Fortus 380mc	0.020 inch (0.508 mm)	Soluble Support	<ul style="list-style-type: none"> Black Dark Gray Light Gray White Ivory Dark Blue Green Yellow Orange Red
Fortus 450mc	0.018 inch (0.390 mm)		
Fortus 900mc ²	0.010 inch (0.254 mm)		
Stratasys F123 Series	0.007 inch (0.178 mm)		
	0.005 inch (0.127 mm)		

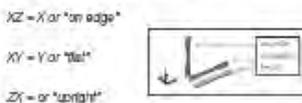
Tests were conducted according to published Stratasys FDM material testing methods, in compliance with the relevant ASTM standards.

The information presented are typical values intended for reference and comparison purposes only. They should not be used for design specifications or quality control purposes. End-use material performance can be impacted (+/-) by, but not limited to, part design, end-use conditions, test conditions, etc. Actual values will vary with build conditions. Tested parts were built on Fortus 400mc™ at 0.010" (0.254 mm) also. Product specifications are subject to change without notice.

The performance characteristics of these materials may vary according to application, operating conditions, or end use. Each user is responsible for determining that the Stratasys material is safe, lawful and technically suitable for the intended application, as well as for identifying the proper disposal or recycling method consistent with applicable environmental laws and regulations. Stratasys makes no warranties of any kind, express or implied, including, but not limited to, the warranties of merchantability, fitness for a particular use, or warranty against patent infringement.

¹ Literature value unless otherwise noted.
² The test data was collected using ASA (Natura) specimens. ASA colored material will have similar properties, but can vary by up to 10%.
³ Fortus 900mc does not have the 0.005 inch (0.127 mm) layer thickness capability.

Orientation: See Stratasys Testing white paper for more detailed description of build orientations.



HEADQUARTERS

7665 Commeres Way, Eden Prairie, MN 55344
 +1 888 480-3548 (US Toll Free)
 +1 952 937-3000 (Intl)
 +1 952 937-0070 (Fax)

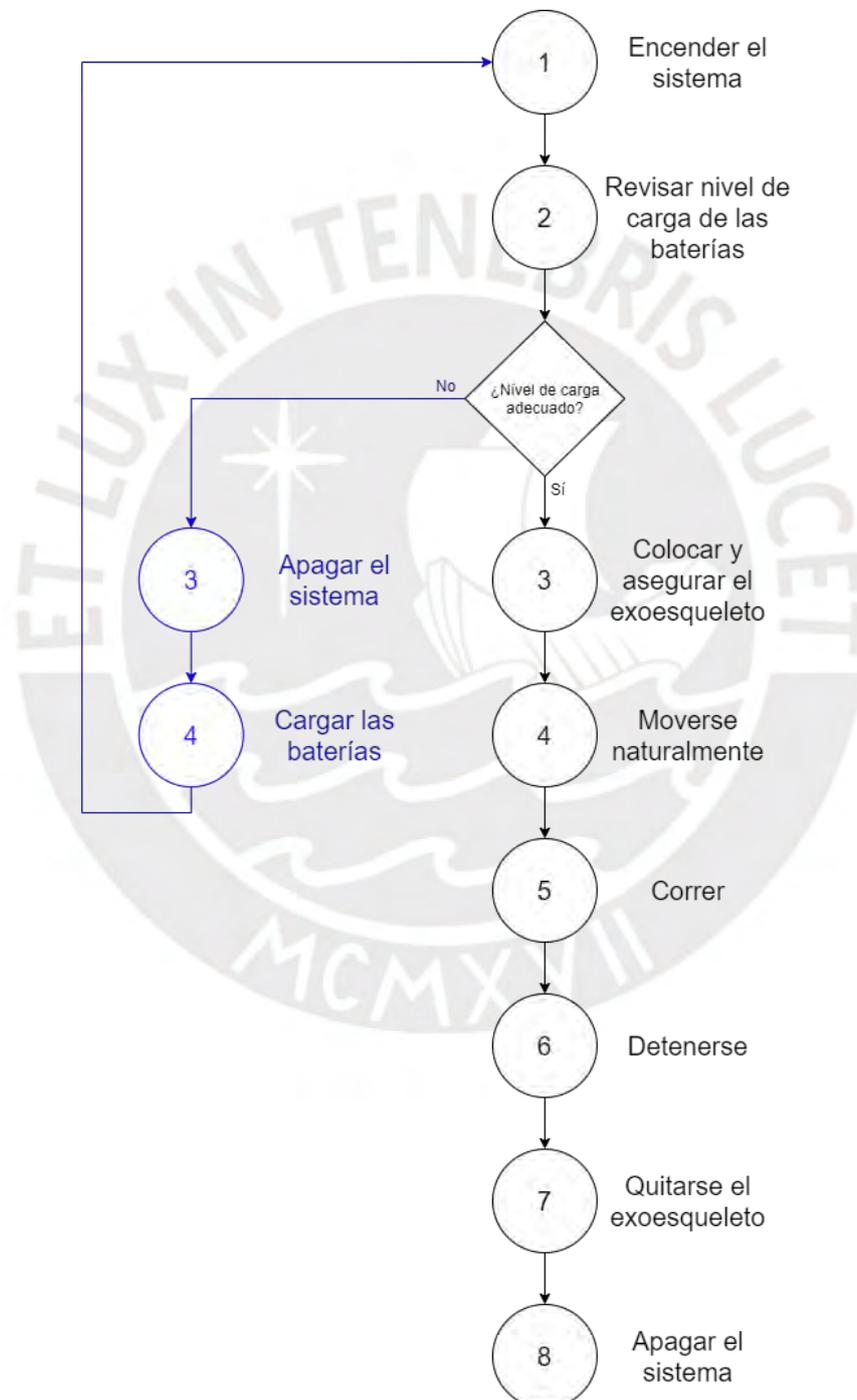
1 Holtzman St., Science Park, PO Box 2496
 Rehovot 76124, Israel
 +972 74 745-4000
 +972 74 745-5000 (Fax)

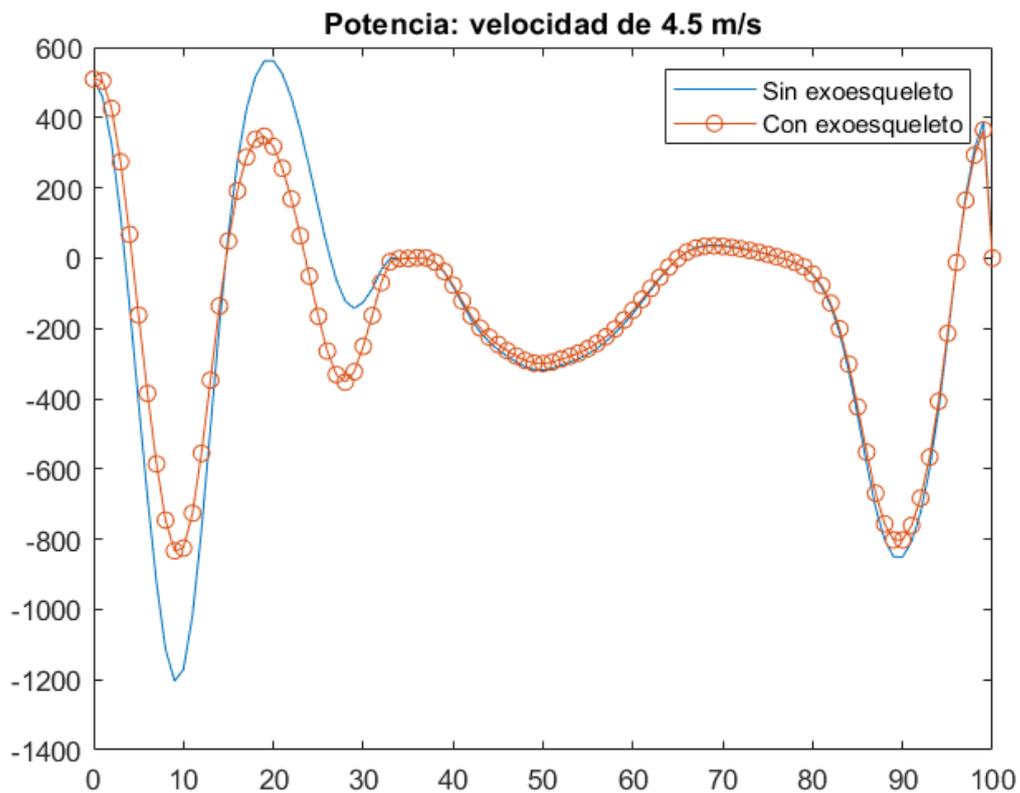
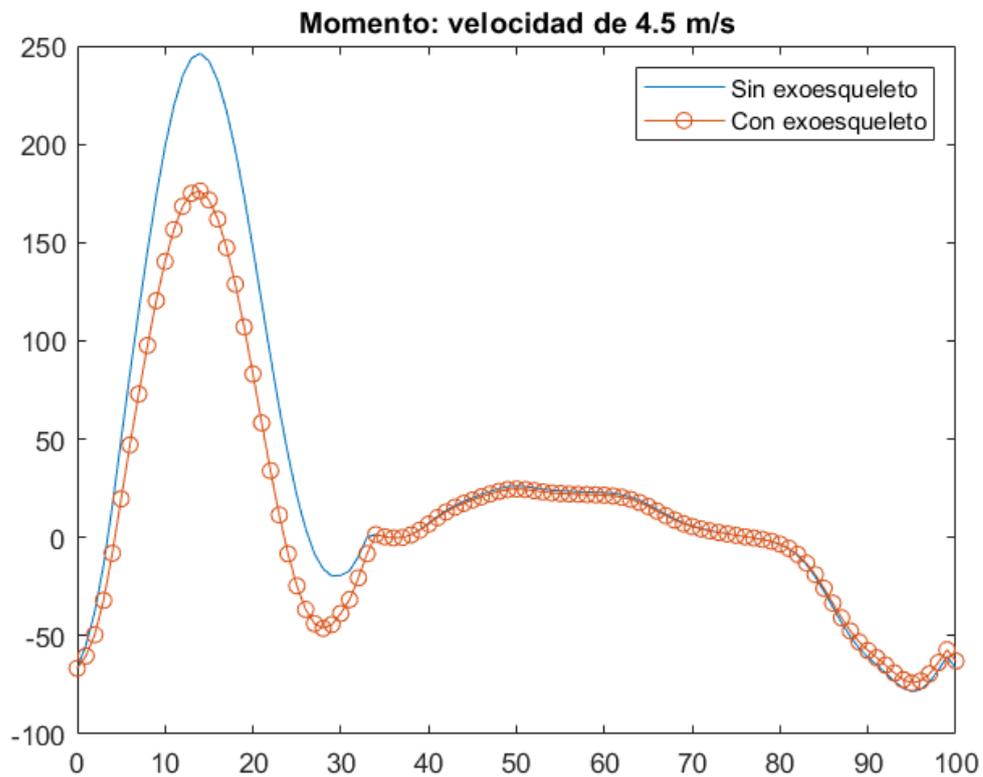
STRATASYS.COM
 ISO 9001:2008 Certified

©2015, 2016, 2017, 2018 Stratasys Inc. All rights reserved. Stratasys, Stratasys signal, FDM, Fortus, FDM Technology, Fused Deposition Modeling, Fortus 380mc, Fortus 400mc, Fortus 450mc, Fortus 900mc, Insight, Control Center, FDM Team, Smart Supports, SR-30, SR-100, ABSpVr, ABS-ESD7, and TouchWorks are trademarks of Stratasys, Inc. "ULTEM is a trademark of SABIC Innovative Plastics IP BV. All other trademarks are the property of their respective owners, and Stratasys assumes no responsibility with regard to the selection, performance, or use of these non-Stratasys products. Product specifications subject to change without notice. Printed in the USA. MBS_FDM_ASA_0418a

Anexo F: Diagrama de operaciones

En este diagrama se tiene la secuencia de operaciones que sigue el usuario al interactuar con el exoesqueleto. Se resalta en azul una secuencia alterna, la cual se realiza si el nivel de carga de las baterías no es el adecuado.



Anexo G: Simulación del momento y la potencia que genera la rodilla cuando el usuario corre a 4.5 m/s

Anexo H: Cotización de los componentes impresos en 3D


PROTOFIRE3D

15 de agosto del 2021

Estimado Señor:

Diego Torres

Es grato dirigimos a usted con la finalidad de presentarle nuestra propuesta para el servicio de impresion 3D que se detalla a continuacion:

Descripcion	Cantidad	Costo unit.	Costo Total
PLA Soporte Anillo Magnetico	2	S/.2,50	S/.5,00
PLA Soporte Sensores Hall	2	S/.2,50	S/.5,00
PLA Molde Estructura Superior	2	S/.22,00	S/.44,00
PLA Molde Estructura Inferior	2	S/.12,00	S/.24,00
ABS Carcasa Electronica parte 1	1	S/.60,00	S/.60,00
ABS Carcasa Electronica parte 2	1	S/.60,00	S/.60,00
ASA Carcasa Actuador parte 1	2	S/.40,00	S/.80,00
ASA Carcasa Actuador parte 2	2	S/.40,00	S/.80,00
Nylon 12FC Engranajes Planetarios	6	S/.8,00	S/.48,00
Nylon 12FC Engranaje Anular Entrada	2	S/.16,00	S/.32,00
Nylon 12FC Engranaje Anular Salida	2	S/.16,00	S/.32,00
Nylon 12FC Engranaje Solar	2	S/.9,00	S/.18,00
Nylon 12FC Rodillo Engranaje Solar	2	S/.5,00	S/.10,00
Nylon 12FC Rodillo Engranaje Anular Entrada	2	S/.8,00	S/.16,00
Nylon 12FC Rodillo Engranaje Anular Salida	2	S/.8,00	S/.16,00
Nylon 12FC Rodillo Rodillo Central	2	S/.5,00	S/.10,00
Total sin IGV:			S/.540,00
IGV:			S/.97,20
Total:			S/.637,20

Condición de pago: 50% De anticipo al momento de la elaboración del pedido

50% Restante a la entrega del producto

Nuestra empresa no da crédito

* La presente cotización no incluye envío de entrega

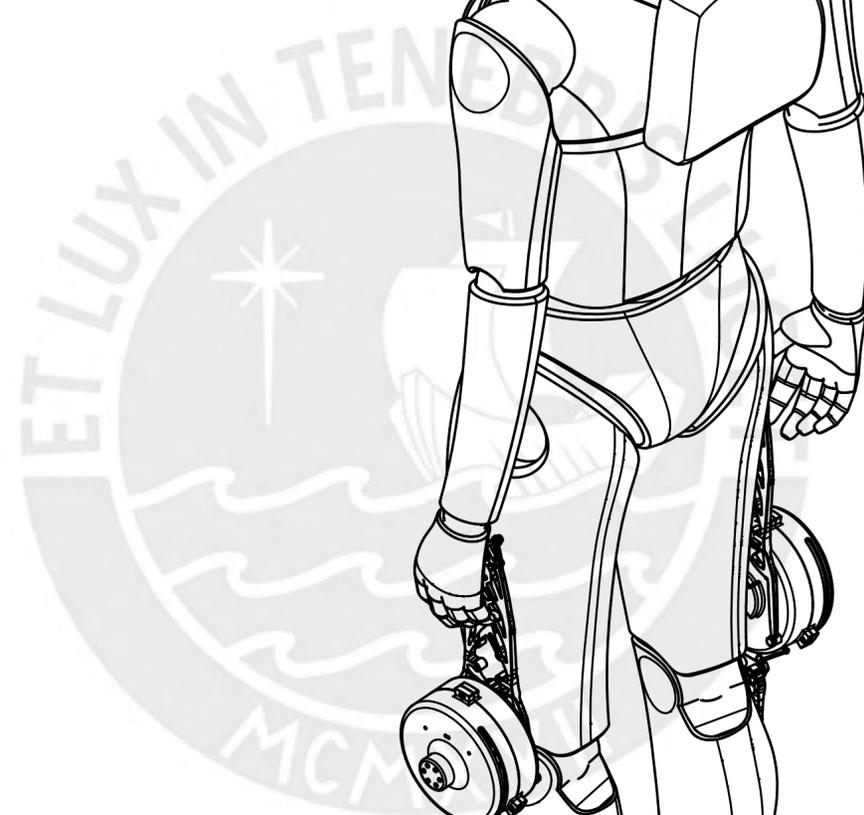
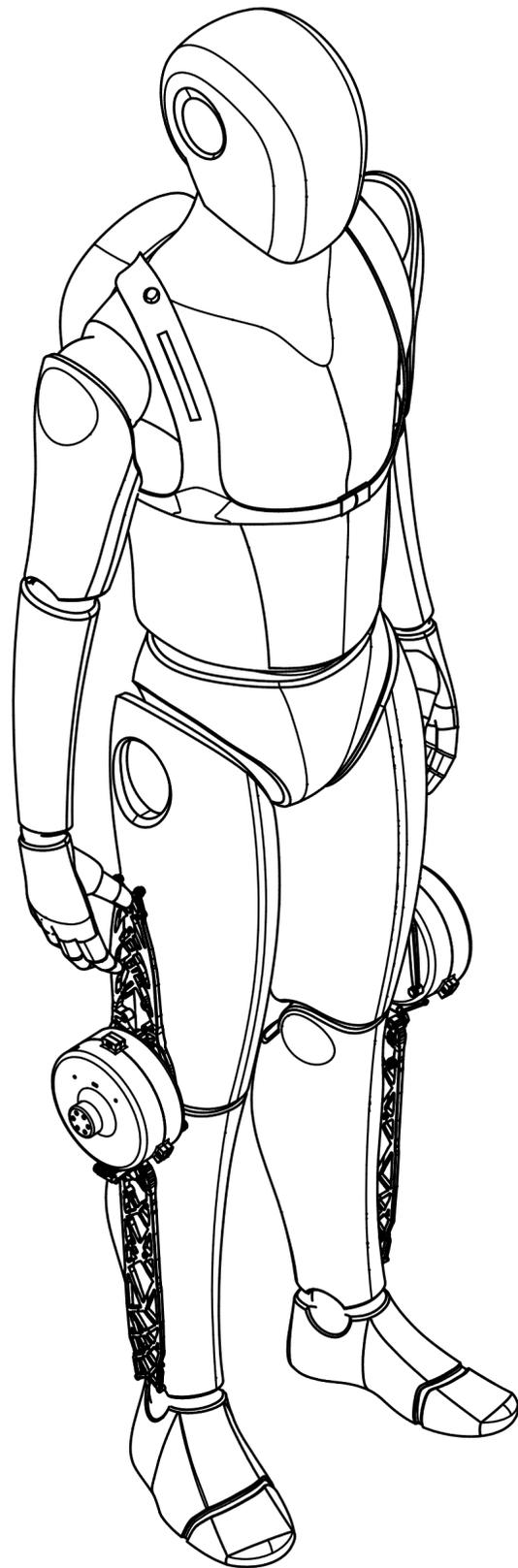
Quedo atento a su respuesta. En caso requiera cualquier aclaración, por favor contactarse con:

Alejandro Saenz
986564135
protofire3d@gmail.com

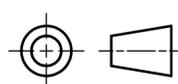
Cuenta corriente soles Interbank: 495 300 147 4922
CCI: 003 495 003 001 474 922 97

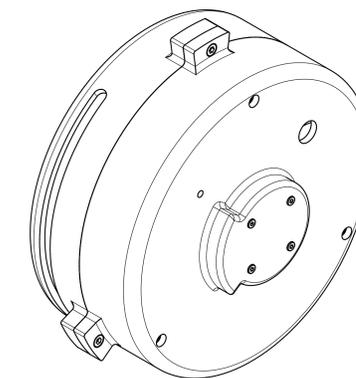
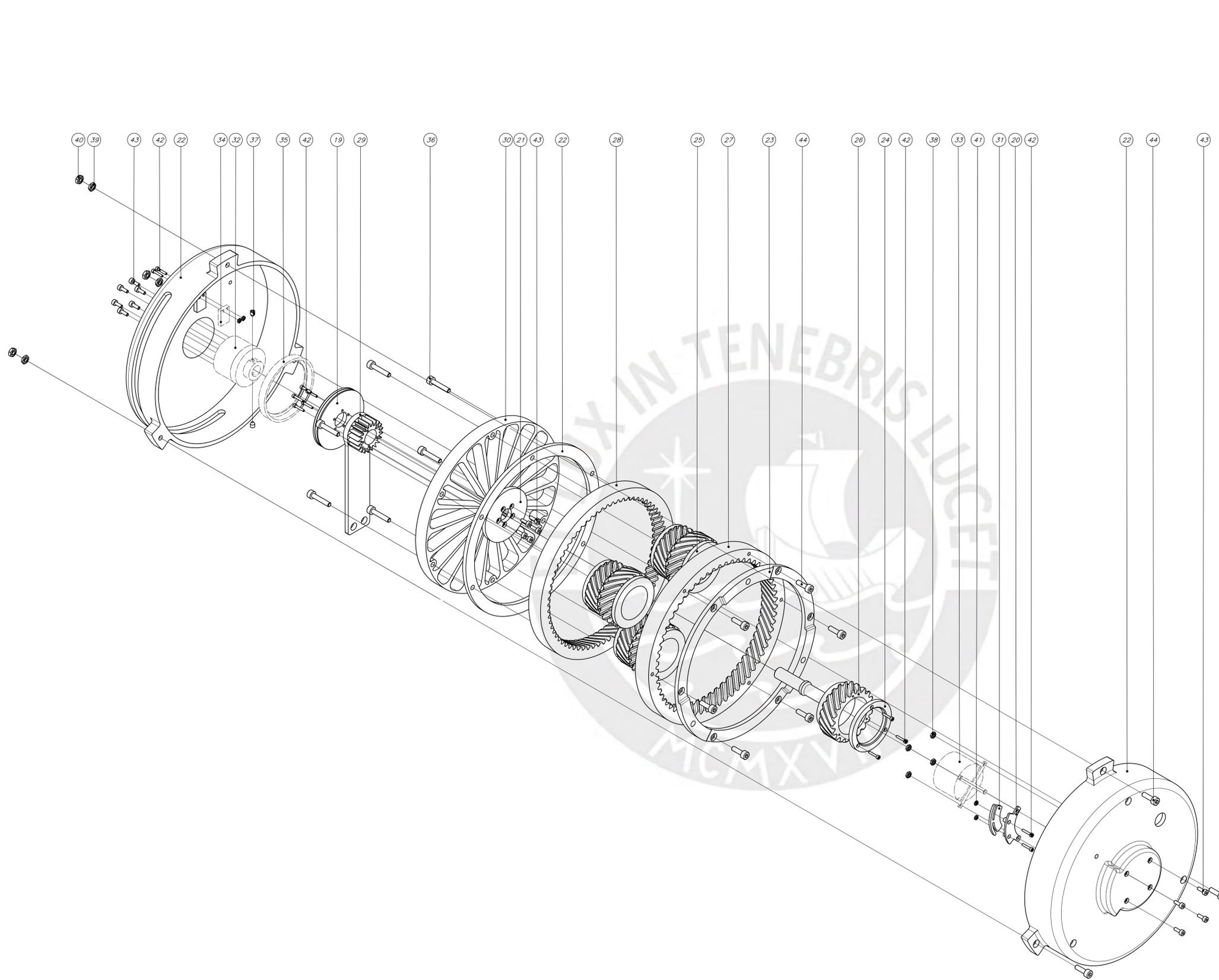
Anexo I: Planos del dispositivo

Plano	Código
ESQUEMA SISTEMA COMPLETO	ES-A2-00
VISTA EXPLOSIONADA SISTEMA ACTUADOR	VE-A0-01
ENSAMBLE COMPLETO	PE-A0-02
SUBSENSAMBLE SISTEMA ACTUADOR	PE-A2-03
SUBSENSAMBLE DOBLE BISAGRA	PE-A3-04
ENSAMBLE CARCASA ELECTRÓNICA	PE-A3-05
UNIÓN BISAGRAS	PD-A3-06
BISAGRA SUPERIOR	PD-A3-07
BISAGRA INFERIOR	PD-A3-08
ESTRUCTURA INFERIOR	PD-A3-09
ESTRUCTURA SUPERIOR	PD-A3-10
RODILLO CENTRAL	PD-A4-11
CARCASA 1	PD-A2-12
CARCASA 2 IZQUIERDA	PD-A2-13
CARCASA 2 DERECHA	PD-A2-14
RODILLO ENGRANAJE ANULAR 1	PD-A3-15
ENGRANAJE SOLAR	PD-A3-16
ENGRANAJE HELICOIDAL ANULAR 2	PD-A3-17
RODILLO ENGRANAJE ANULAR 2	PD-A3-18
CONJUNTO ENGRANAJE PLANETARIO	PD-A3-19
RODILLO ENGRANAJE SOLAR	PD-A3-20
ENGRANAJE HELICOIDAL ANULAR 1	PD-A3-21
RESORTE DE TORSIÓN	PD-A3-22
CONEXIÓN ACTUADOR – ESTRUCTURA IZQUIERDA	PD-A3-23
CONEXIÓN ACTUADOR – ESTRUCTURA DERECHA	PD-A3-24
SOPORTE ANILLO MAGNÉTICO	PD-A3-25
SOPORTE SENSORES HALL	PD-A4-26
SUJECIÓN MUSLO	PD-A4-27
SUJECIÓN ARRIBA DE LA RODILLA	PD-A4-28
SUJECIÓN PANTORRILLA	PD-A4-29
SUJECIÓN TOBILLO	PD-A4-30
CARCASA ELECTRÓNICA SUPERIOR	PD-A2-31
CARCASA ELECTRÓNICA INFERIOR	PD-A2-32
TARJETA SENSORES HALL	PD-A4-33
DIAGRAMA ESQUEMÁTICO	DE-A2-34



NOTA:
 - LA CARCASA QUE PROTEJE AL SISTEMA ELECTRÓNICO
 SE ENCUENTRA DENTRO DE LA MOCHILA

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 1:5
ESQUEMA SISTEMA COMPLETO		FECHA: 2021.02.27
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: ES-A2-00



NOTAS:
 - A. INOX. 18-8 SE REFIERE AL ACERO INOXIDABLE 18-8
 - A. MAR. 300 SE REFIERE AL ACERO MARAGING 300
 - A. INOX. 17-4 SE REFIERE AL ACERO INOXIDABLE 17-4 PH H1400
 - LOS COMPONENTES "CONEXIÓN ACTUADOR - ESTRUCTURA" Y "CARCASA 2" DEPENDEN DE SI EL ENSAMBLE A REALIZAR ES PARA LA PIERNA DERECHA O IZQUIERDA, PUES EXISTE UNO DISTINTO PARA CADA LADO.
 - EL ANILLO MAGNÉTICO VA UNIDO CON PEGAMENTO A SU SOPORTE TAL Y COMO SE INDICA EN LA HOJA DE DATOS DEL MISMO

POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
44	9	TORNILLO - M3 x 10	DN 912	A. INOX. 18-8	
43	15	TORNILLO - M2 x 6	DN 912	A. INOX. 18-8	
42	12	TORNILLO - M1.4 x 8	DN 912	A. INOX. 18-8	
41	4	TUERCA - M1.4	DN 934	ACERO 8.8	
40	3	TUERCA - M3	DN 934	ACERO 8.8	
39	3	TUERCA - M3	DN 439	ACERO 8.8	
38	4	TUERCA - M2	DN 934	ACERO 8.8	
37	2	TORNILLO - M3 x 4	DN 916	ACERO 8.8	
36	6	TORNILLO - M3 x 16	DN 912	ACERO 8.8	
35	1	ANILLO MAG. - MRO47B040B7M00			MARCA RLS
34	1	CODIFICADOR - RLC2HD13BA0000			MARCA RLS
33	1	MOTOR - GARTT F 2206 1400 KV			MARCA GARTT
32	1	FRENO - 86 611 03 H00			MARCA KENDRION
31	1	TARJETA DE SENSORES HALL		BAQUELITA	
30	1	RESORTE DE TORSIÓN		A. MAR. 300	
29	1	CONEXIÓN ACTUADOR - ESTRUCTURA		A. INOX. 17-4	
28	1	ENGRANAJE HELICOIDAL ANULAR 2		FEM NYLON12CF	
27	1	ENGRANAJE HELICOIDAL ANULAR 1		FEM NYLON12CF	
26	1	ENGRANAJE HELICOIDAL SOLAR		FEM NYLON12CF	
25	3	CONJUNTO ENGRANAJE PLANETARIO		FEM NYLON12CF	
24	1	RODILLO ENGRANAJE SOLAR		FEM NYLON12CF	
23	1	RODILLO ENGRANAJE ANULAR 1		FEM NYLON12CF	
22	3	RODILLO ENGRANAJE ANULAR 2		FEM NYLON12CF	
21	1	RODILLO CENTRAL		FEM NYLON12CF	
20	1	SOPORTE SENSORES HALL		FEM PLA	
19	1	SOPORTE ANILLO MAGNÉTICO		FEM PLA	
18	1	CARCASA 2		FEM ASA	
17	1	CARCASA 1		FEM ASA	

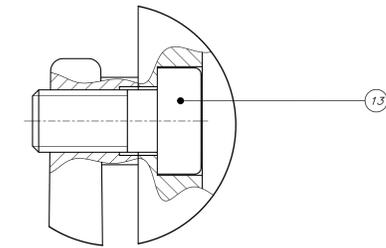
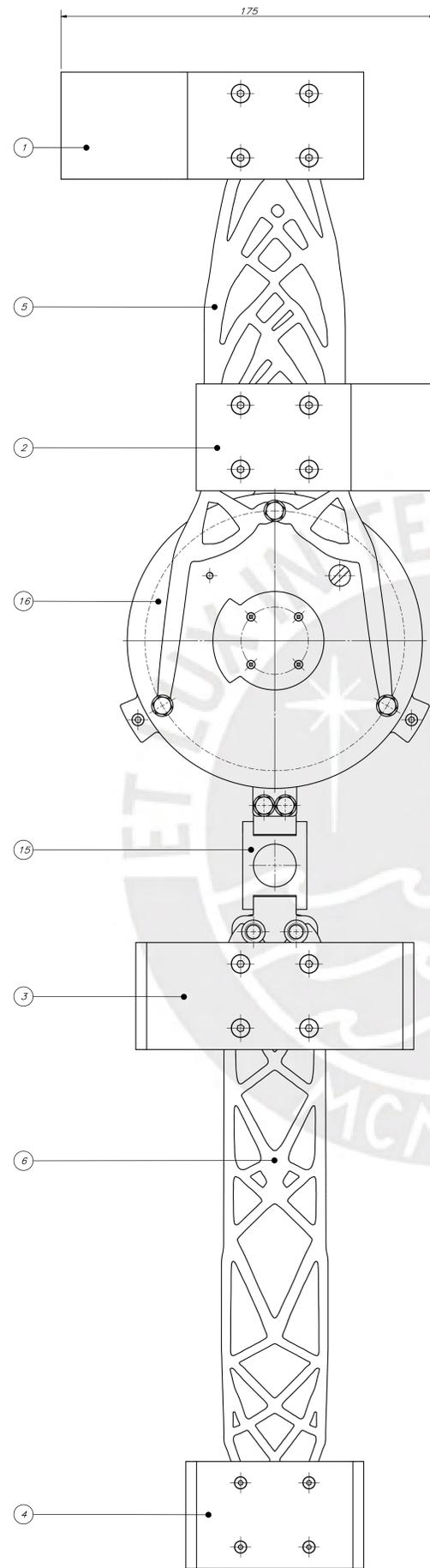
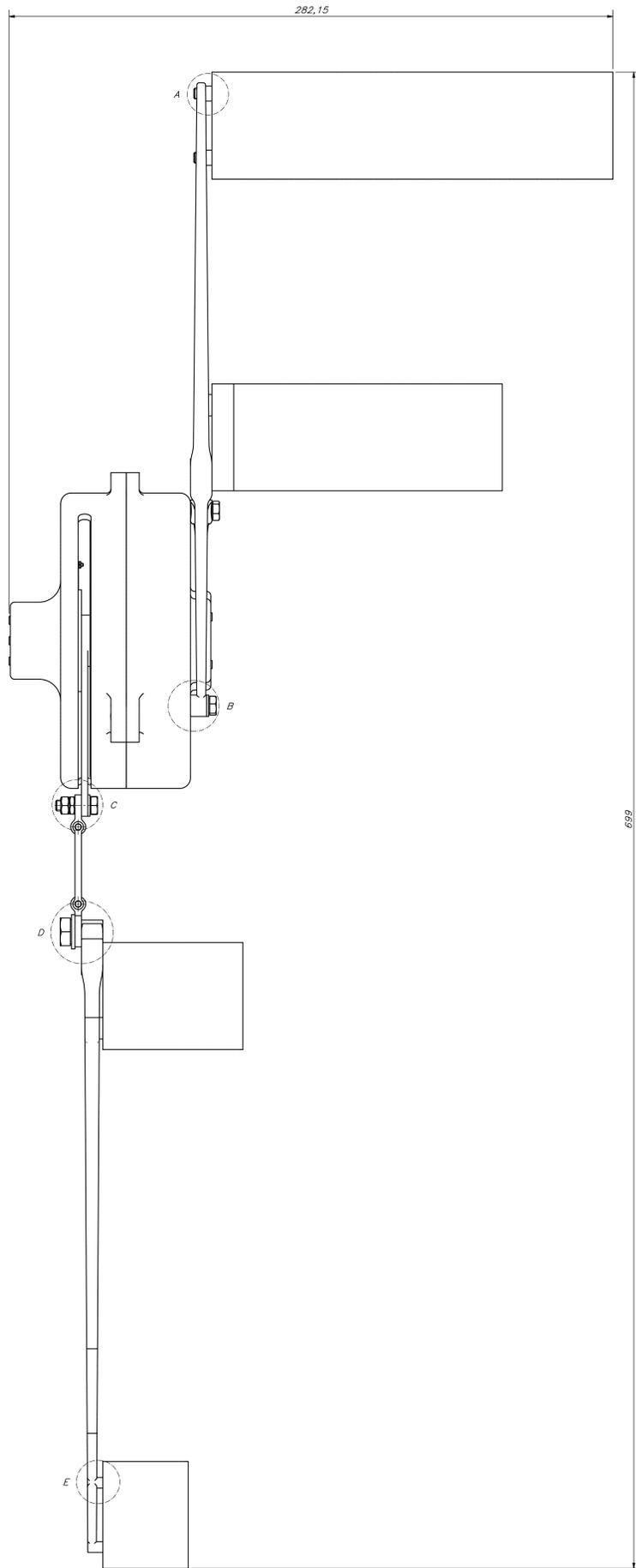
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA

METODO DE PROYECCIÓN: DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER ESCALA: 1:1

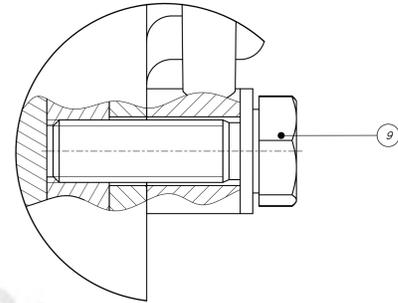
VISTA EXPLOSIONADA
 SISTEMA ACTUADOR

FECHA: 2021.02.22
 PLANO: VE-40-01

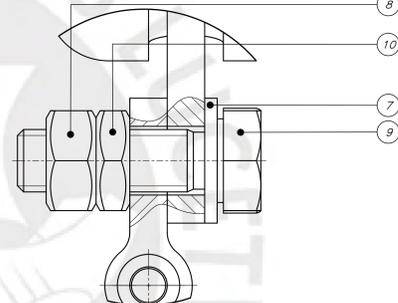
20150323 TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO



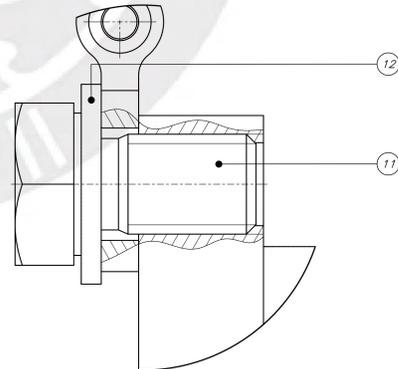
DETALLE A
ESCALA 5 : 1



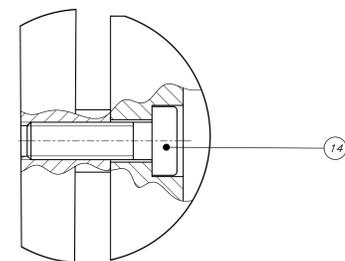
DETALLE B
ESCALA 5 : 1



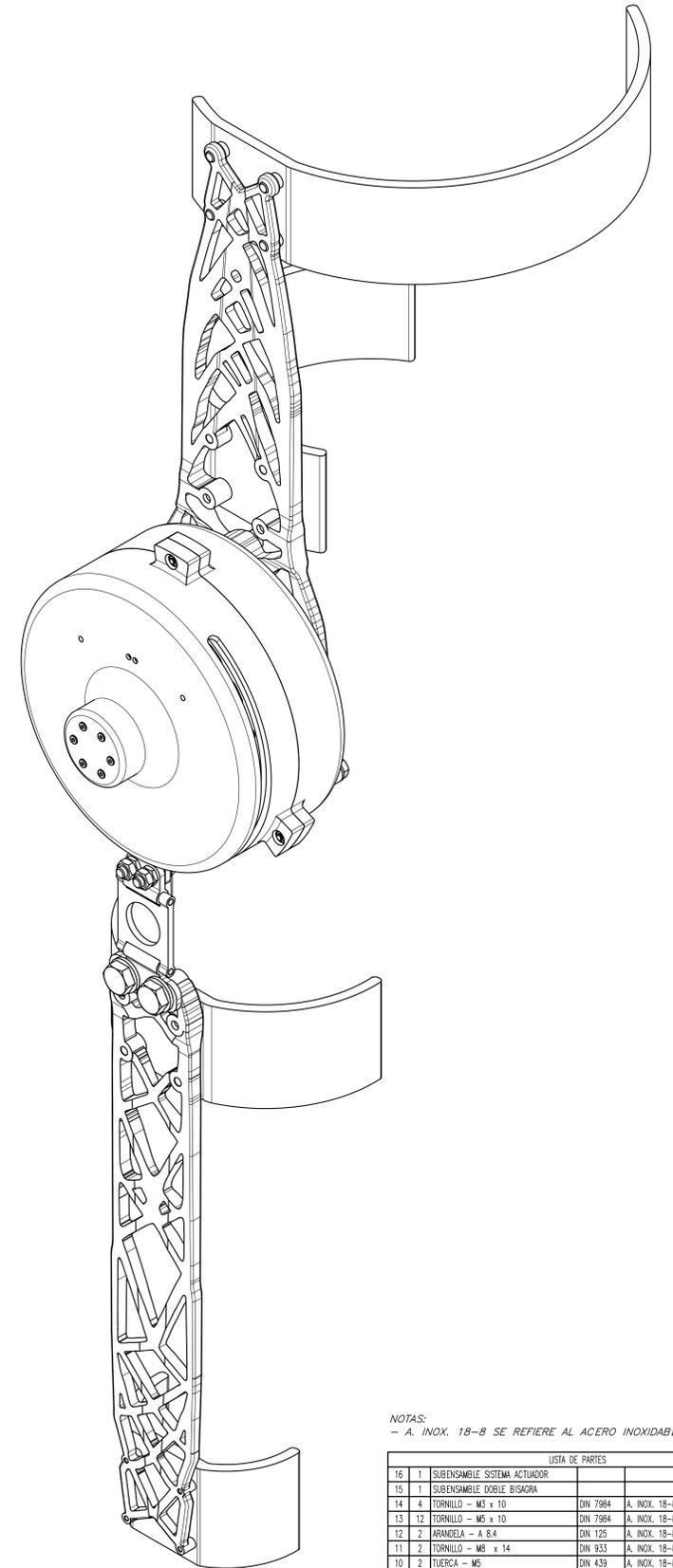
DETALLE C
ESCALA 5 : 1



DETALLE D
ESCALA 5 : 1



DETALLE E
ESCALA 5 : 1



NOTAS:
- A. INOX. 18-8 SE REFIERE AL ACERO INOXIDABLE 18-8

LISTA DE PARTES					
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
16	1	SUBENSAMBLE SISTEMA ACTUADOR			PE-A1-02
15	1	SUBENSAMBLE DOBLE BISAGRA			PE-A3-03
14	4	TORNILLO - M3 x 10	DN 7984	A. INOX. 18-8	
13	12	TORNILLO - M5 x 10	DN 7984	A. INOX. 18-8	
12	2	ARANDELA - A 8,4	DN 125	A. INOX. 18-8	
11	2	TORNILLO - M8 x 14	DN 933	A. INOX. 18-8	
10	2	TUERCA - M5	DN 439	A. INOX. 18-8	
9	5	TORNILLO - M5 x 16	DN 933	A. INOX. 18-8	
8	2	TUERCA - M5	DN 934	A. INOX. 18-8	
7	4	ARANDELA - A 5,3	DN 125	A. INOX. 18-8	
6	1	ESTRUCTURA INFERIOR		ALUMAG 35	
5	1	ESTRUCTURA SUPERIOR		ALUMAG 35	
4	1	SUJECIÓN TOBILLO		ACRILICO	
3	1	SUJECIÓN PANTORRILLA		ACRILICO	
2	1	SUJECIÓN ARRIBA DE LA RODILLA		ACRILICO	
1	1	SUJECIÓN MUSLO		ACRILICO	

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA

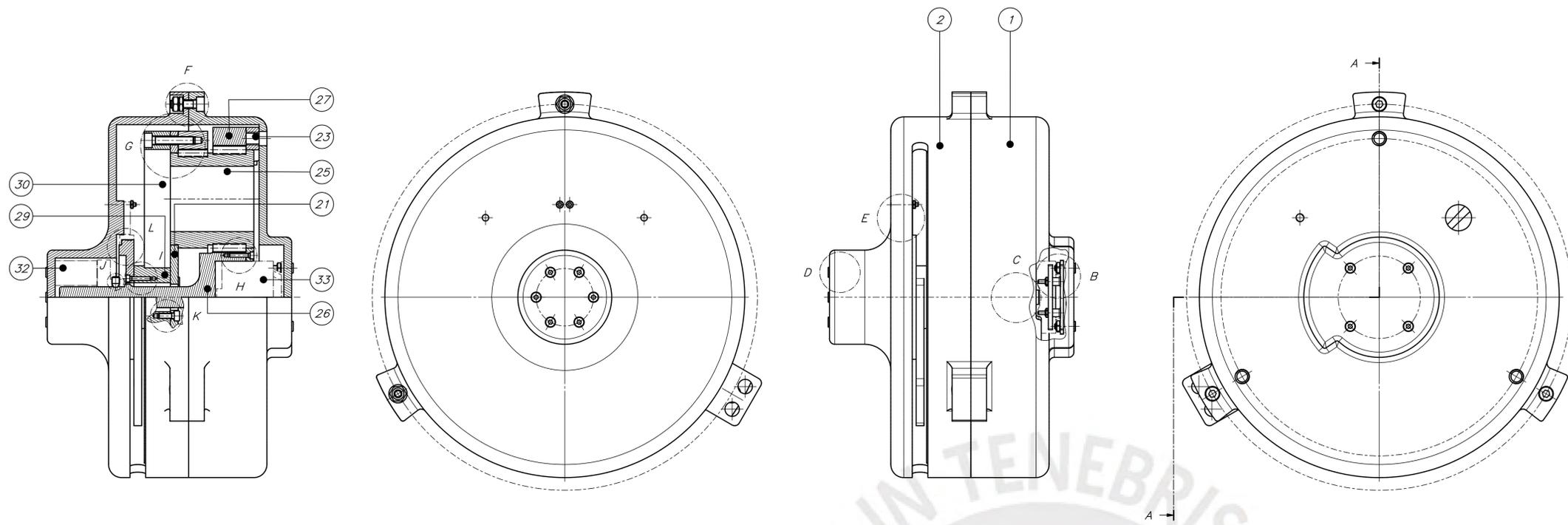
METODO DE PROYECCIÓN: DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER

ESCALA: 1:1

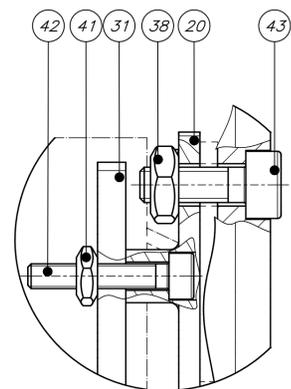
FECHA: 2021.02.20

PLANO: PE-A0-02

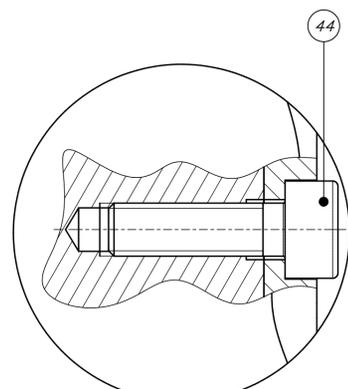
20150323 TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO



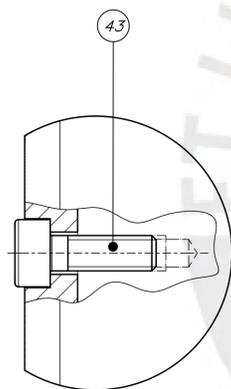
CORTE A-A



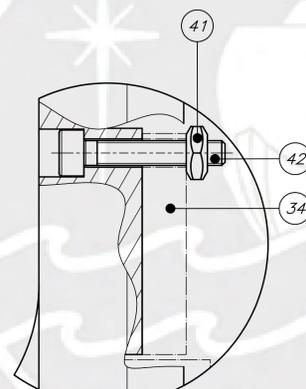
DETALLE B
ESCALA 5 : 1



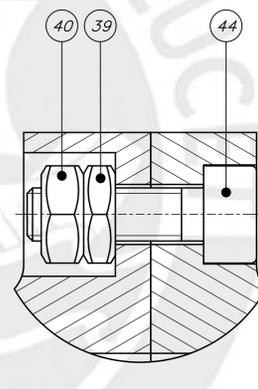
DETALLE C
ESCALA 5 : 1



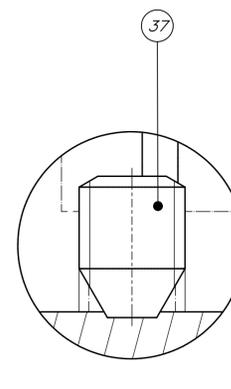
DETALLE D
ESCALA 5 : 1



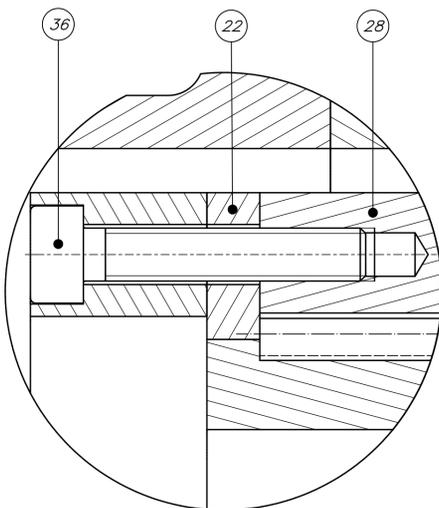
DETALLE E
ESCALA 5 : 1



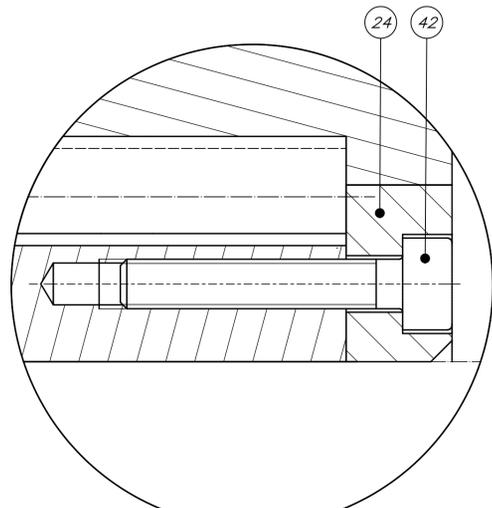
DETALLE F
ESCALA 5 : 1



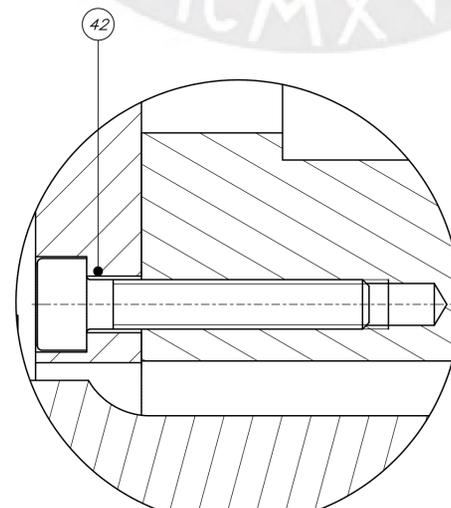
DETALLE J
ESCALA 10 : 1



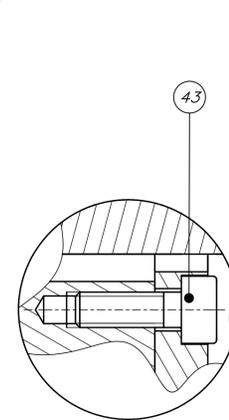
DETALLE G
ESCALA 5 : 1



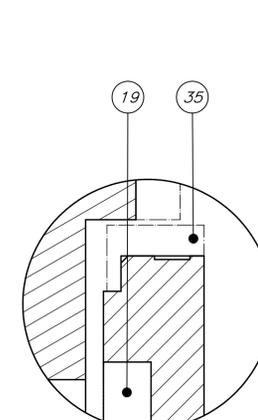
DETALLE H
ESCALA 10 : 1



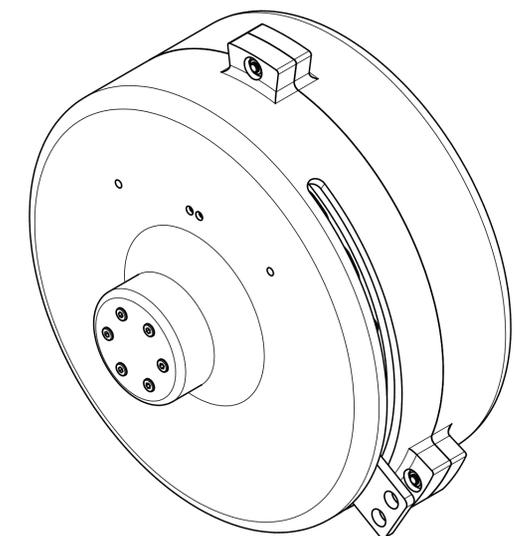
DETALLE I
ESCALA 10 : 1



DETALLE K
ESCALA 5 : 1



DETALLE L
ESCALA 5 : 1

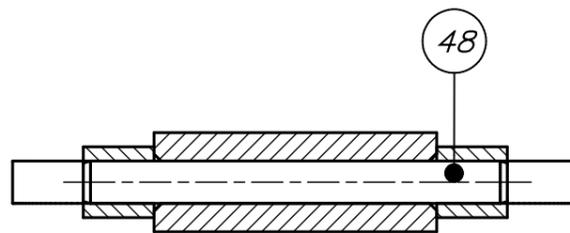
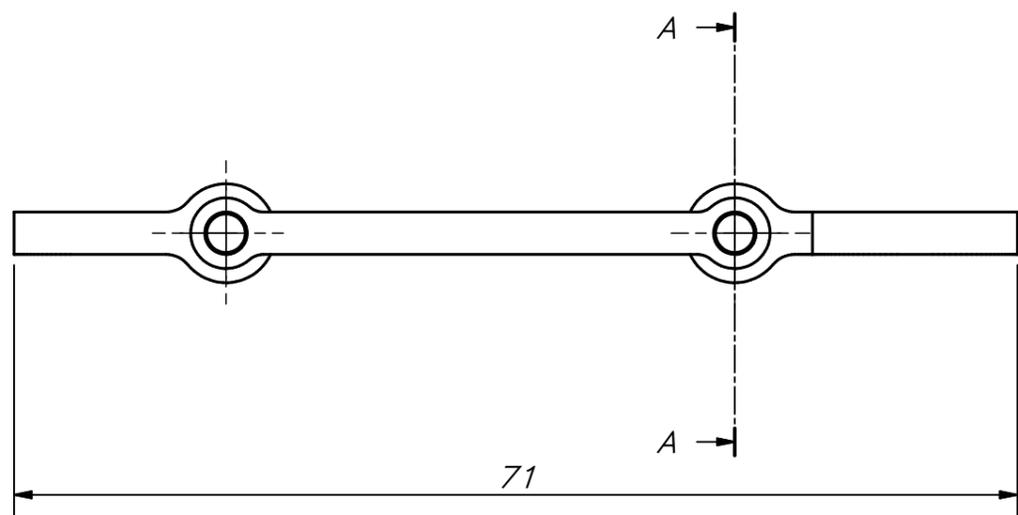


NOTAS:

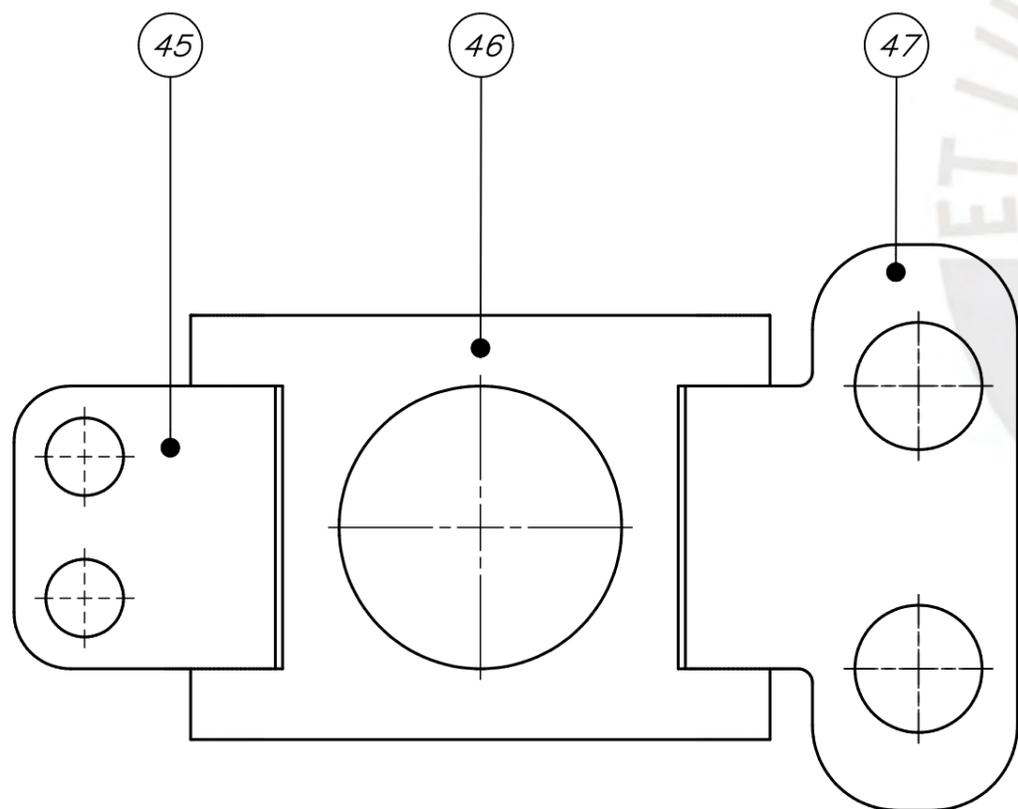
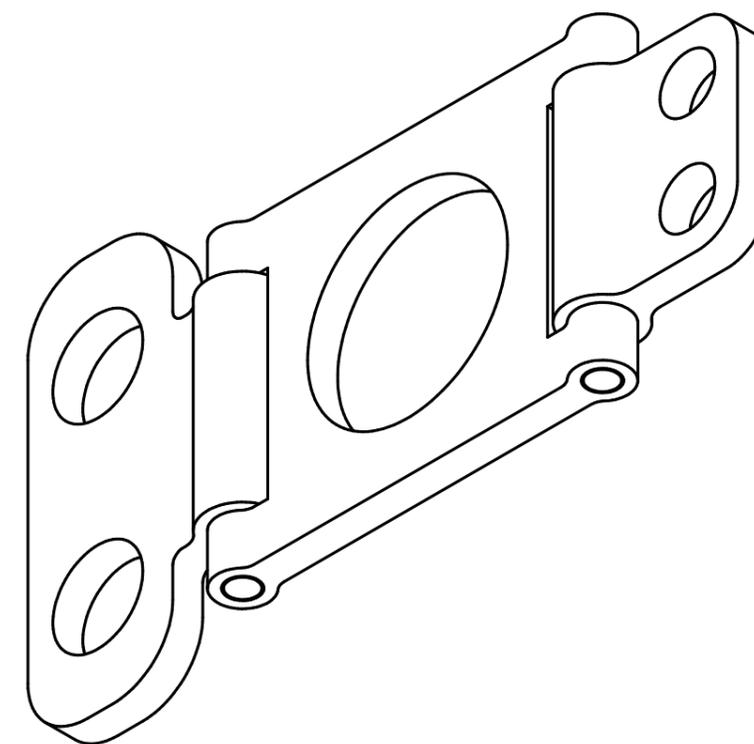
- A. INOX. 18-8 SE REFIERE AL ACERO INOXIDABLE 18-8
- A. MAR. 300 SE REFIERE AL ACERO MARAGING 300
- A. INOX. 17-4 SE REFIERE AL ACERO INOXIDABLE 17-4 PH H1400
- LOS COMPONENTES "CONEXIÓN ACTUADOR - ESTRUCTURA" Y "CARCASA 2" DEPENDEN DE SI EL ENSAMBLE A REALIZAR ES PARA LA PIERNA DERECHA O IZQUIERDA, PUES EXISTE UNO DISTINTO PARA CADA LADO.
- EL ANILLO MAGNÉTICO VA UNIDO CON PEGAMENTO A SU SOPORTE TAL Y COMO SE INDICA EN LA HOJA DE DATOS DEL MISMO

LISTA DE PARTES					
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
44	9	TORNILLO - M3 x 10	DIN 912	A. INOX. 18-8	
43	15	TORNILLO - M2 x 6	DIN 912	A. INOX. 18-8	
42	12	TORNILLO - M1,4 x 8	DIN 912	A. INOX. 18-8	
41	4	TUERCA - M1,4	DIN 934	ACERO 8.8	
40	3	TUERCA - M3	DIN 934	ACERO 8.8	
39	3	TUERCA - M3	DIN 439	ACERO 8.8	
38	4	TUERCA - M2	DIN 934	ACERO 8.8	
37	2	TORNILLO - M3 x 4	DIN 916	ACERO 8.8	
36	6	TORNILLO - M3 x 16	DIN 912	ACERO 8.8	
35	1	ANILLO MAG. - MR047B040B76M00			MARCA RLS
34	1	CODIFICADOR - RLC2HDA13BA00C00			MARCA RLS
33	1	MOTOR - GARTT F 2206 1400 KV			MARCA GARTT
32	1	FRENO - 86 611 03 H00			MARCA KENDRION
31	1	TARJETA SENSORES HALL		BAQUELITA	
30	1	RESORTE DE TORSIÓN		A. MAR. 300	
29	1	CONEXIÓN ACTUADOR - ESTRUCTURA		A. INOX. 17-4	
28	1	ENGRANAJE HELICOIDAL ANULAR 2		FDM NYLON12CF	
27	1	ENGRANAJE HELICOIDAL ANULAR 1		FDM NYLON12CF	
26	1	ENGRANAJE HELICOIDAL SOLAR		FDM NYLON12CF	
25	3	CONJUNTO ENGRANAJE PLANETARIO		FDM NYLON12CF	
24	1	RODILLO ENGRANAJE SOLAR		FDM NYLON12CF	
23	1	RODILLO ENGRANAJE ANULAR 1		FDM NYLON12CF	
22	1	RODILLO ENGRANAJE ANULAR 2		FDM NYLON12CF	
21	1	RODILLO CENTRAL		FDM NYLON12CF	
20	1	SOPORTE SENSORES HALL		FDM PLA	
19	1	SOPORTE ANILLO MAGNÉTICO		FDM PLA	
18	1	CARCASA 2		FDM ASA	
17	1	CARCASA 1		FDM ASA	

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA			
DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER			
MÉTODO DE PROYECCIÓN	SUBENSAMBLE SISTEMA ACTUADOR		ESCALA 1:1
			FECHA: 2021.02.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO		PLANO: PE-A1-03



CORTE A-A



NOTA:

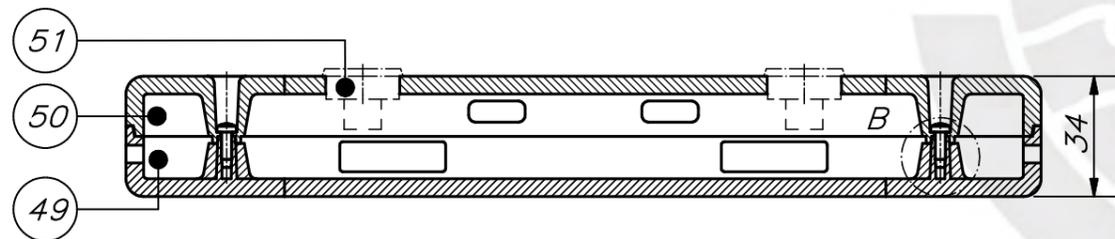
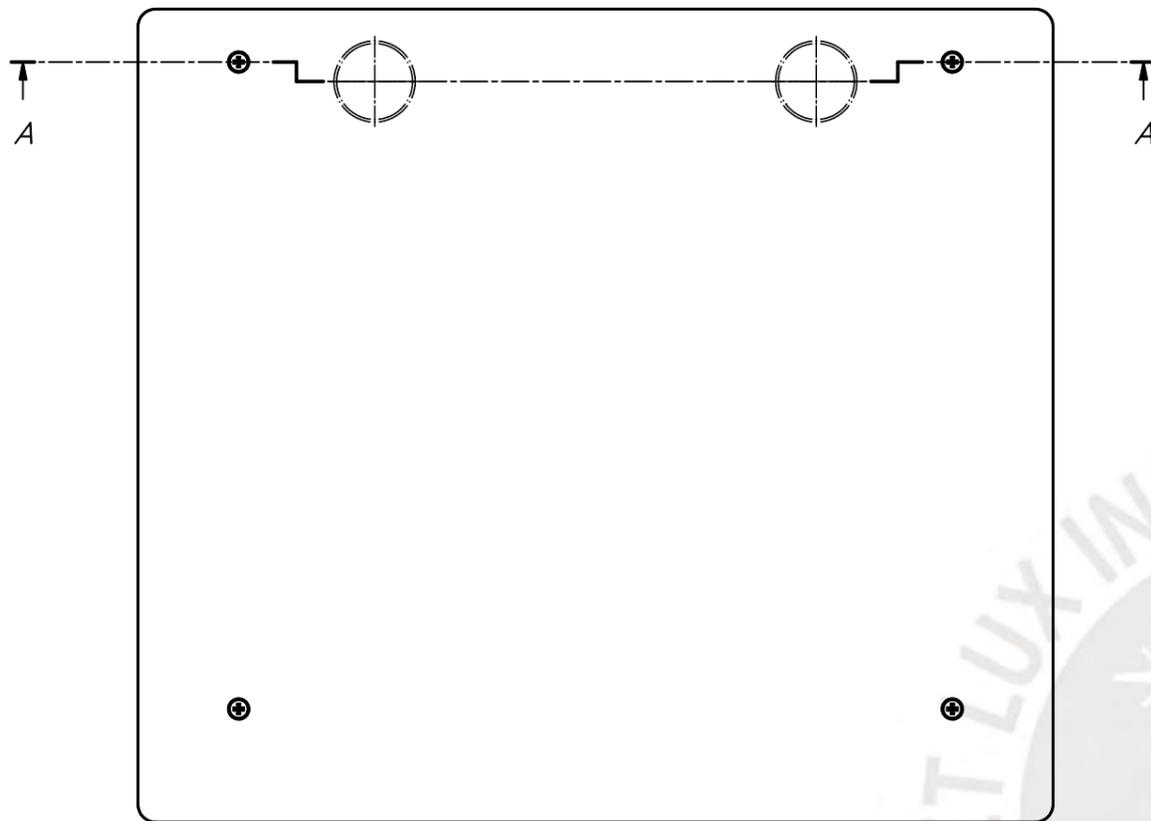
- A. INOX. 17-4 SE REFIERE AL ACERO INOXIDABLE 17-4 PH H1400
- A. INOX. 18-8 SE REFIERE AL ACERO INOXIDABLE 18-8

LISTA DE PARTES

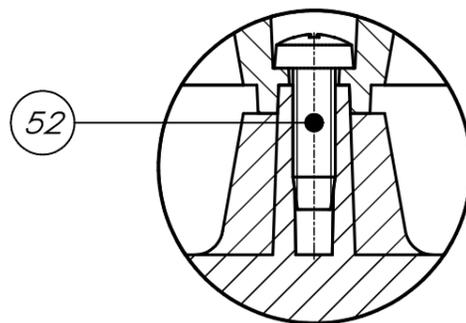
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
48	2	PIN - 3 h8 x 30	ISO 2338	A. INOX. 18-8	MCMaster CARR
47	1	BISAGRA INFERIOR		A. INOX. 17-4	
46	1	UNIÓN BISAGRAS		A. INOX. 17-4	
45	1	BISAGRA SUPERIOR		A. INOX. 17-4	

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA

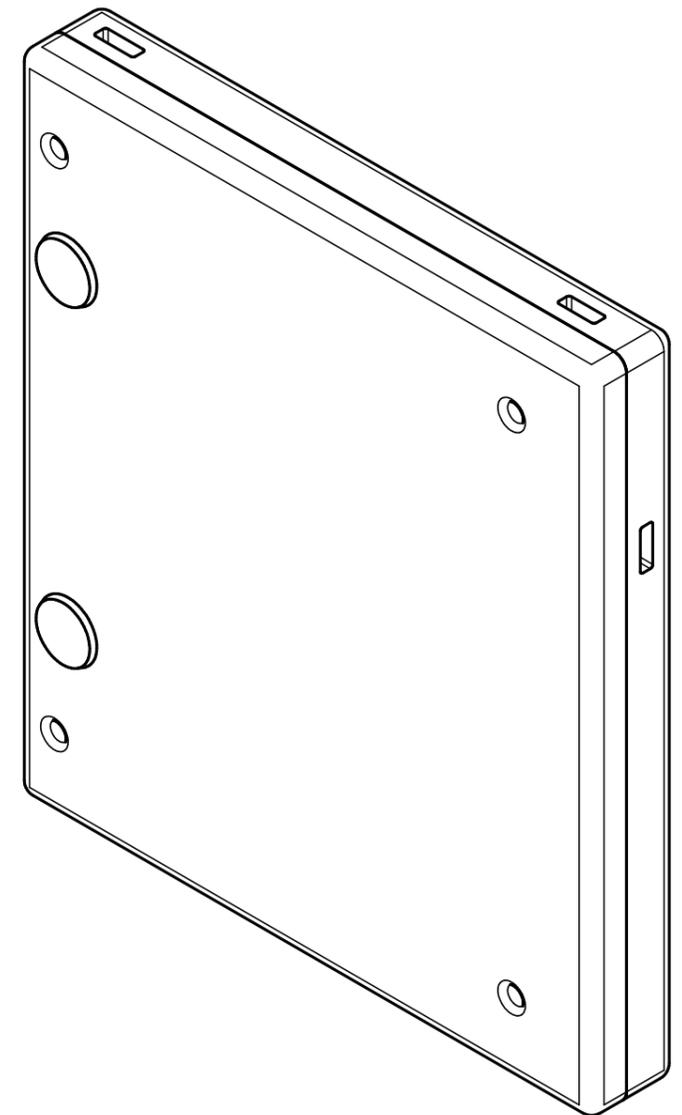
MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA
	SUBENSAMBLE DOBLE BISAGRA	2:1
		FECHA: 2021.02.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PE-A3-04



CORTE A-A



DETALLE B
ESCALA 2 : 1



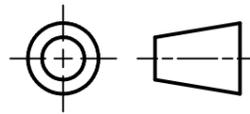
NOTA:

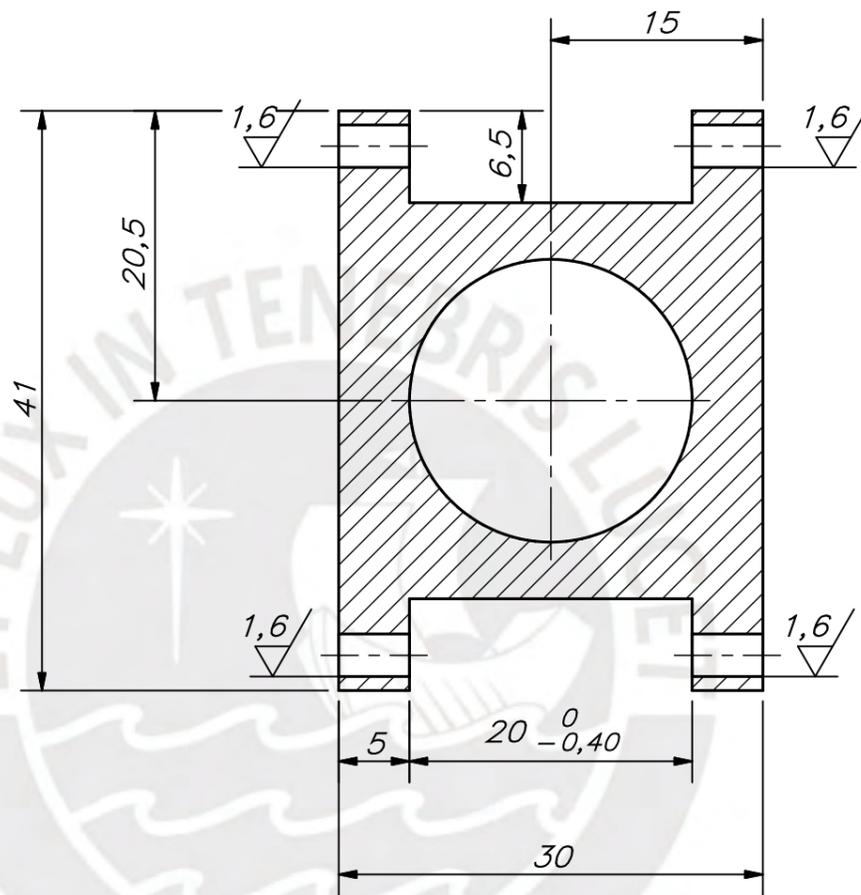
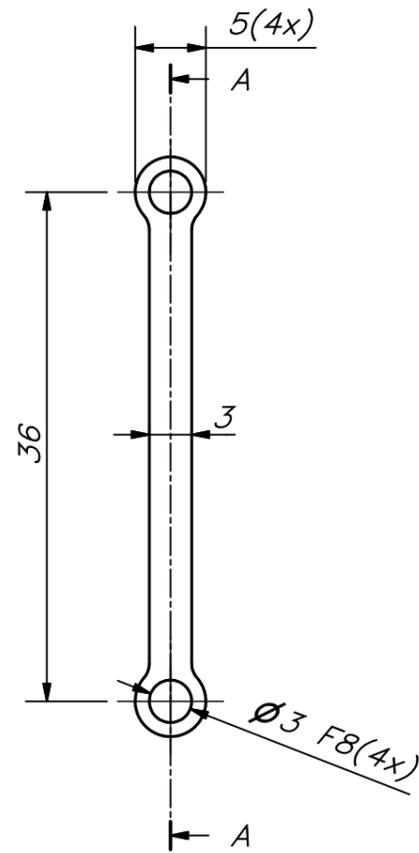
- A. INOX. 18-8 SE REFIERE AL ACERO INOXIDABLE 18-8
- LA NORMA DEL TORNILLO ES ANSI B18.6.5M

LISTA DE PARTES

POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
52	4	TORNILLO - M3x0.5 x 10 - F - I	ANSI B18	ACERO 8.8	
51	2	INTERRUPTOR - NILIGHT 90013L			
50	1	CARCASA ELECTRÓNICA SUPERIOR		FDM ABS	
49	1	CARCASA ELECTRÓNICA INFERIOR		FDM ABS	

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA
	ENSAMBLE CARCASA ELECTRÓNICA	1:2
		FECHA: 2021.02.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PE-A3-05



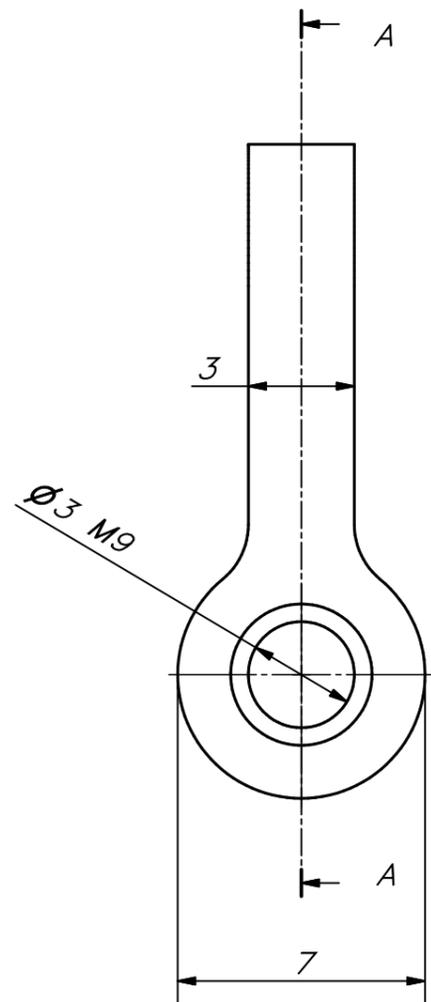
CORTE A-A

REDONDEOS NO SEÑALADOS R1,5

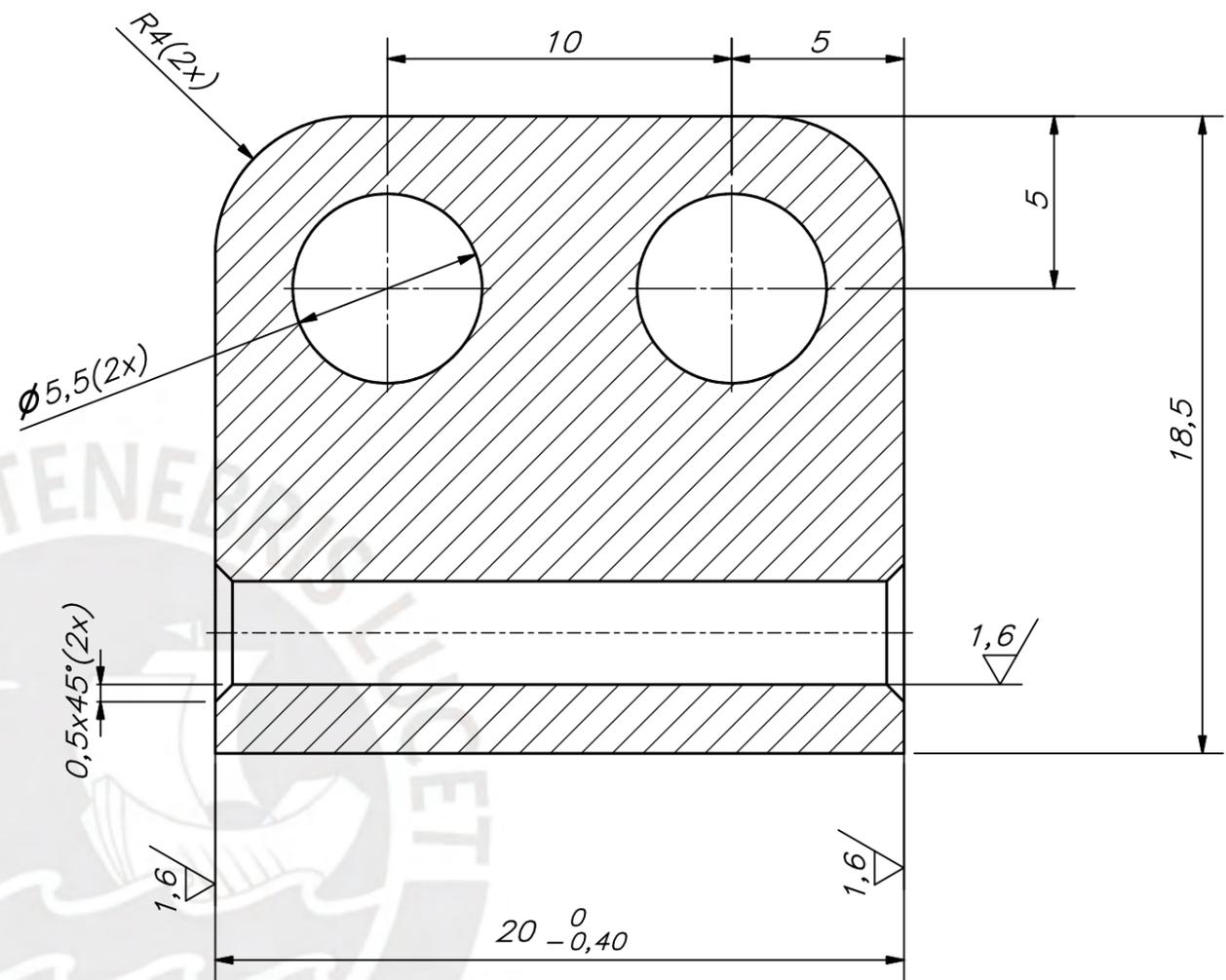
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1				
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3

20	20	19,6
3	3,020	3,006
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/ (1,6/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO	MATERIAL ACERO INOXIDABLE 17-4 PH H1400
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 2:1
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	FECHA: 2020.11.20 PLANO: PD-A3-06



REDONDEOS NO SEÑALADOS R2

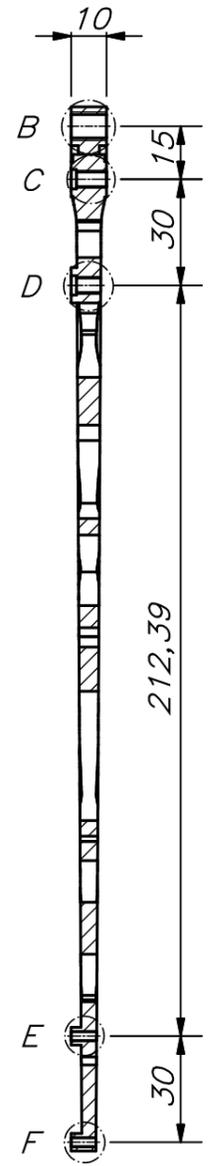
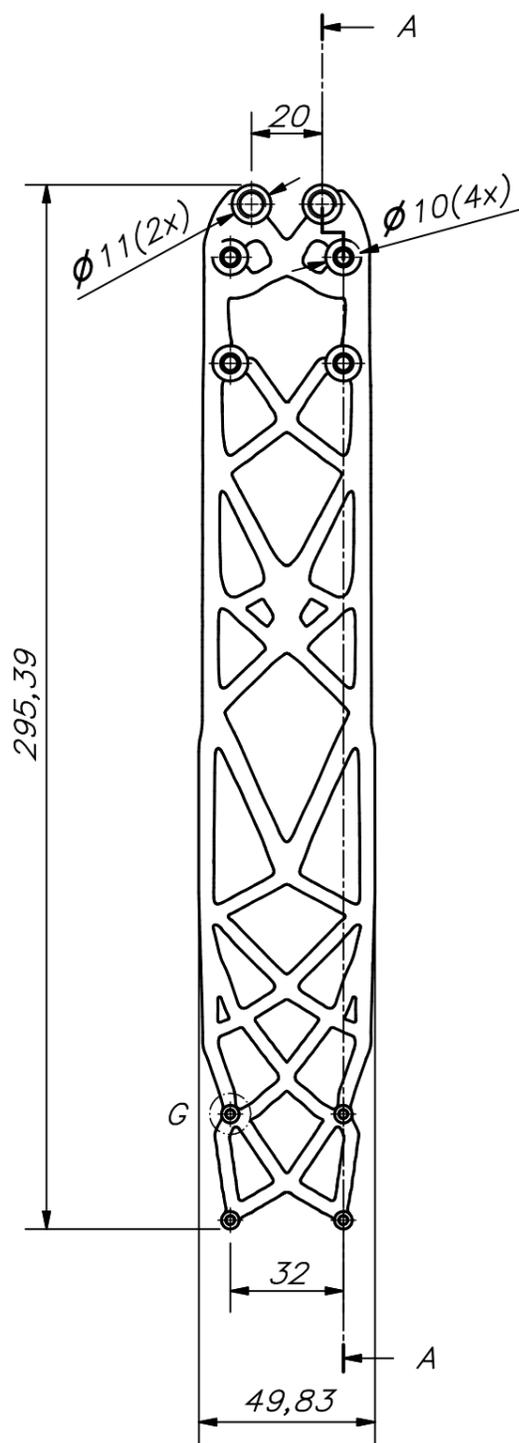


CORTE A-A

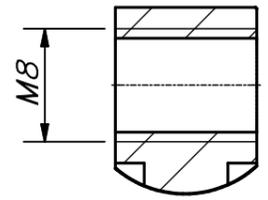
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1			
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$

20	20	19,6
3	2,998	2,973
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

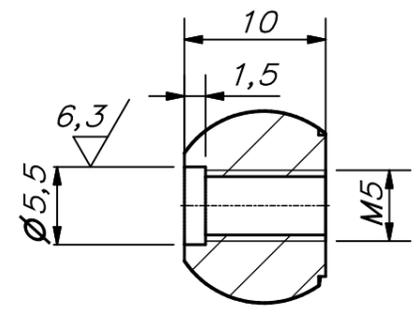
ACABADO SUPERFICIAL $6,3 / (1,6 /)$	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO	MATERIAL ACERO INOXIDABLE 17-4 PH H1400
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 5:1
BISAGRA SUPERIOR		FECHA: 2020.11.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A3-07



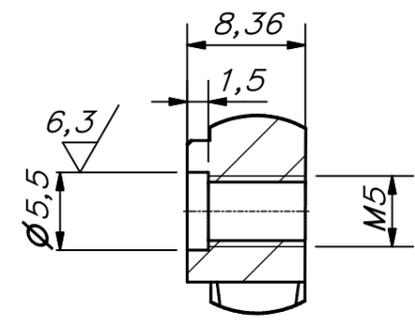
CORTE A-A



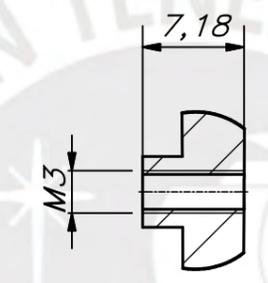
DETALLE B
ESCALA 2 : 1



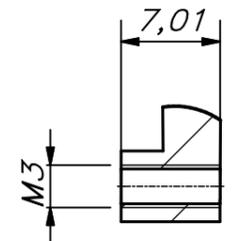
DETALLE C
ESCALA 2 : 1



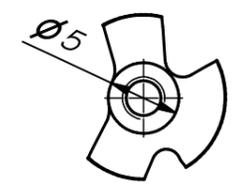
DETALLE D
ESCALA 2 : 1



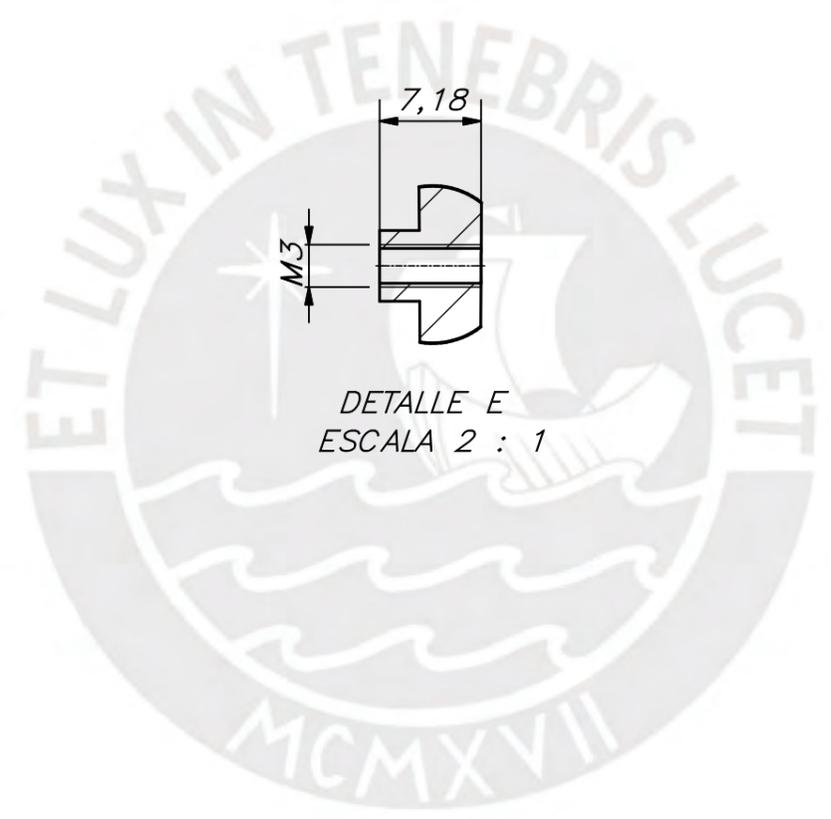
DETALLE E
ESCALA 2 : 1



DETALLE F
ESCALA 2 : 1

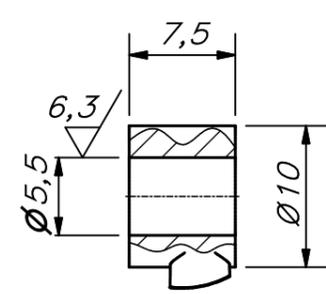
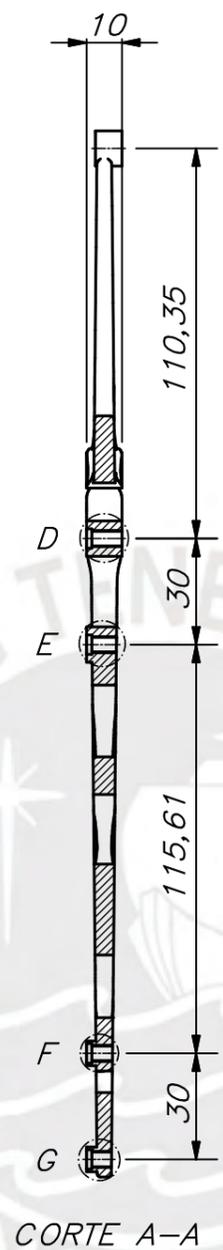
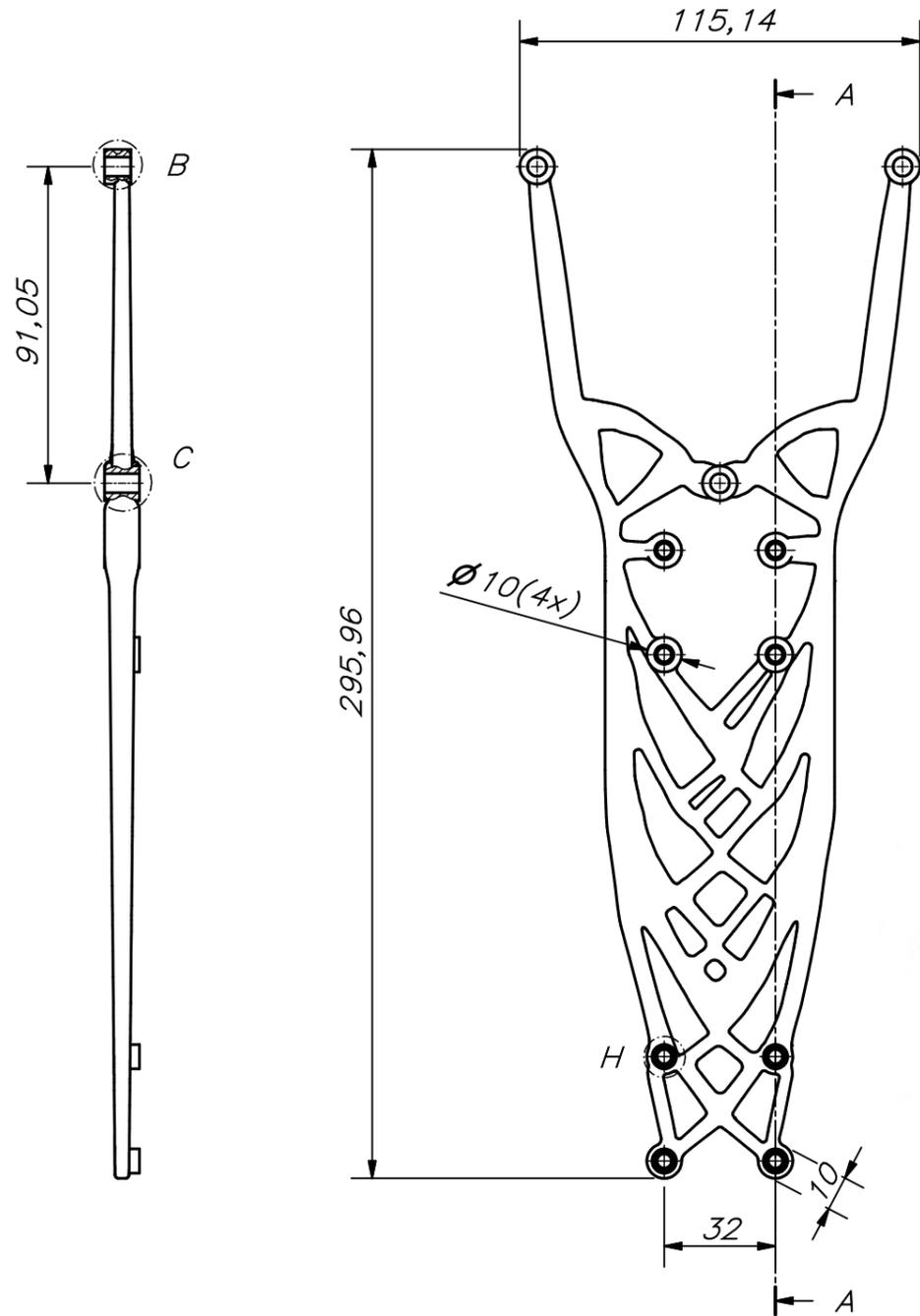


DETALLE G
ESCALA 2 : 1

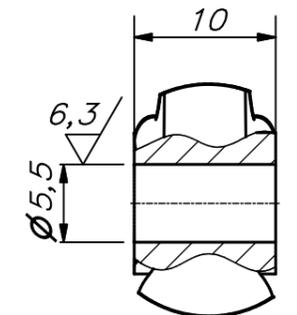


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN E 7168				TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1			
TIPO DE FUNDICIÓN	Más de 10 hasta 30	Más de 30 hasta 80	Más de 80 hasta 180	Más de 180 hasta 315	GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6
OTRAS FUNDICIONES	±1,0	±1,8	±2,5	±4,0	MEDIO	±0,1	±0,1

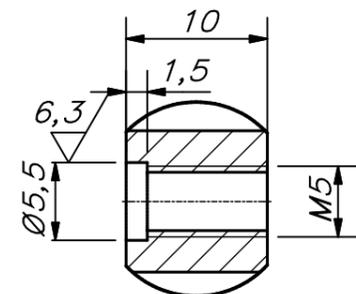
ACABADO SUPERFICIAL 63/ (6,3/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO DIN E7168 OTRAS	MATERIAL ALMAG 35
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 1:2
ESTRUCTURA INFERIOR		FECHA: 2020.11.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A3-09



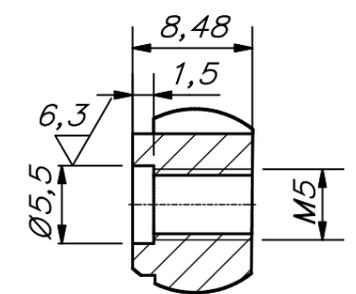
DETALLE B
ESCALA 2 : 1



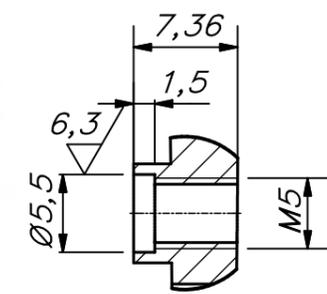
DETALLE C
ESCALA 2 : 1



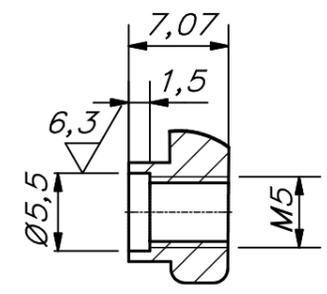
DETALLE D
ESCALA 2 : 1



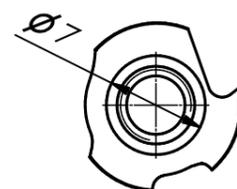
DETALLE E
ESCALA 2 : 1



DETALLE F
ESCALA 2 : 1



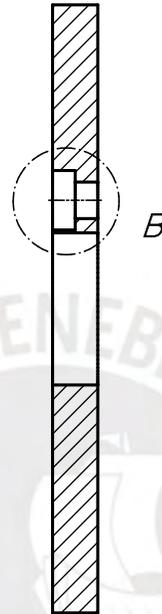
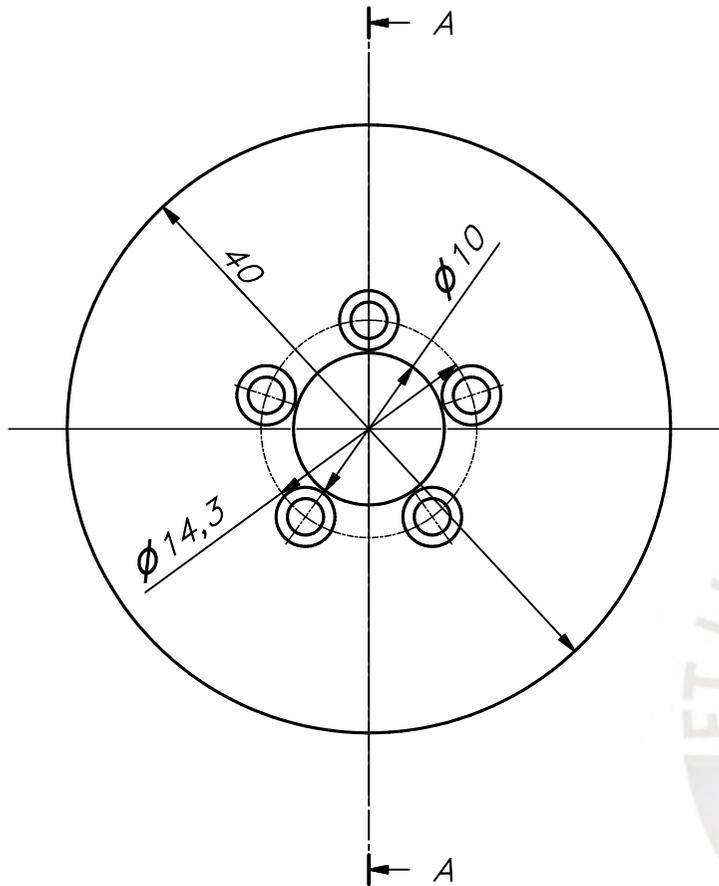
DETALLE G
ESCALA 2 : 1



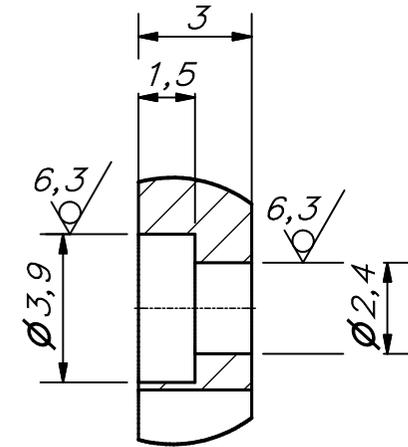
DETALLE H
ESCALA 2 : 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN E 7168				TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1			
TIPO DE FUNDICIÓN	Más de 10 hasta 30	Más de 30 hasta 80	Más de 80 hasta 180	Más de 180 hasta 315	GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6
OTRAS FUNDICIONES	±1,0	±1,8	±2,5	±4,0	MEDIO	±0,1	±0,1

ACABADO SUPERFICIAL 63/ (6,3/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO DIN E7168 OTRAS	MATERIAL ALMAG 35
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA
	ESTRUCTURA SUPERIOR	1:2
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	FECHA: 2020.11.20
		PLANO: PD-A3-10



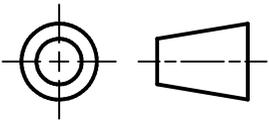
CORTE A-A

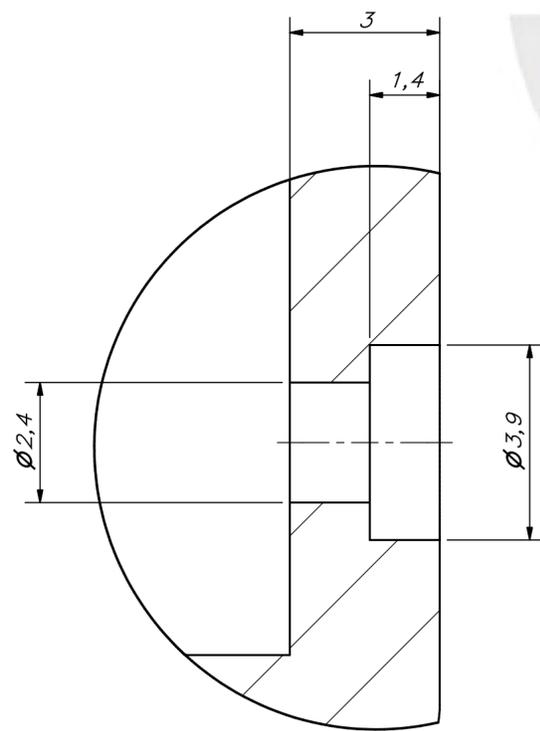
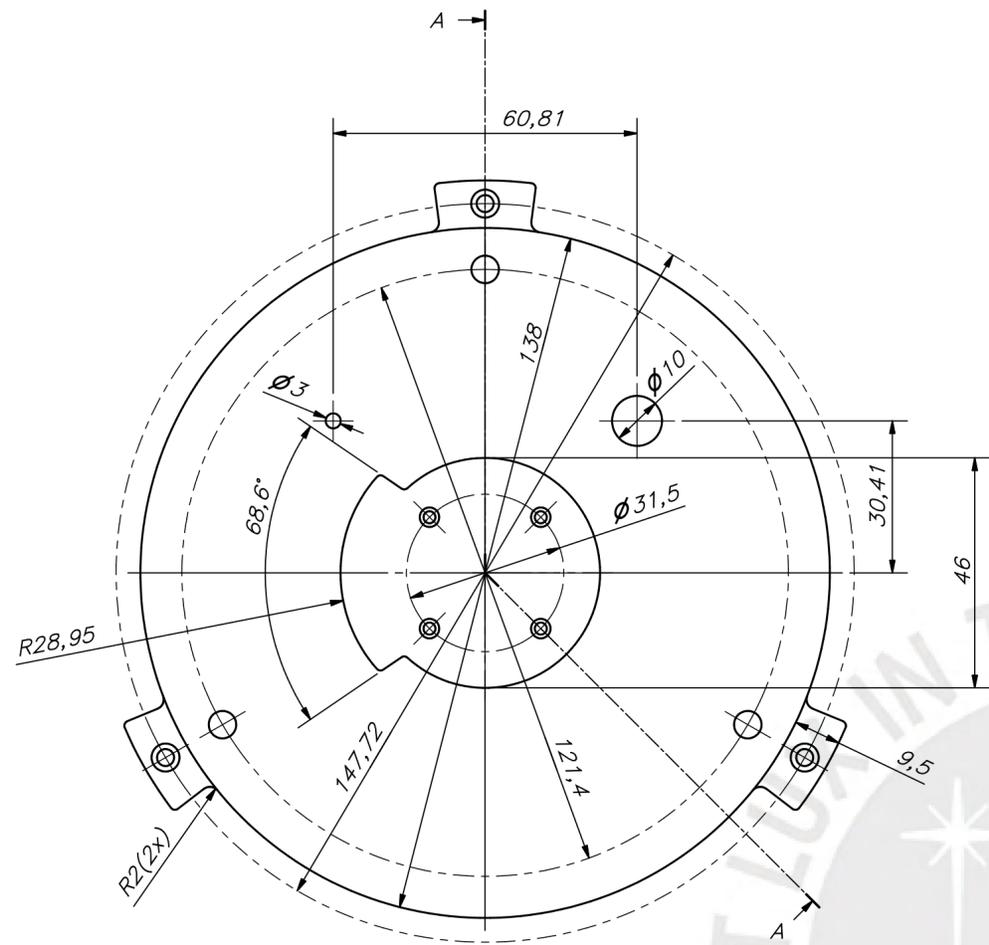


DETALLE B
ESCALA 5 : 1

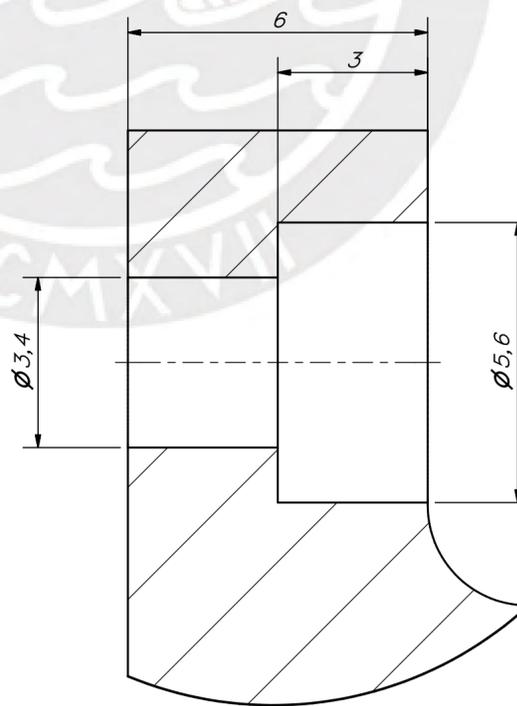
NOTA:

- COMPLETAMENTE MANUFACTURADO
EN UNA IMPRESORA 3D

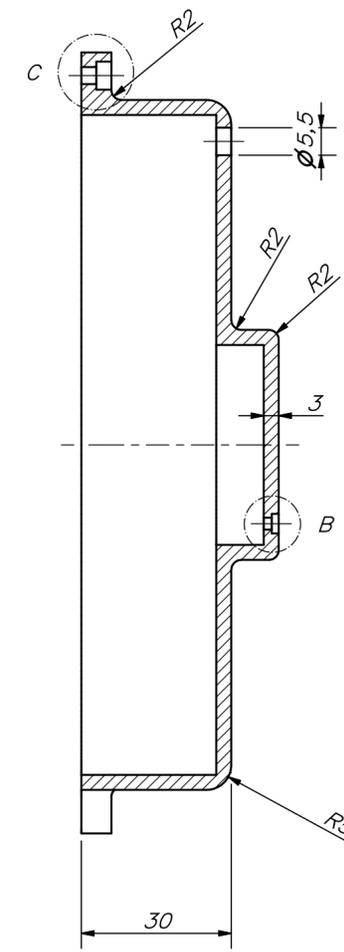
ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt[1]{6,3}$	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM NYLON 12CF
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 2:1
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	FECHA: 2020.11.20
		PLANO: PD-A4-11
RODILLO CENTRAL		



DETALLE B
ESCALA 10 : 1



DETALLE C
ESCALA 10 : 1

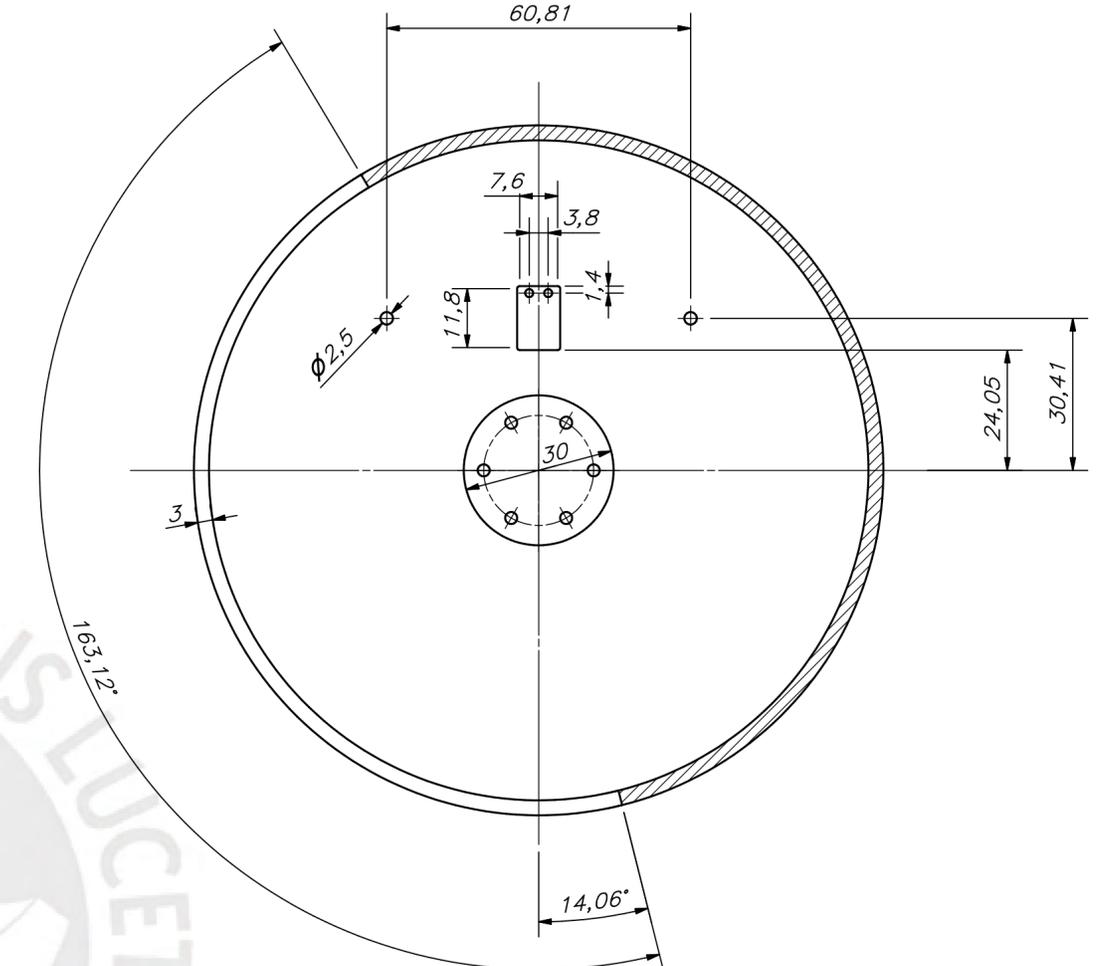
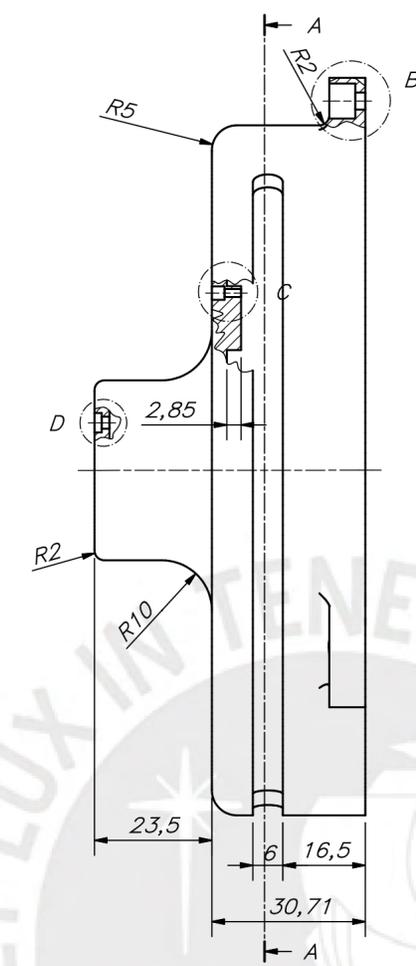
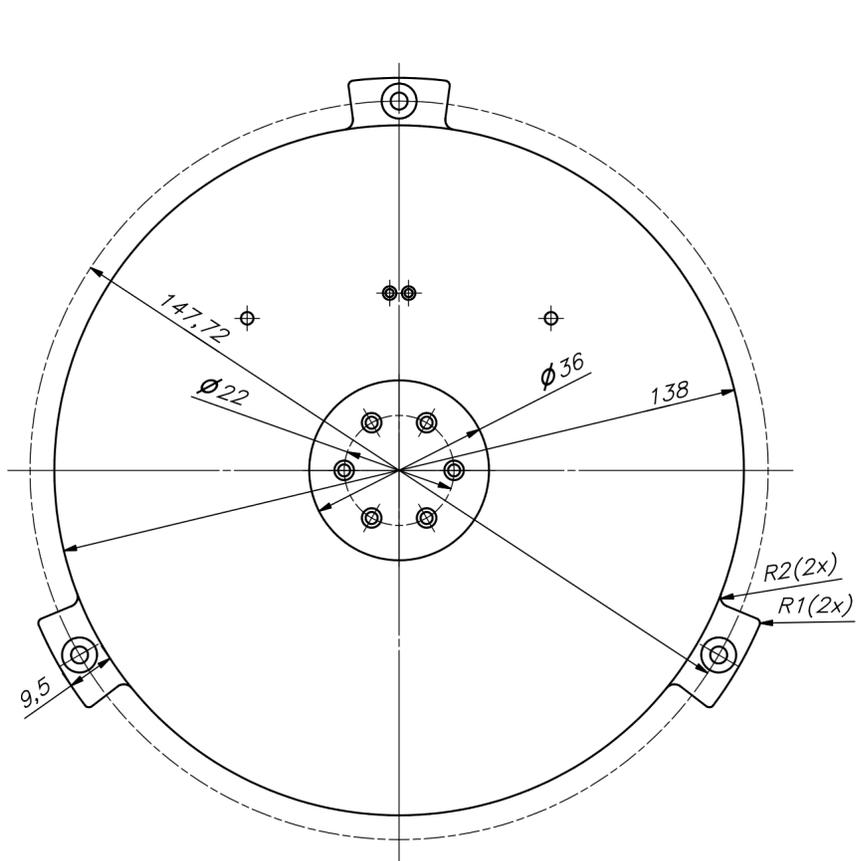


CORTE A-A

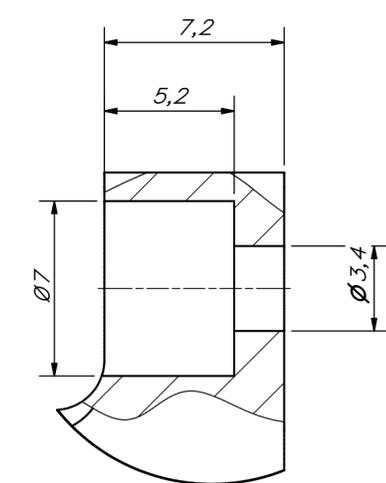
REDONDEOS NO SEÑALADOS R1

NOTA:
- COMPLETAMENTE MANUFACTURADO EN UNA IMPRESORA 3D

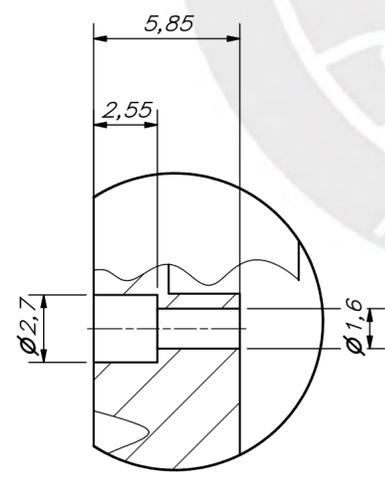
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM ASA
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 1:1
	CARCASA 1	FECHA: 2020.11.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A2-12



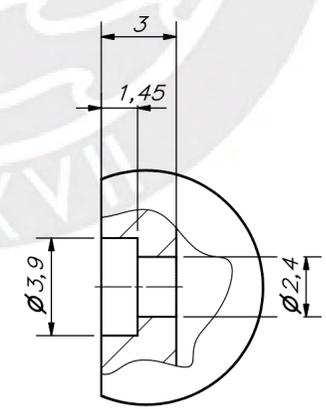
CORTE A-A



DETALLE B
ESCALA 5 : 1



DETALLE C
ESCALA 5 : 1

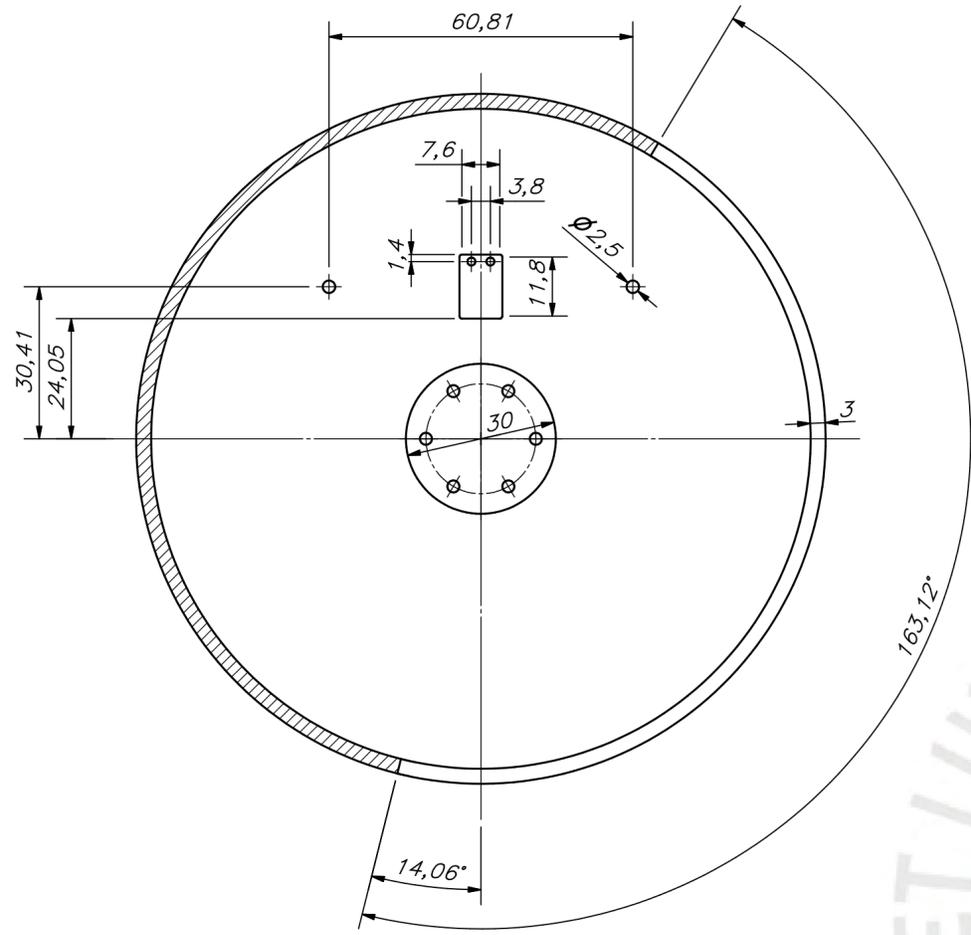


DETALLE D
ESCALA 5 : 1

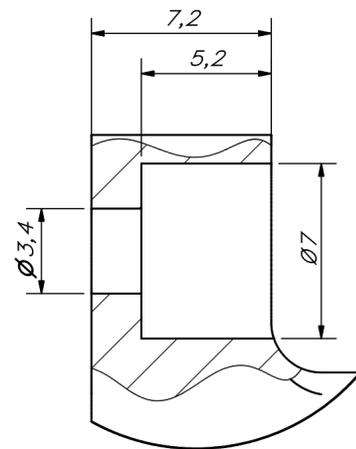
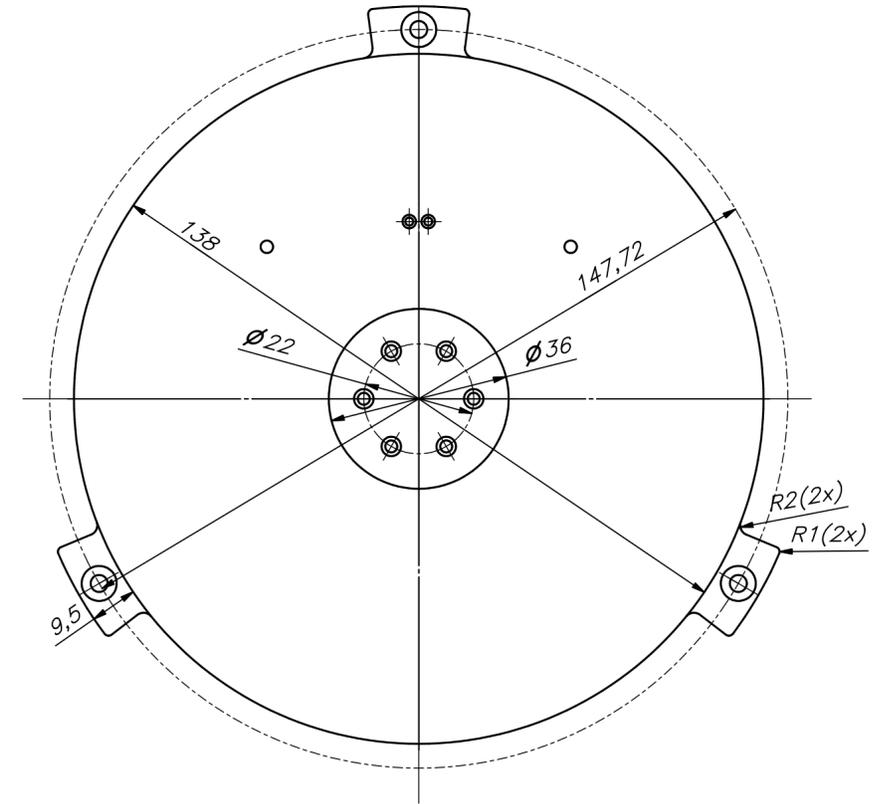
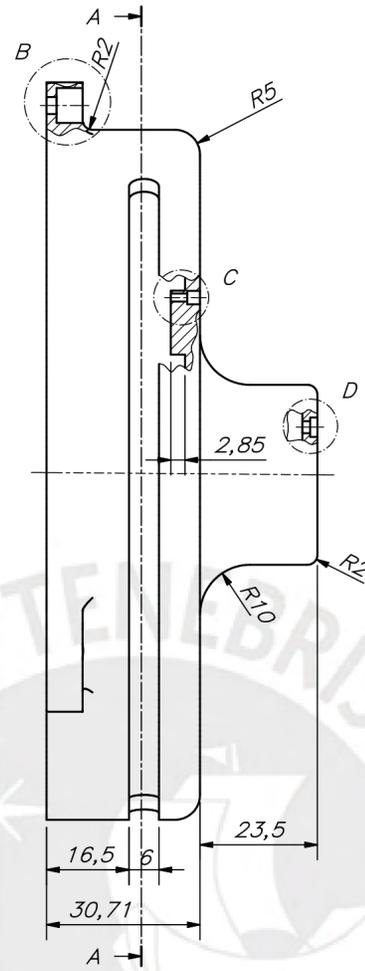
REDONDEOS NO SEÑALADOS R0,5

NOTA:
- COMPLETAMENTE MANUFACTURADO EN UNA IMPRESORA 3D

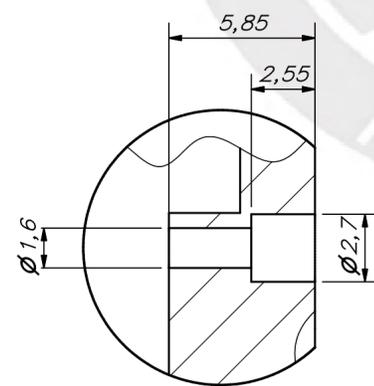
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM ASA
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 1:1
	CARCASA 2 IZQUIERDA	FECHA: 2020.11.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A2-13



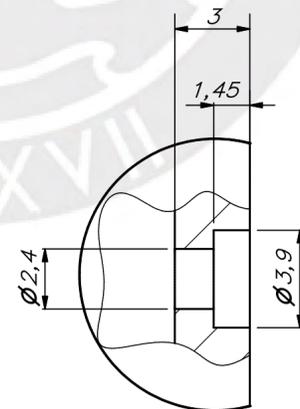
CORTE A-A



DETALLE B
ESCALA 5 : 1



DETALLE C
ESCALA 5 : 1

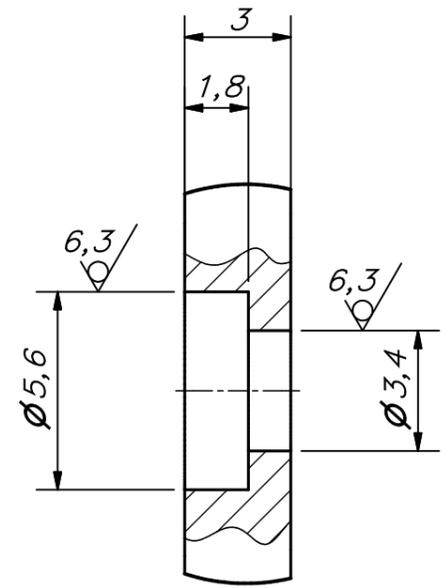
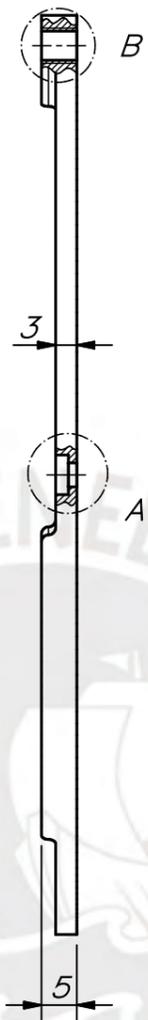
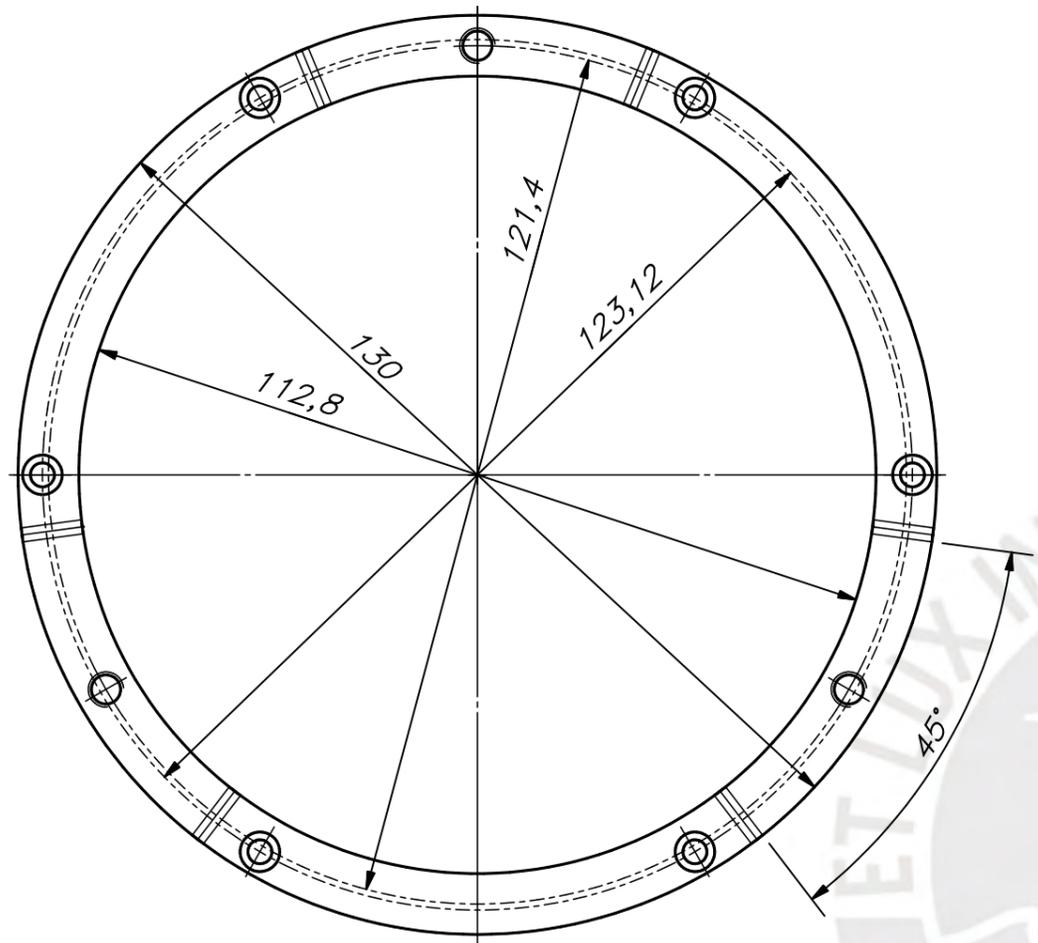


DETALLE D
ESCALA 5 : 1

REDONDEOS NO SEÑALADOS R0,5

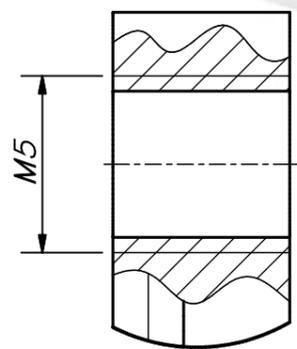
NOTA:
- COMPLETAMENTE MANUFACTURADO EN UNA IMPRESORA 3D

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM ASA
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 1:1
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	FECHA: 2020.11.20 PLANO: PD-A2-14



DETALLE A
ESCALA 5 : 1

REDONDEOS NO SEÑALADOS R1

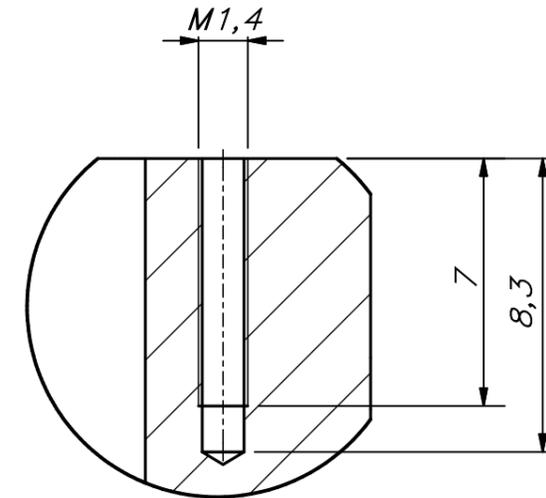
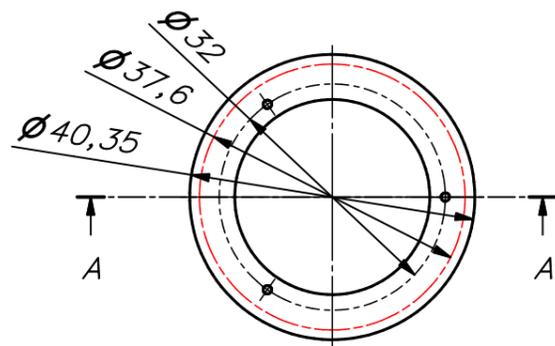


DETALLE B
ESCALA 5 : 1

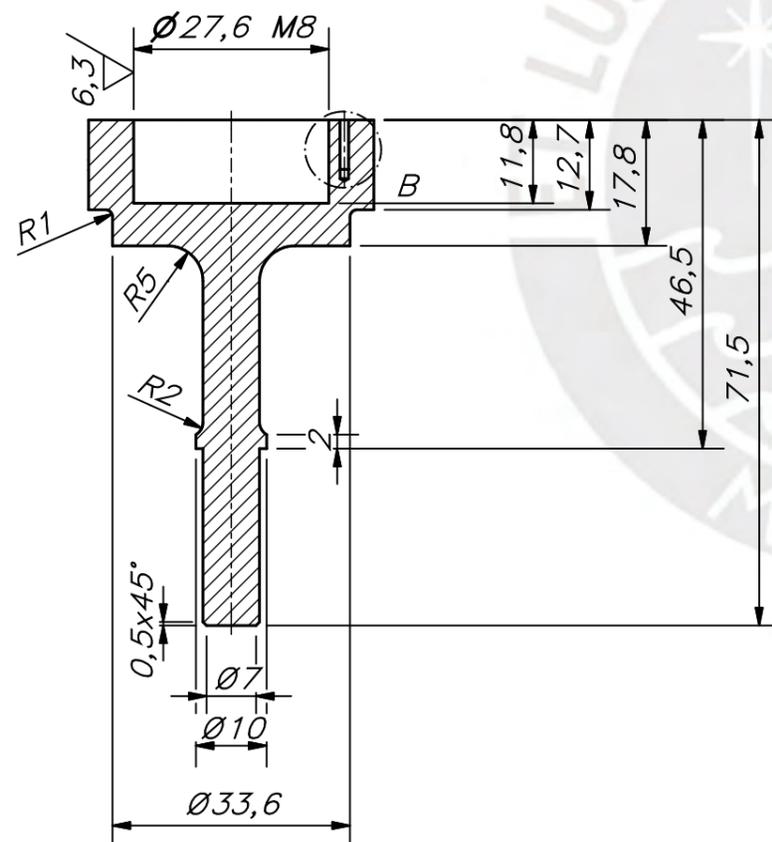
NOTA:

– LOS AGUJEROS ROSCADOS SE REALIZAN POSTERIOR A LA IMPRESIÓN DE LA PIEZA

ACABADO SUPERFICIAL 1/ (6,3/)	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM NYLON 12CF
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER RODILLO ENGRANAJE ANULAR 1	ESCALA 1:1
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	FECHA: 2020.11.20 PLANO: PD-A3-15



DETALLE B
ESCALA 5 : 1



CORTE A-A

NOTA:
- LA ROSCA DEL AGUJERO ROSCADO SE REALIZA POSTERIOR A LA IMPRESIÓN DE LA PIEZA

27,6	27,604	27,571
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

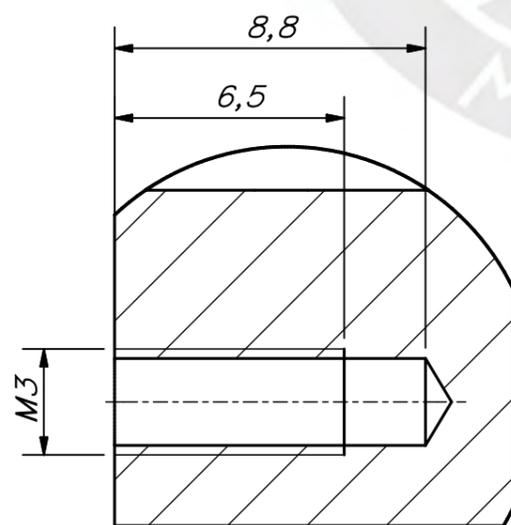
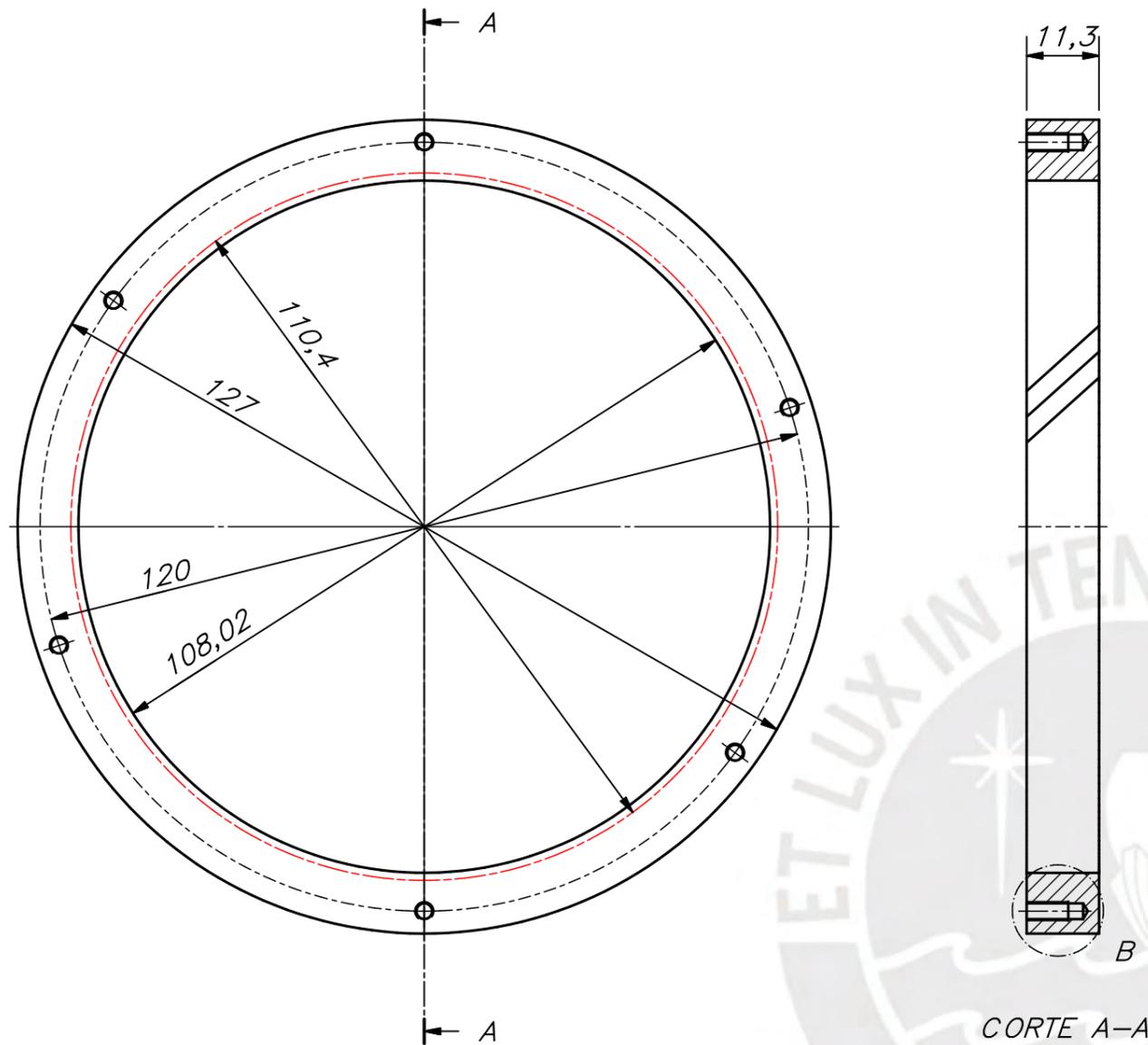
MÓDULO	m	1,88
NÚMERO DE DIENTES	Z	20
NÚMERO VIRTUAL DE DIENTES	Z_n	51
FORMA DEL PERFIL		DIN 876
ÁNGULO DE PRESIÓN	ϕ_n	20
ÁNGULO DE HÉLICE	ψ	43
SENTIDO DE LA HÉLICE		DERECHA
PASO DE LA HÉLICE	p_c	5,9
PROFUNDIDAD DEL DIENTE	h	3,09
ESPESOR DEL DIENTE	w	12,7
REDONDEO EN LA BASE DEL DIENTE	R	0.74

DATOS DEL ENGRANAJE

ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt{1}$ ($\sqrt{6,3}$)	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM NYLON 12CF
----------------------------------------------------	--------------------	----------------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER ENGRANAJE HELICOIDAL SOLAR	ESCALA 1:1 FECHA: 2020.11.20 PLANO: PD-A3-16
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	



DETALLE B
ESCALA 5 : 1

NOTA:

- LA ROSCA DEL AGUJERO ROSCADO SE REALIZA POSTERIOR A LA IMPRESIÓN DE LA PIEZA

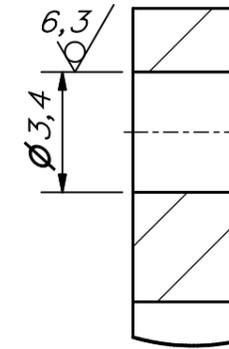
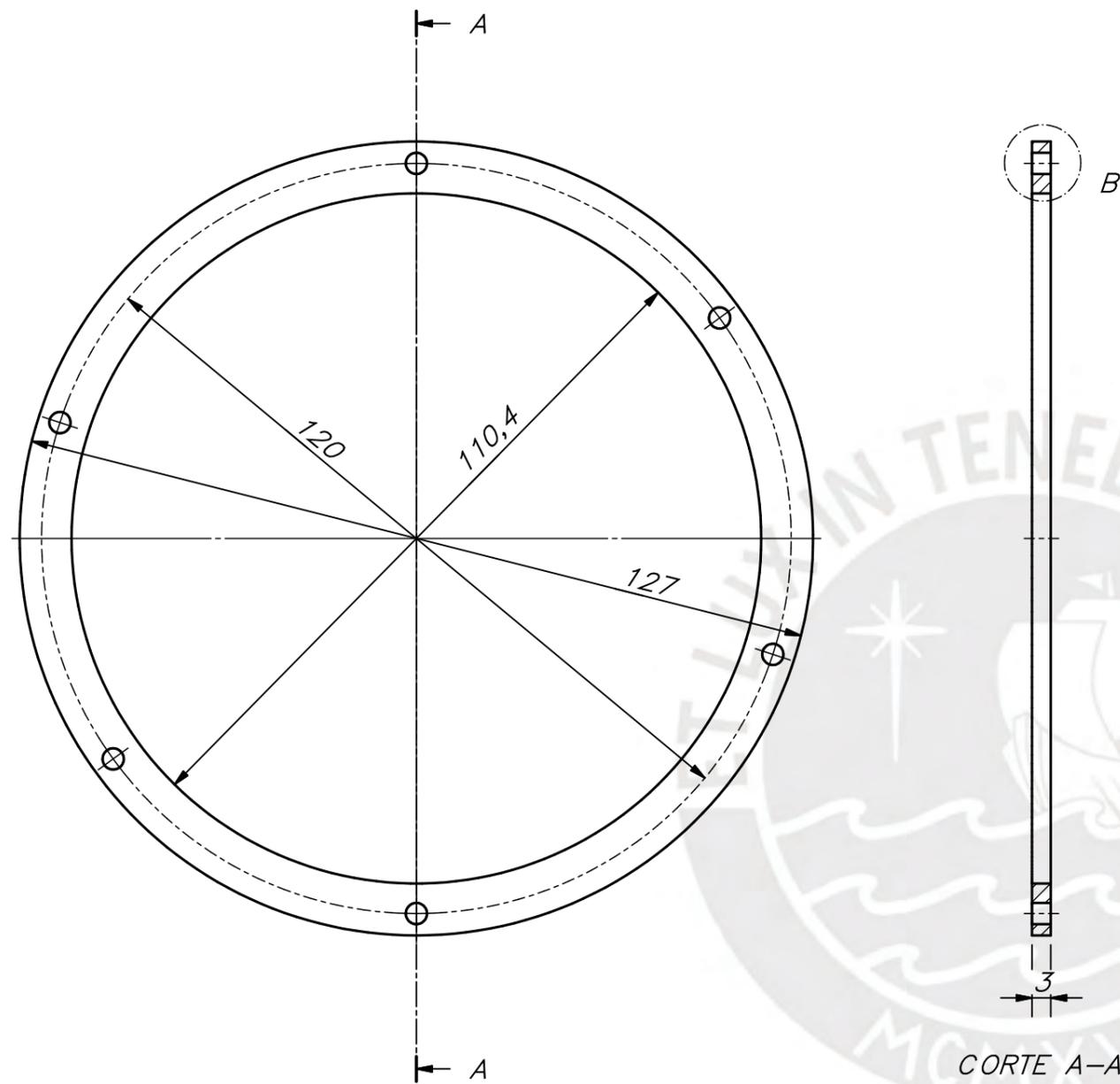
MÓDULO	m	1,6
NÚMERO DE DIENTES	Z	69
NÚMERO VIRTUAL DE DIENTES	Z_n	168
FORMA DEL PERFIL		DIN 876
ÁNGULO DE PRESIÓN	ϕ_n	20
ÁNGULO DE HÉLICE	ψ	42
SENTIDO DE LA HÉLICE		IZQUIERDA
PASO DE LA HÉLICE	p_c	5,03
PROFUNDIDAD DEL DIENTE	h	2,67
ESPESOR DEL DIENTE	w	11,3
REDONDEO EN LA BASE DEL DIENTE	R	0,58

DATOS DEL ENGRANAJE

ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt{1}$	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM NYLON 12CF
-----------------------------------	--------------------	----------------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER ENGRANAJE HELICOIDAL ANULAR 2	ESCALA 1:1
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	FECHA: 2020.11.20 PLANO: PD-A3-17



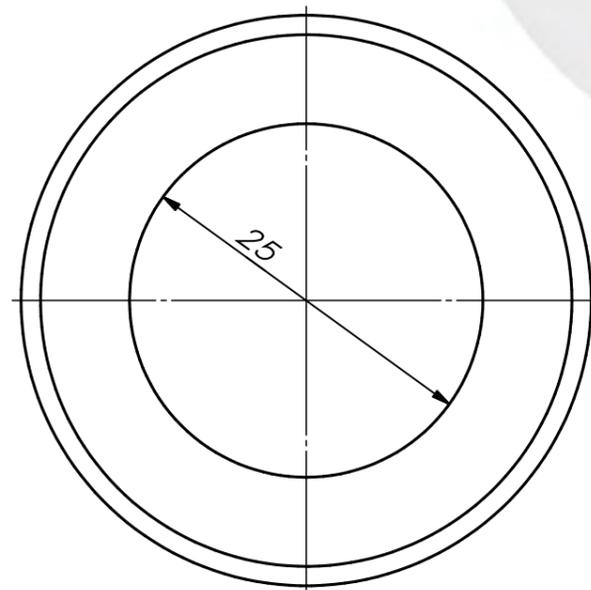
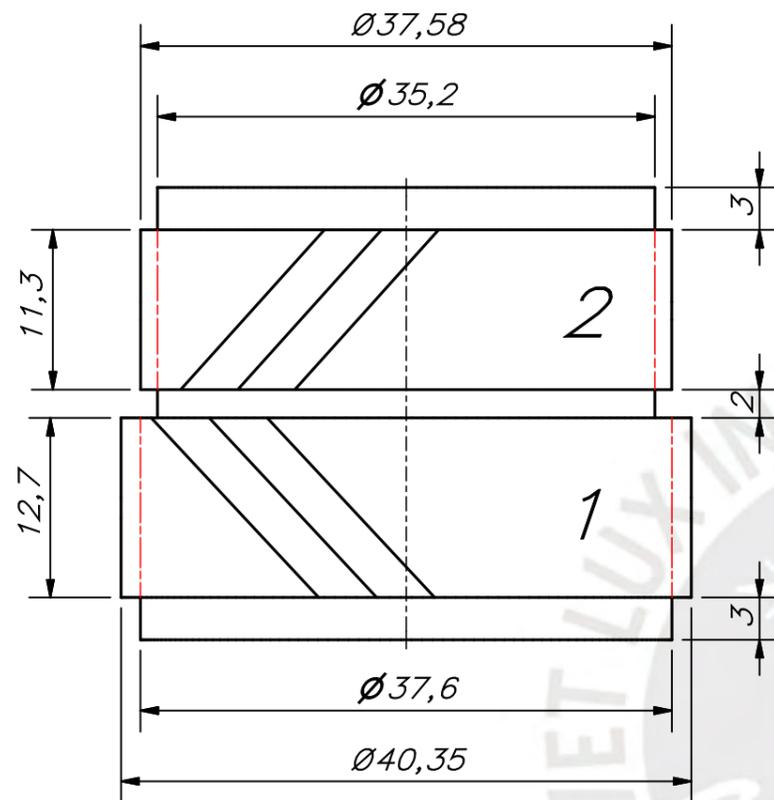
DETALLE B
ESCALA 5 : 1

CORTE A-A

NOTA:

- COMPLETAMENTE MANUFACTURADO EN UNA IMPRESORA 3D

ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt{1}$ ($\sqrt{6,3}$)	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM NYLON 12CF
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER RODILLO ENGRANAJE ANULAR 2	ESCALA 1:1
		FECHA: 2020.11.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A3-18



NOTA:

– COMPLETAMENTE MANUFACTURADO EN UNA IMPRESORA 3D

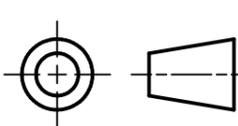
ENGRANAJE 1/ ENGRANAJE 2

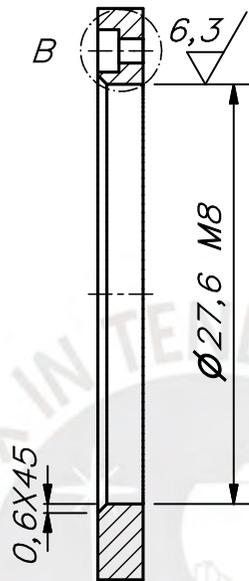
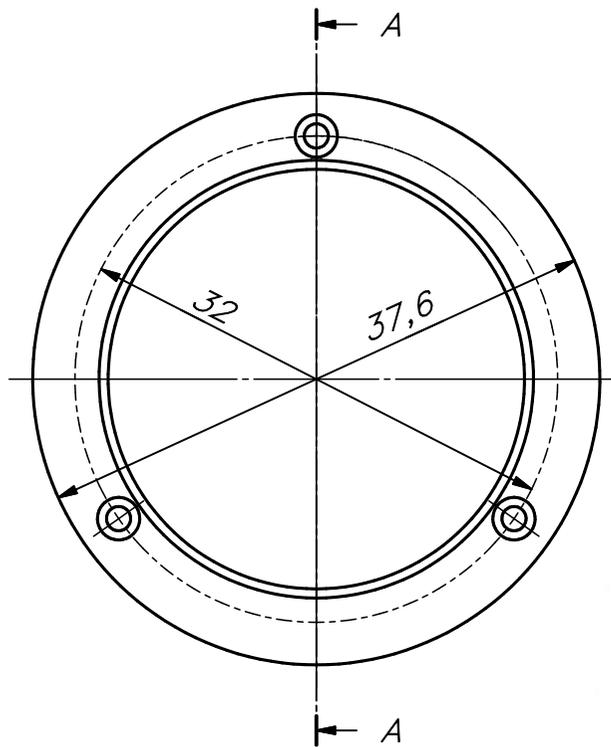
MÓDULO	m	1,88/1,6
NÚMERO DE DIENTES	Z	20/22
NÚMERO VIRTUAL DE DIENTES	Z_n	51/53
FORMA DEL PERFIL		DIN 876
ÁNGULO DE PRESIÓN	ϕ_n	20
ÁNGULO DE HÉLICE	ψ	43/42
SENTIDO DE LA HÉLICE		IZQ/DER
PASO DE LA HÉLICE	p_c	5.9/5,03
PROFUNDIDAD DEL DIENTE	h	3.09/2.67
ESPESOR DEL DIENTE	w	12,7/11,3
REDONDEO EN LA BASE DEL DIENTE	R	0.74/0.64

DATOS DEL ENGRANAJE

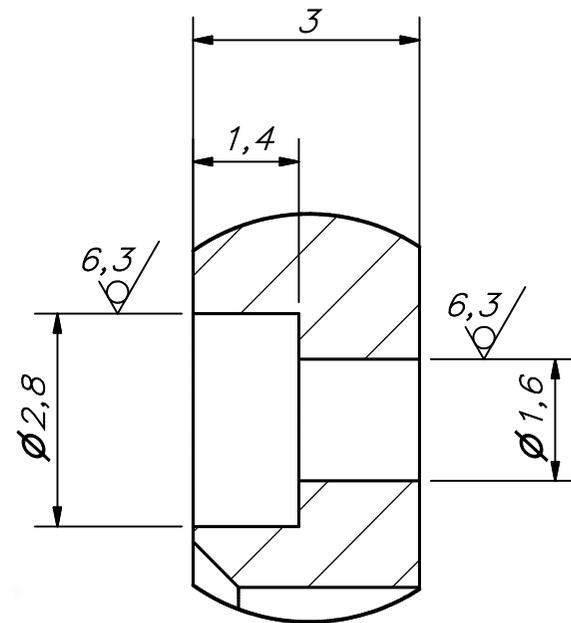
ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt{1}$	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM NYLON 12CF
-----------------------------------	--------------------	----------------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER CONJUNTO ENGRANAJE PLANETARIO	ESCALA 2:1
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	FECHA: 2020.11.20 PLANO: PD-A3-19



CORTE A-A

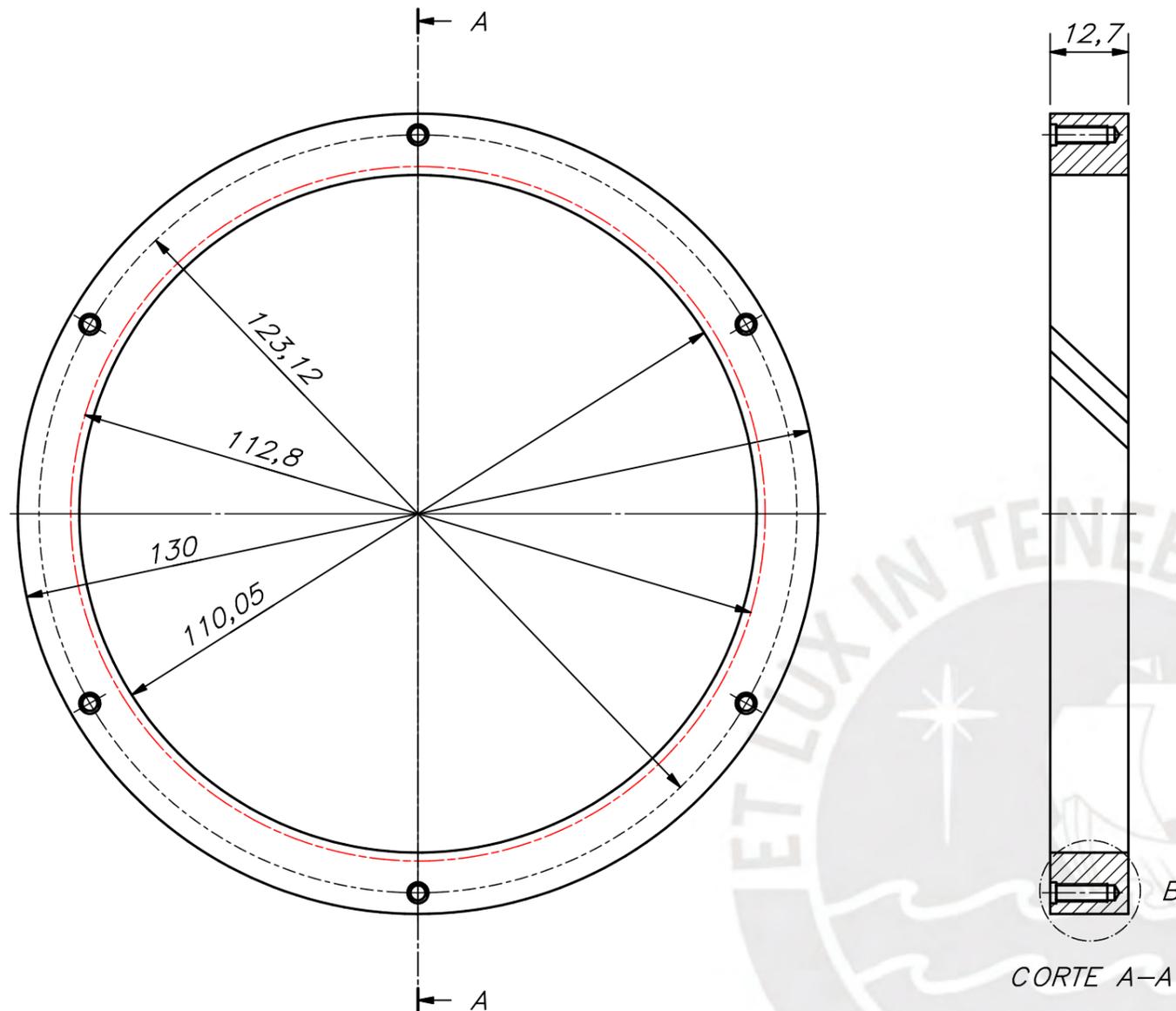


DETALLE B
ESCALA 10 : 1

NOTA:

– LA ÚNICA PARTE MECANIZADA ES EL AGUJERO CENTRAL, EL RESTO ES REALIZADO EN LA IMPRESIÓN DE LA PIEZA

ACABADO SUPERFICIAL 1/ (6,3/ 6,3/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO	MATERIAL FDM NYLON 12CF						
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA								
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER RODILLO ENGRANAJE SOLAR	ESCALA 2:1						
<table border="1"> <tr> <td>27,6</td> <td>27,604</td> <td>27,571</td> </tr> <tr> <td>COTA NOMINAL</td> <td>COTA MÁXIMA</td> <td>COTA MÍNIMA</td> </tr> </table>		27,6	27,604	27,571	COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA	FECHA: 2020.11.20
27,6	27,604	27,571						
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA						
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A4-20						



NOTA:

– SOLO LA ROSCA DEL AGUJERO ROSCADO SE REALIZA POSTERIOR A LA IMPRESIÓN DE LA PIEZA

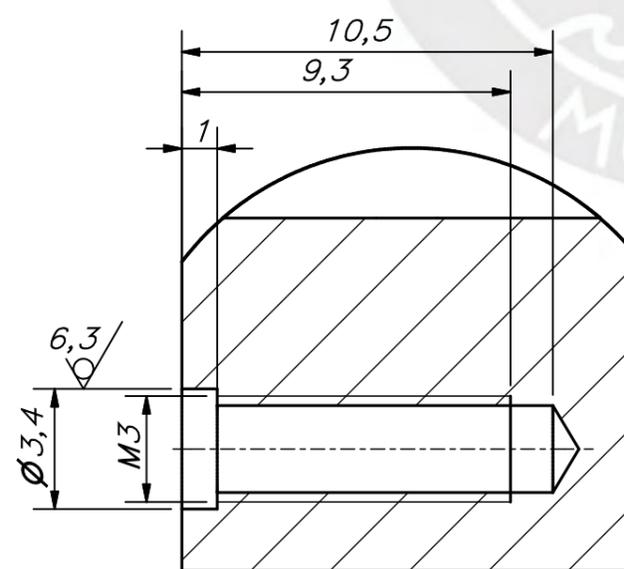
MÓDULO	m	1,88
NÚMERO DE DIENTES	Z	60
NÚMERO VIRTUAL DE DIENTES	Z_n	153
FORMA DEL PERFIL		DIN 876
ÁNGULO DE PRESIÓN	ϕ_n	20
ÁNGULO DE HÉLICE	ψ	43
SENTIDO DE LA HÉLICE		DERECHA
PASO DE LA HÉLICE	p_c	5,9
PROFUNDIDAD DEL DIENTE	h	3.09
ESPESOR DEL DIENTE	w	12,7
REDONDEO EN LA BASE DEL DIENTE	R	0,66

DATOS DEL ENGRANAJE

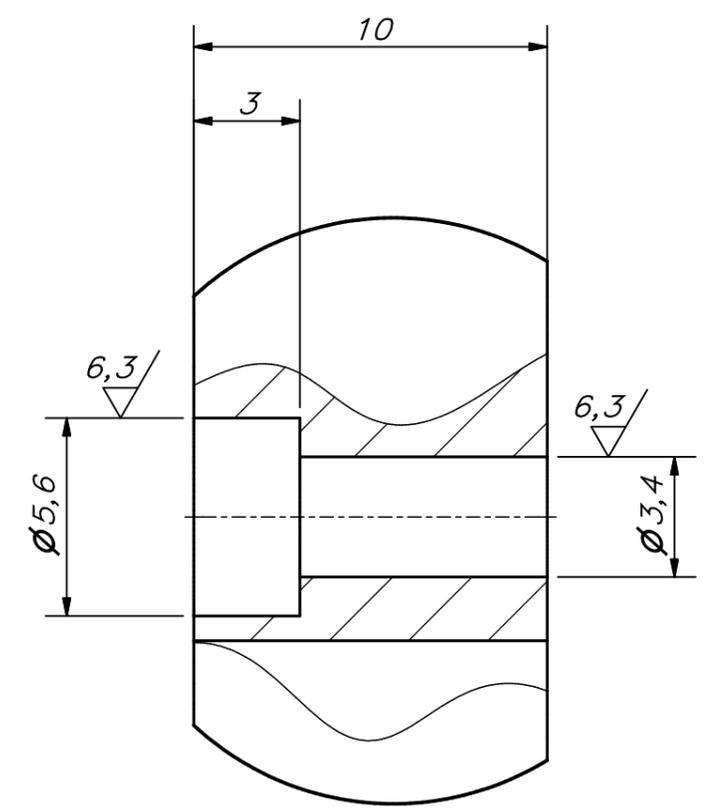
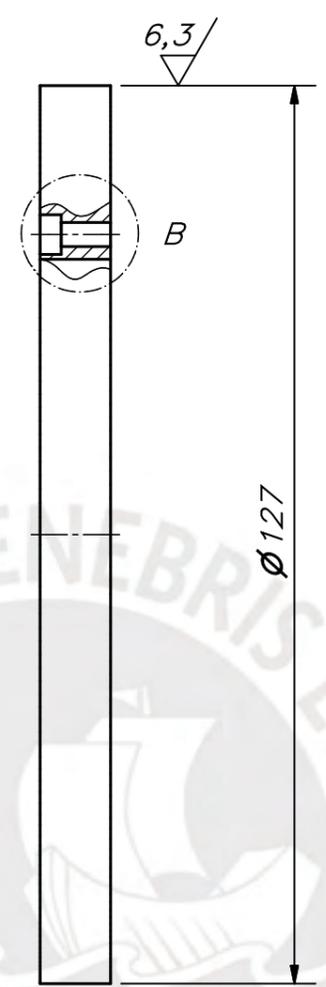
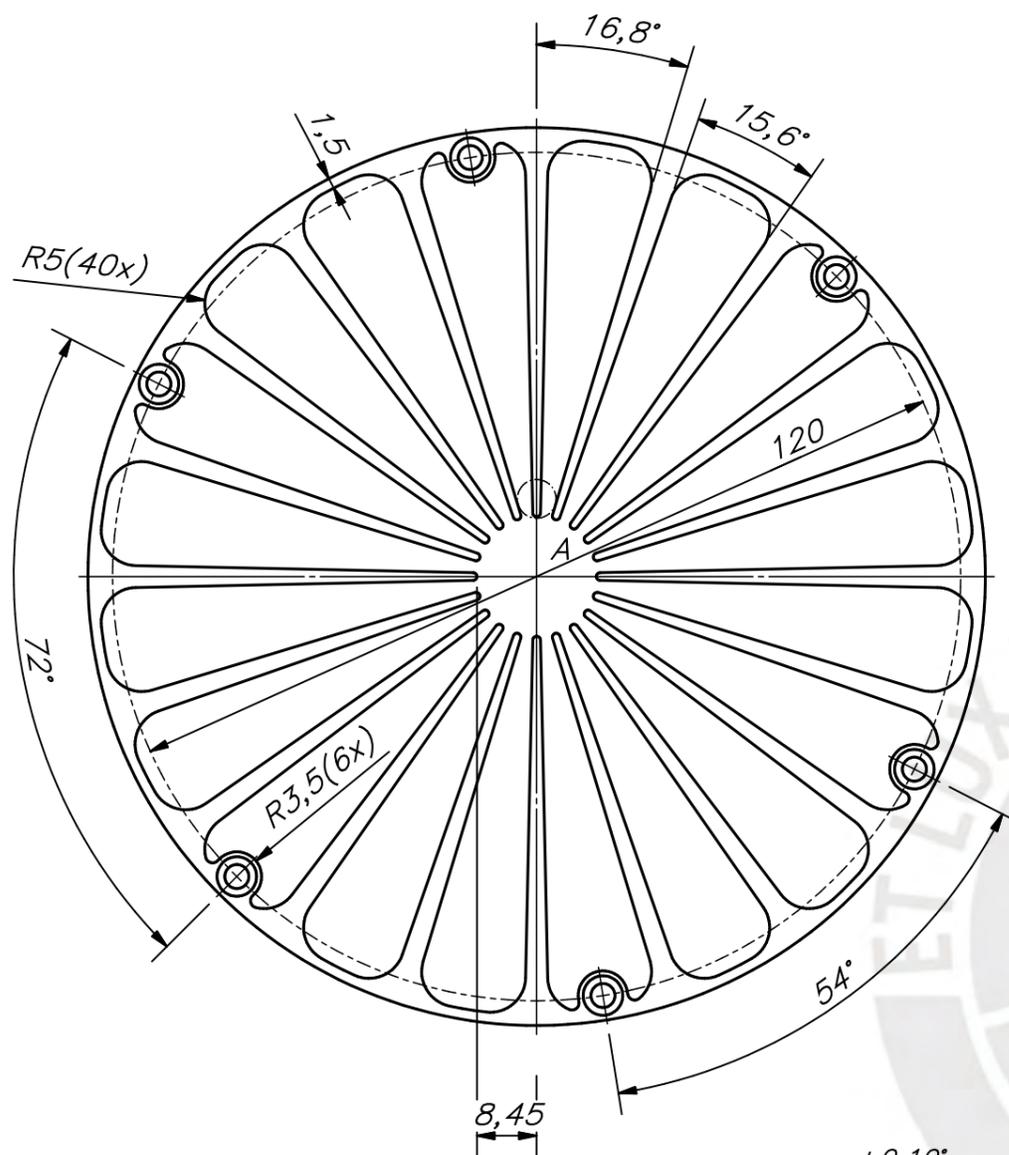
ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt{1}$ ($\sqrt{6,3}$)	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM NYLON 12CF
----------------------------------------------------	--------------------	----------------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

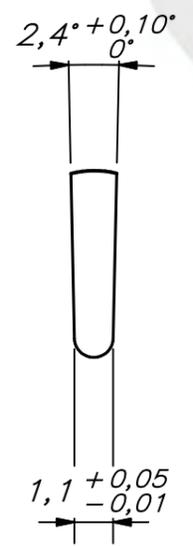
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER ENGRANAJE HELICOIDAL ANULAR 1	ESCALA 1:1
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	FECHA: 2020.11.20
		PLANO: PD-A3-21



DETALLE B
ESCALA 5 : 1



DETALLE B
ESCALA 5 : 1



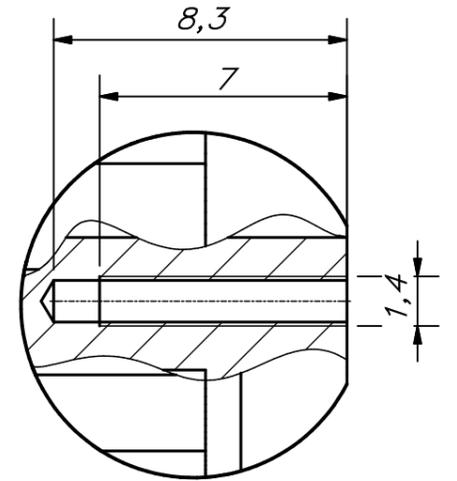
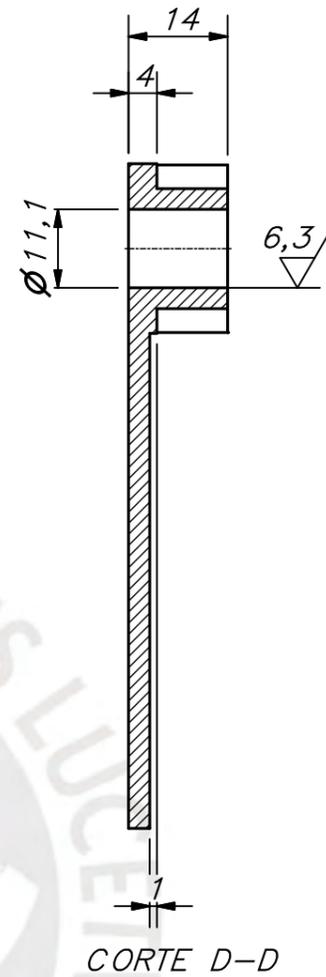
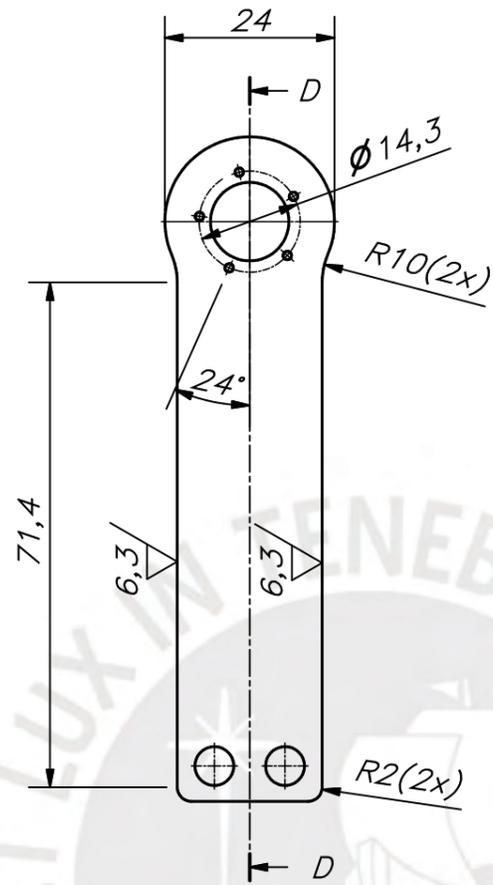
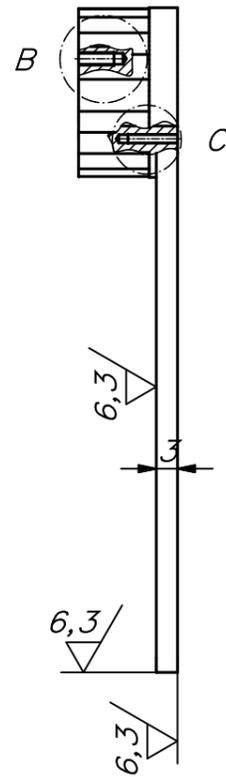
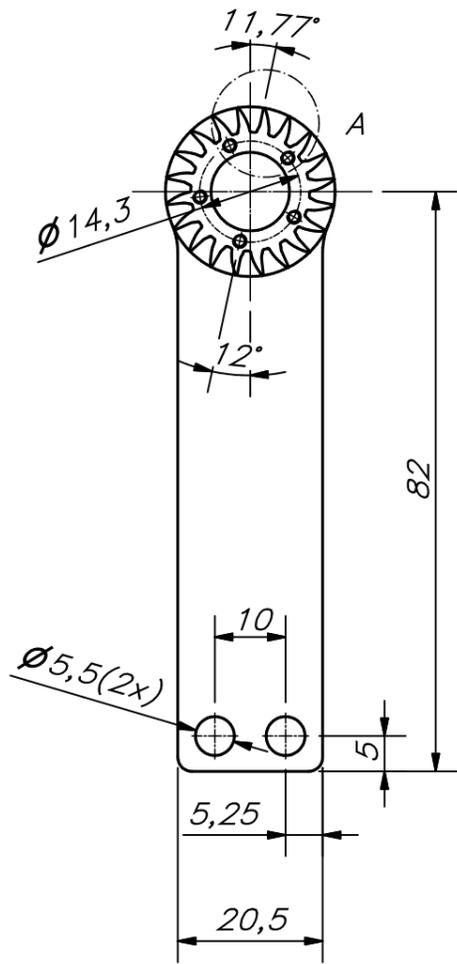
DETALLE A
ESCALA 5 : 1

REDONDEOS NO SEÑALADOS R1

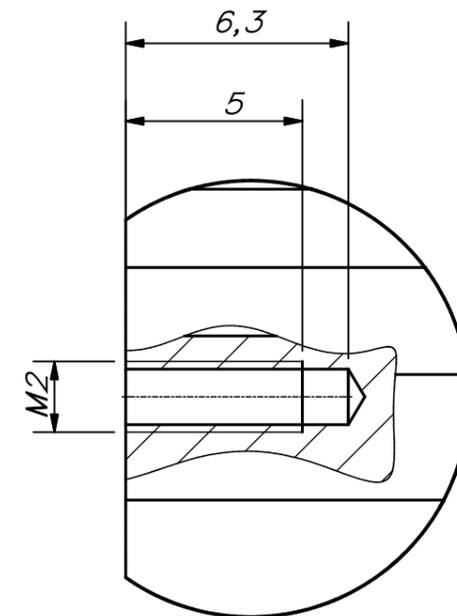
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

2,4	2,5	2,4
1,1	1,15	1,09
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

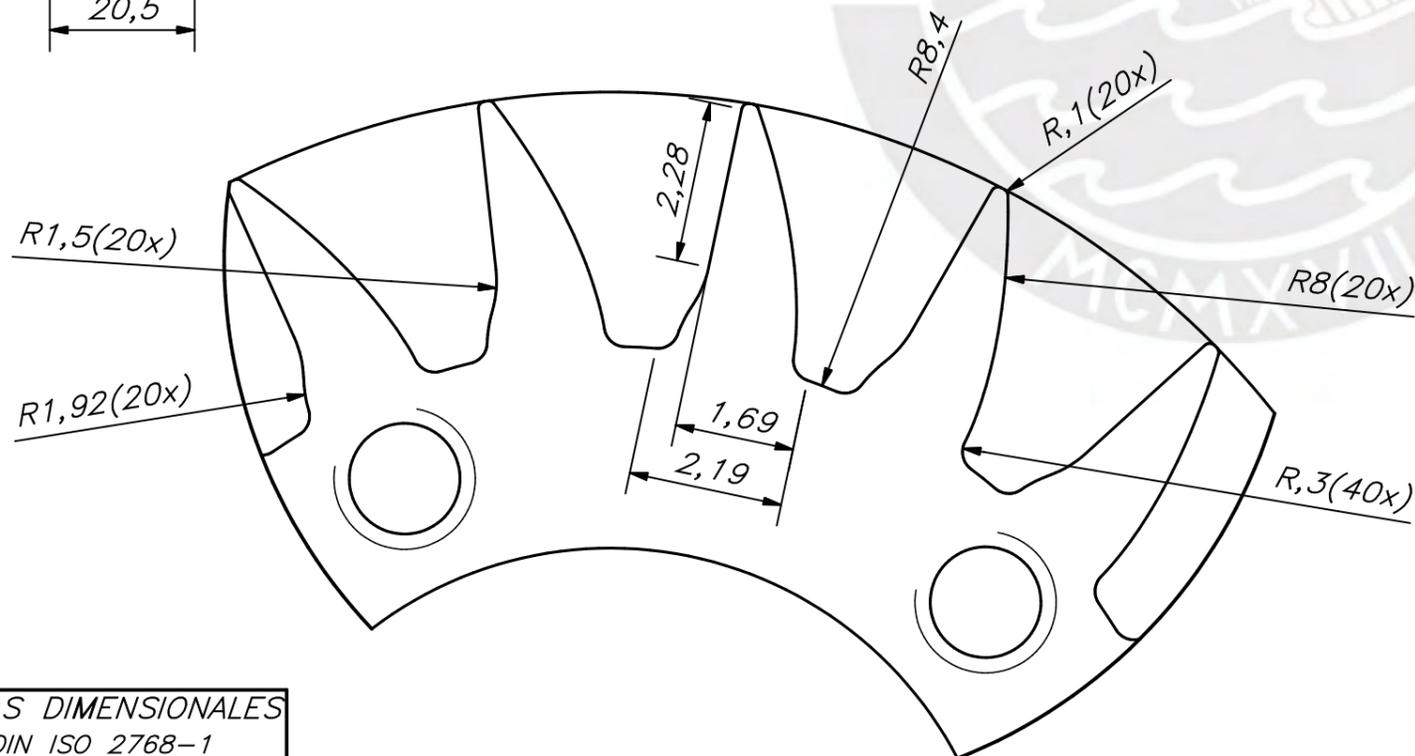
ACABADO SUPERFICIAL 1,6/ (6,3/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO	MATERIAL ACERO MARAGING 300
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 1:1
RESORTE DE TORSIÓN		FECHA: 2020.11.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A3-22



DETALLE C
ESCALA 5 : 1



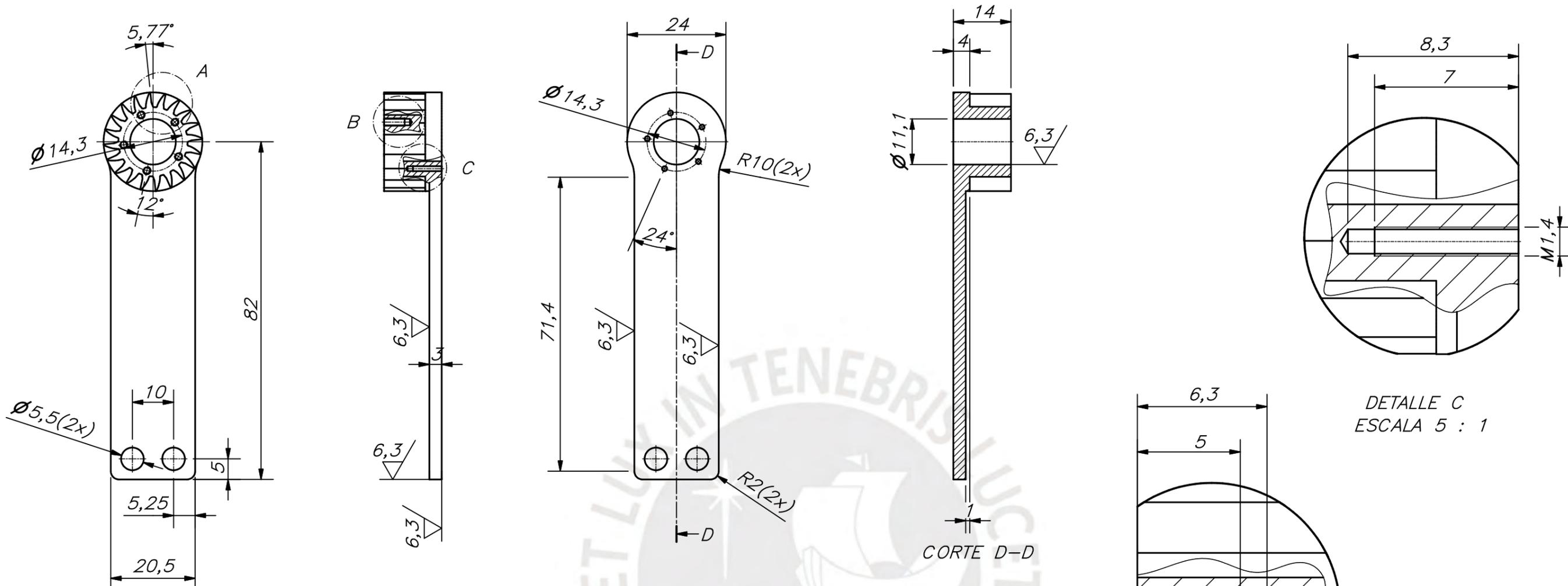
DETALLE B
ESCALA 5 : 1



DETALLE A
ESCALA 10 : 1

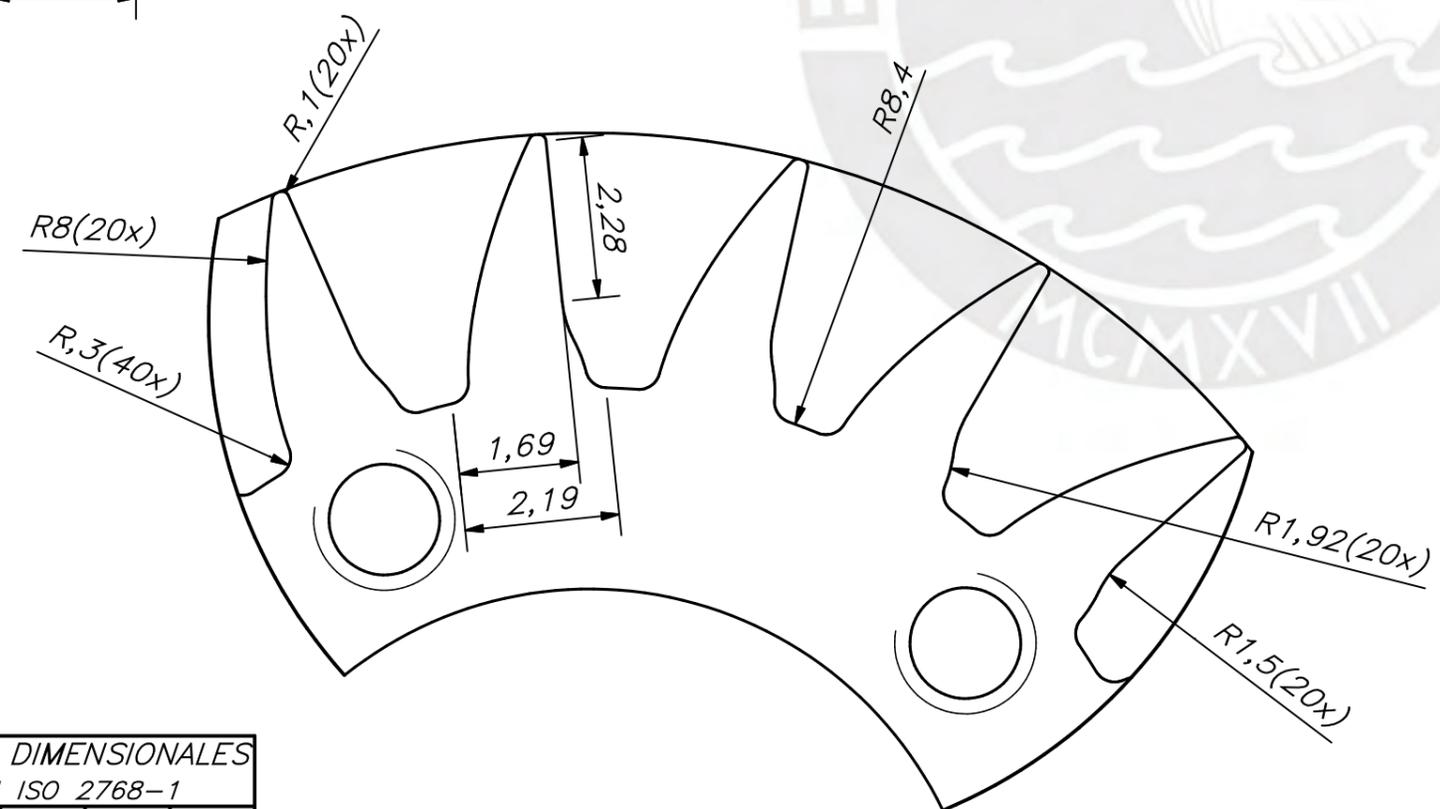
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1				
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/ (6,3/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO	MATERIAL ACERO INOXIDABLE 17-4 PH H1400
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER CONEXIÓN ACTUADOR - ESTRUCTURA IZQUIERDA	ESCALA 1:1
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	FECHA: 2021.02.25 PLANO: PD-A3-23



DETALLE C
ESCALA 5 : 1

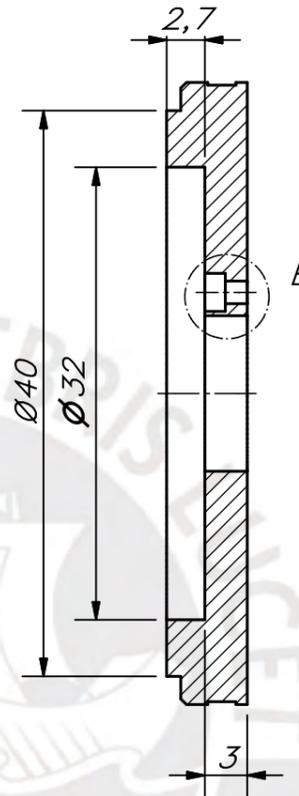
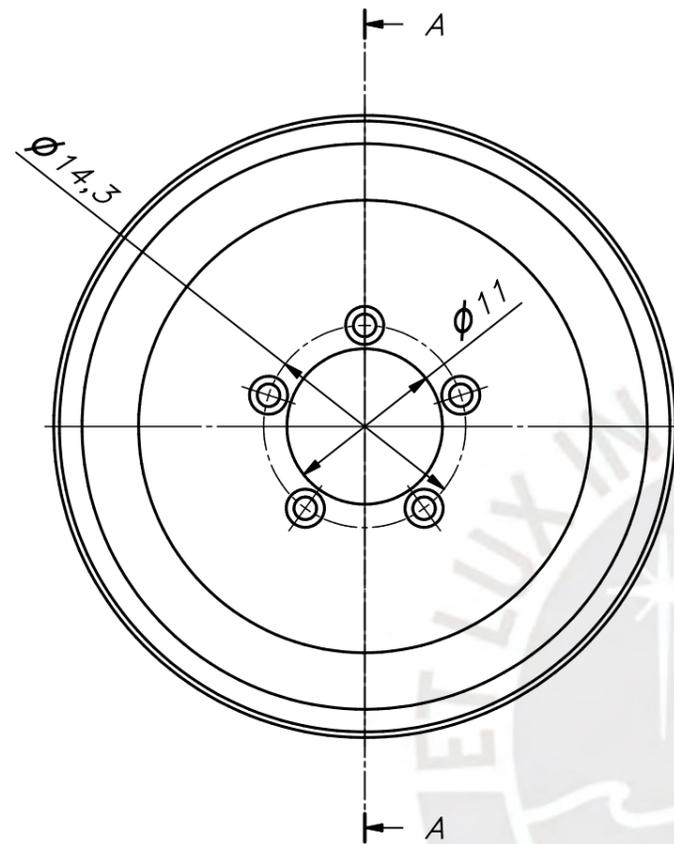
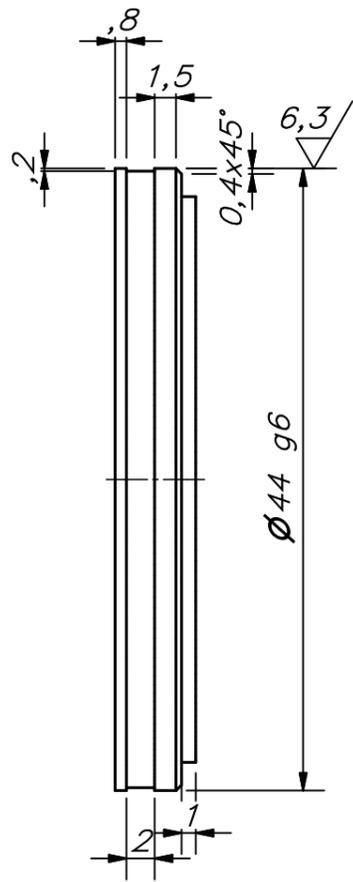
DETALLE B
ESCALA 5 : 1



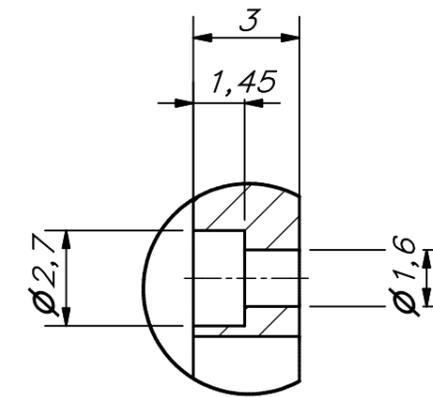
DETALLE A
ESCALA 10 : 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1				
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3

ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / (6,3 /)	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO	MATERIAL ACERO INOXIDABLE 17-4 PH H1400
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER CONEXIÓN ACTUADOR - ESTRUCTURA DERECHA	ESCALA 1:1
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	FECHA: 2021.02.25 PLANO: PD-A3-24



CORTE A-A

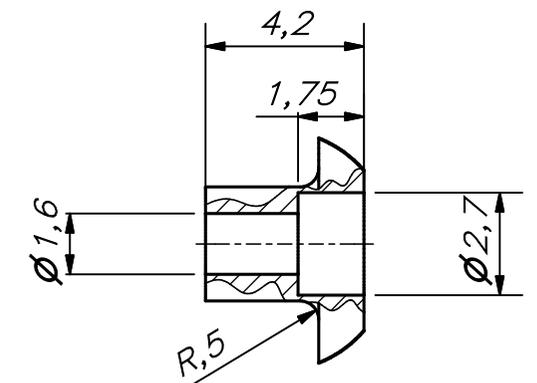
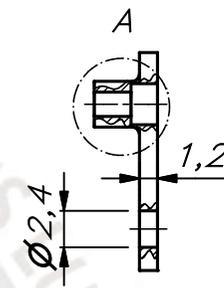
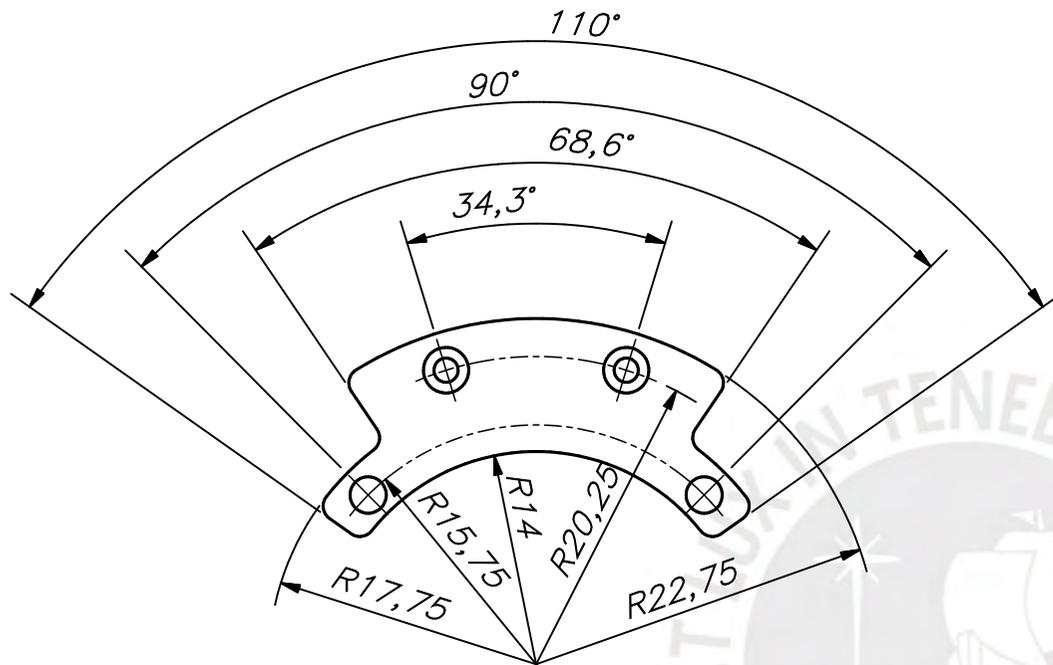


DETALLE B
ESCALA 5 : 1

NOTA:

- SOLO EL EJE EN DONDE SE INDICA LA TOLERANCIA ES MECANIZADO, EL RESTO DE LA PIEZA ES MANUFACTURADO EN UNA IMPRESORA 3D

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/ (6,3/)	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM PLA						
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA								
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER SOPORTE ANILLO MAGNÉTICO	ESCALA 2:1						
<table border="1"> <tr> <td>44</td> <td>43,991</td> <td>43,975</td> </tr> <tr> <td>COTA NOMINAL</td> <td>COTA MÁXIMA</td> <td>COTA MÍNIMA</td> </tr> </table>		44	43,991	43,975	COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA	FECHA: 2020.11.20
44	43,991	43,975						
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA						
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A3-25						

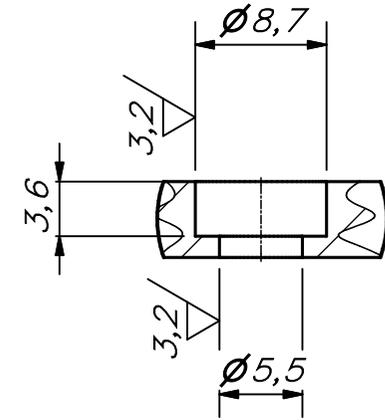
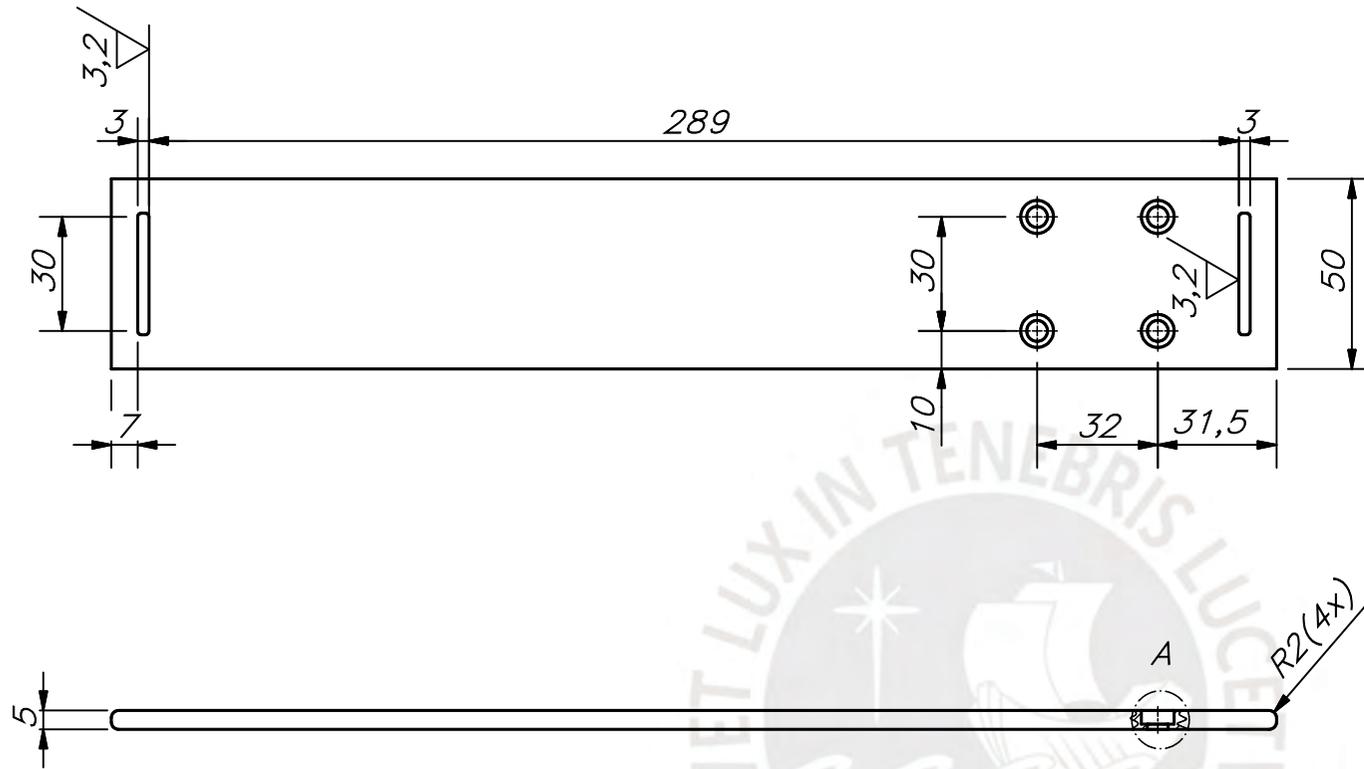


DETALLE A
ESCALA 5 : 1

NOTA:
- COMPLETAMENTE MANUFACTURADO EN
UNA IMPRESORA 3D

REDONDEOS NO SEÑALADOS R1

ACABADO SUPERFICIAL 6,3 	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM PLA
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOESQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER SOPORTE SENSORES HALL	ESCALA 2:1
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	FECHA: 2020.11.20
		PLANO: PD-A4-26



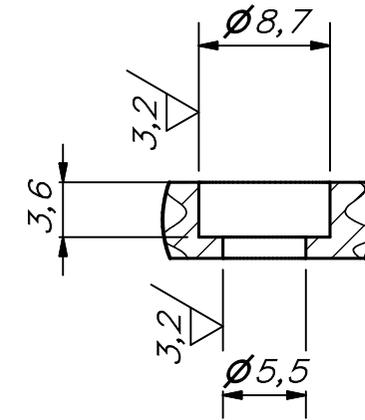
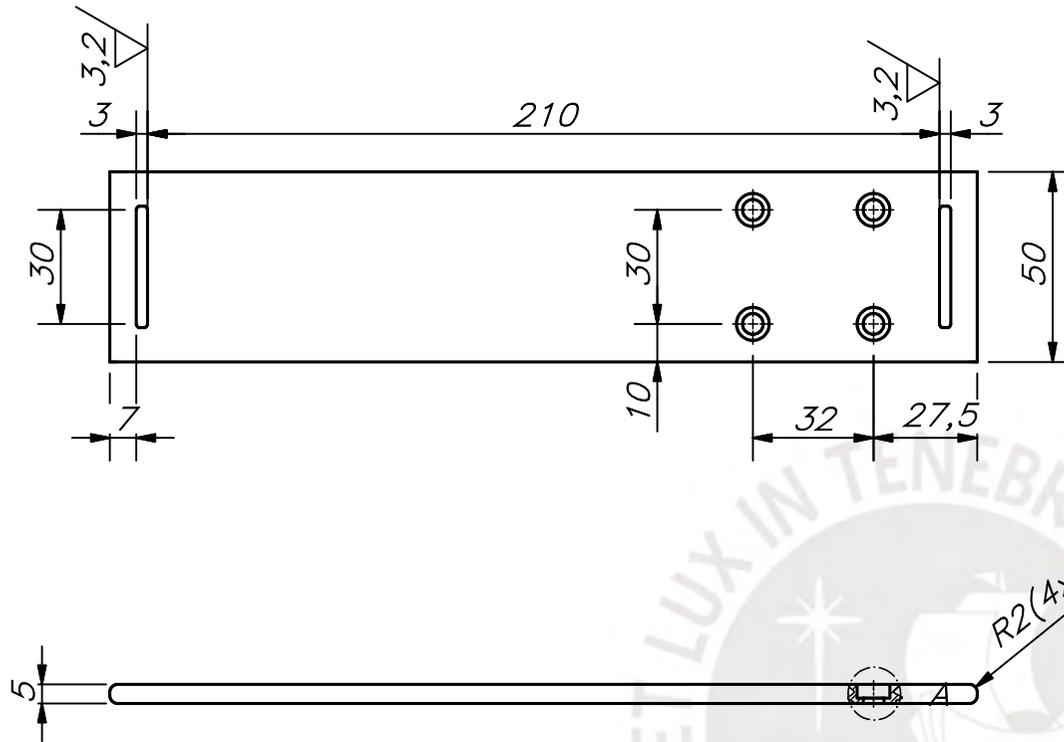
DETALLE A
ESCALA 2 : 1

REDONDEOS NO SEÑALADOS R1

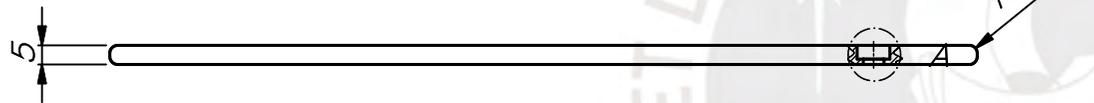
ACABADO SUPERFICIAL 1/ (3,2/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO	MATERIAL ACRÍLICO
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN EXOESQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 1:2
	<h2>SUJECCIÓN MUSLO</h2>	FECHA: 2020.11.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A4-27

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5



DETALLE A
ESCALA 2 : 1

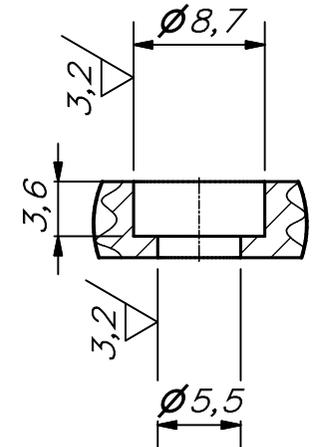
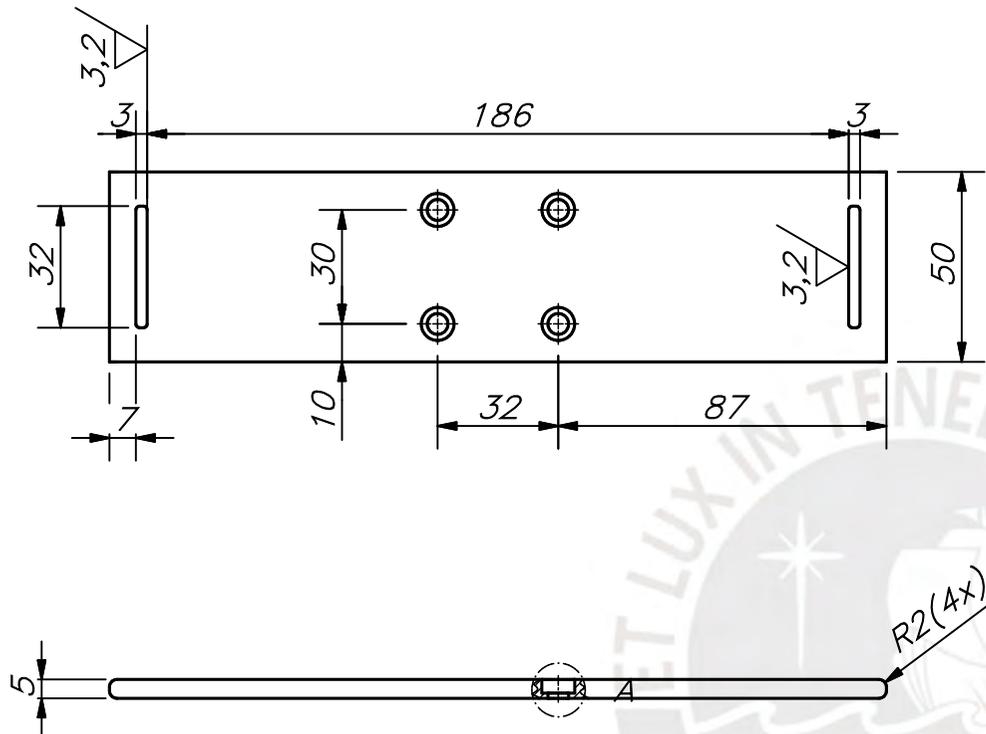


REDONDEOS NO SEÑALADOS R1

ACABADO SUPERFICIAL $1/ (3,2/)$	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO	MATERIAL ACRÍLICO
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 1:2
SUJECCIÓN ARRIBA DE LA RODILLA		FECHA: 2020.11.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A4-28

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

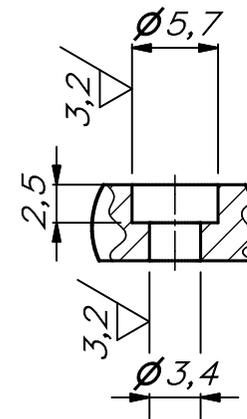
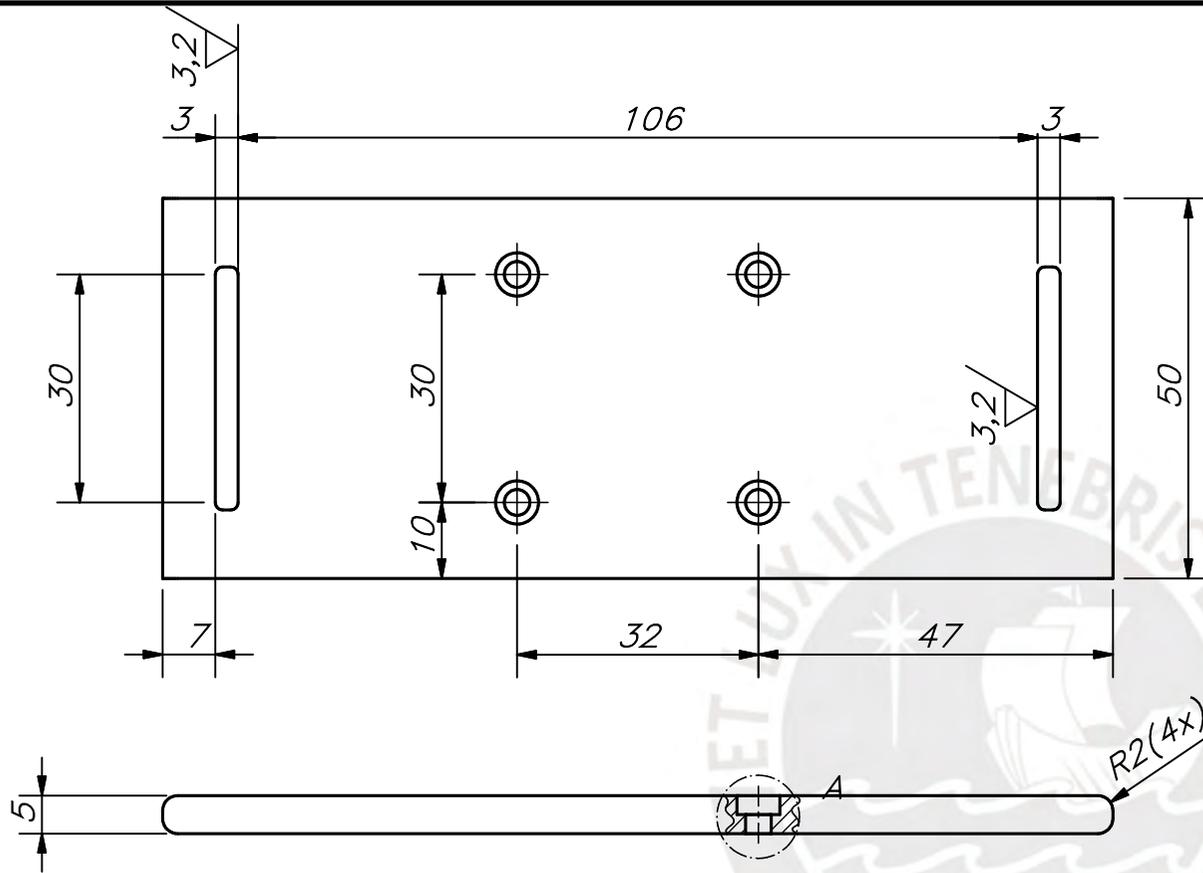


DETALLE A
ESCALA 2 : 1

REDONDEOS NO SEÑALADOS R1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL 1/ (3,2/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO	MATERIAL ACRÍLICO	
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA			
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOESQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER		ESCALA 1:2
SUJECIÓN PANTORRILLA		FECHA: 2020.11.20	PLANO: PD-A4-29
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO		

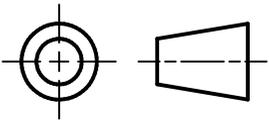


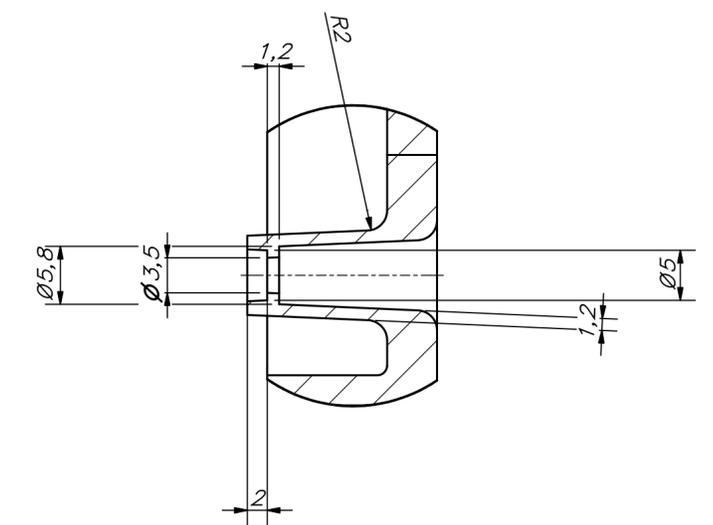
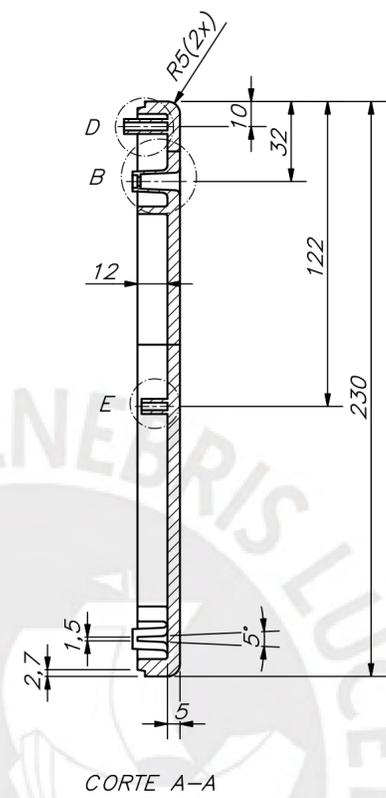
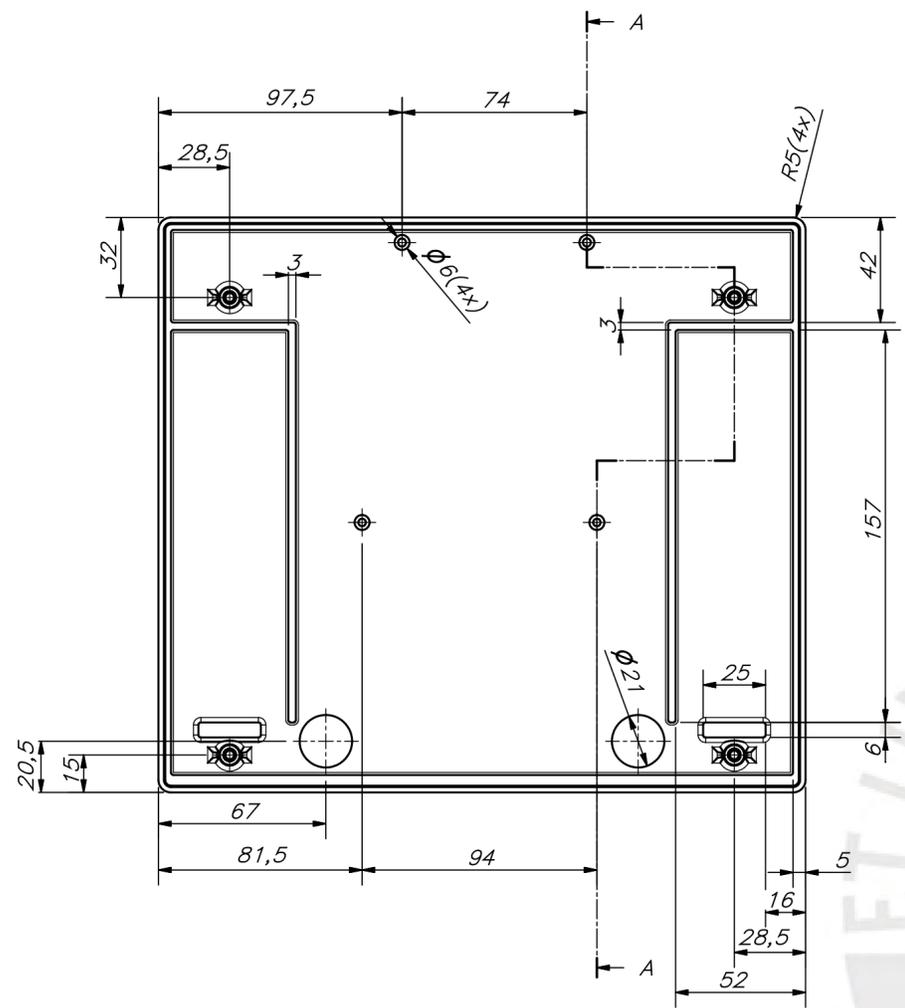
DETALLE A
ESCALA 2 : 1

REDONDEOS NO SEÑALADOS R1

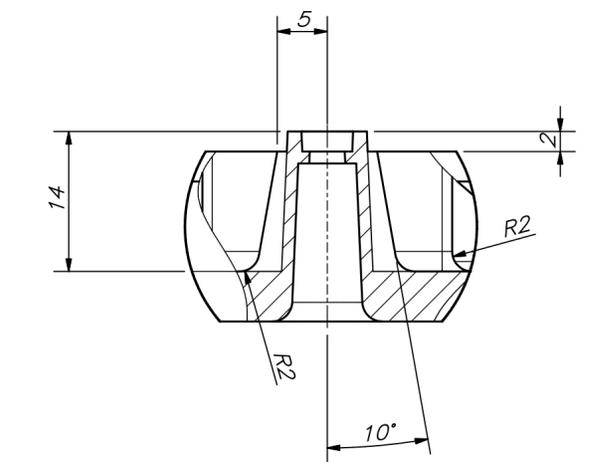
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3

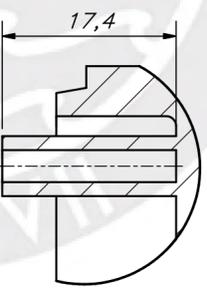
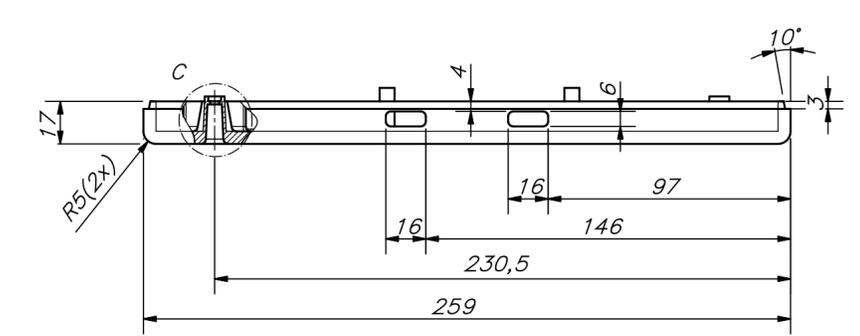
ACABADO SUPERFICIAL 1/ (3,2/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO	MATERIAL ACRÍLICO
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOESQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 1:1
SUJECIÓN TOBILLO		FECHA: 2020.11.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A4-30



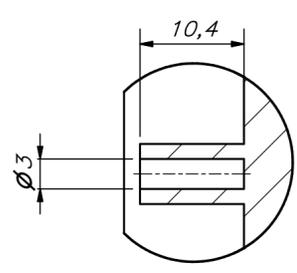
DETALLE B
ESCALA 2 : 1



DETALLE C
ESCALA 2 : 1



DETALLE D
ESCALA 2 : 1

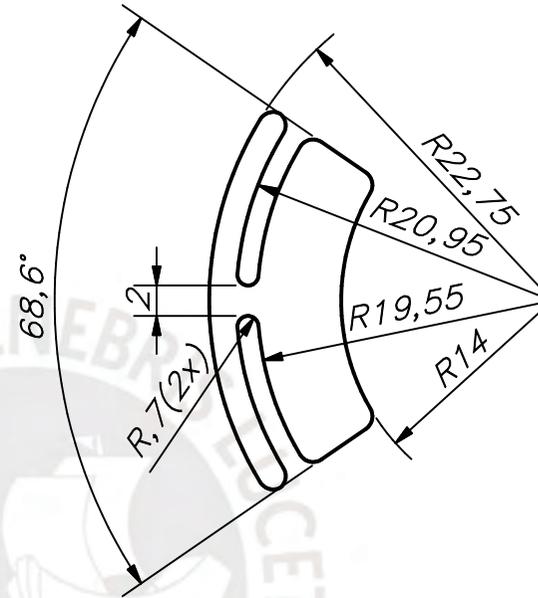
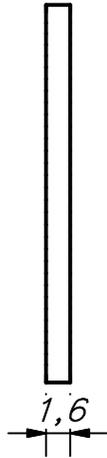


DETALLE E
ESCALA 2 : 1

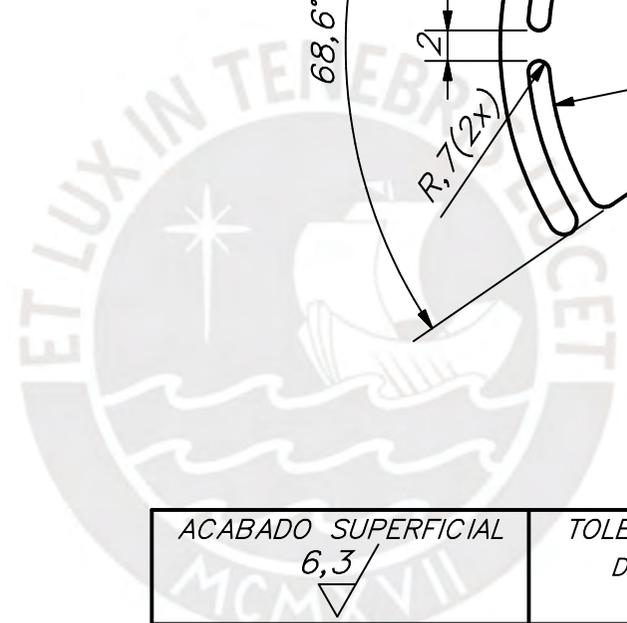
REDONDEOS NO SEÑALADOS R1

NOTA:
- COMPLETAMENTE MANUFACTURADO EN UNA IMPRESORA 3D

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/√	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL FDM ABS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN EXOSQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 1:2
	CARCARA ELECTRÓNICA SUPERIOR	FECHA: 2020.11.20
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A2-31



REDONDEOS NO SEÑALADOS R1



TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2

ACABADO SUPERFICIAL 6,3 	TOLERANCIA GENERAL DIN 2768 MEDIO	MATERIAL BAQUELITA
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN EXOESQUELETO PARA ASISTIR LA ARTICULACIÓN DE LA RODILLA AL CORRER	ESCALA 2:1
	TARJETA SENSORES HALL	FECHA: 2020.01.27
20150323	TORRES RICALDE, DIEGO RODRIGO	PLANO: PD-A4-33