

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
ESCUELA DE POSGRADO



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

DISEÑO MECÁNICO DE UNA PRÓTESIS ACTIVA
TRANSFEMORAL

Tesis para optar el grado de Magister en Ingeniería Mecatrónica

Presentado por:

SAMUEL MEDINA BARRENECHEA

Asesor:

Ph.D. Elizabeth Roxana Villota Cerna

Jurado:

Ph.D. Dante Ángel Elías Giordano

M.Sc. Ericka Patricia Madrid Ruiz

Lima – Perú

2017



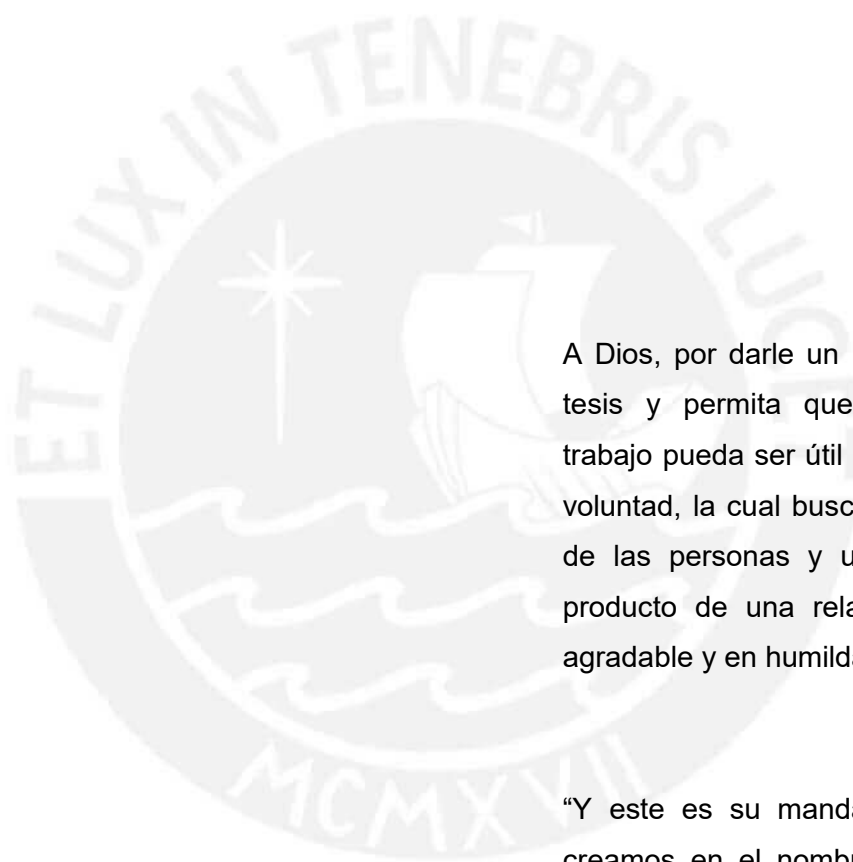
RESUMEN

Las prótesis activas de miembro inferior buscan ejercer sobre el muñón de la persona amputada movimientos y reacciones similares a las que produce un miembro sano. Esto se logra por medio de sistemas que brindan potencia a las articulaciones, a diferencia de las prótesis pasivas. La finalidad de reproducir movimientos y reacciones similares a la de un miembro inferior es reducir el costo metabólico que puede demandar el emplear una prótesis pasiva y reducir las lesiones en otras partes del cuerpo producto de requerir mayor esfuerzo y movimientos anormales para suplir la función que brinda un miembro inferior sano.

El objetivo de este trabajo es presentar el diseño mecánico de una prótesis activa transfemoral. El diseño fue concebido para que la prótesis pueda realizar rutinas de marcha en estado activo. Para rutinas como bipedestación y sedestación la prótesis se comporta de forma pasiva.

El presente trabajo presenta un marco teórico de la marcha de la persona, las características de proyectos actuales de prótesis activas de miembro inferior, un método de obtención de reacciones en las articulaciones a partir de información obtenida de un análisis de marcha y la información de la persona modelo, la aplicación de la metodología de diseño empleada, el diseño de los sistemas de transmisión de potencia y de la estructura, la selección de componentes y el diseño preliminar del sistema de control.

La prótesis diseñada se compone de cuatro partes, denominadas segmentos, y tres articulaciones, de las cuales dos de ellas son activas. Cabe resaltar que se emplearon elementos de almacenamiento de energía para reducir el tamaño de los actuadores y reutilizar la energía emitida por cada articulación.



Dedicado,

A Dios, por darle un propósito a la tesis y permita que el presente trabajo pueda ser útil para hacer su voluntad, la cual busca el bienestar de las personas y una adoración producto de una relación sincera, agradable y en humildad.

“Y este es su mandamiento: Que creamos en el nombre de su Hijo Jesucristo, y nos amemos unos a otros como nos lo ha mandado.”

(1 Juan 3:23)

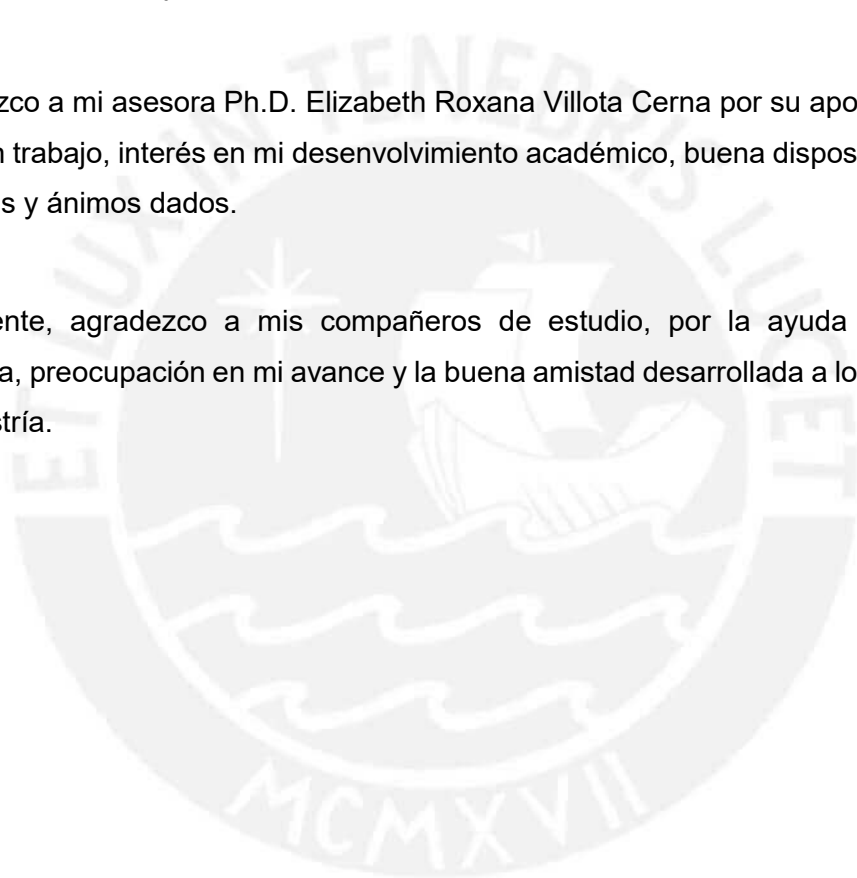
AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradezco a Dios por haberme dado la oportunidad de realizar los estudios de maestría, rodearme de personas que me han ayudado a crecer profesionalmente y, especialmente, permitirme realizar la presente tesis.

Así mismo, agradezco a mis padres Carlos Medina Zea y Florencia Barrenechea de Medina, quienes me animaron a esforzarme y recordar el propósito del trabajo realizado. A mi hermana Belen Medina Barrenechea y abuelo Nicolás Barrenechea Valle, de quienes tuve su apoyo en todo momento.

Agradezco a mi asesora Ph.D. Elizabeth Roxana Villota Cerna por su apoyo en realizar un buen trabajo, interés en mi desenvolvimiento académico, buena disposición y por los consejos y ánimos dados.

Finalmente, agradezco a mis compañeros de estudio, por la ayuda incondicional brindada, preocupación en mi avance y la buena amistad desarrollada a lo largo de toda la maestría.



ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	i
DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
INDICE DE TABLAS	vi
INDICE DE ILUSTRACIONES	vii
LISTA DE SÍMBOLOS	ix
INTRODUCCIÓN	1
I. FUNDAMENTO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE	4
1.1. Marco teórico	4
1.1.1. Unidades del cuerpo humano y movimientos	4
1.1.2. Antropometría	5
1.1.3. Ciclo de marcha	6
1.1.4. Parámetros en la marcha	8
1.2. Estado del arte	10
1.2.1. Prótesis de tobillo existentes	10
1.2.2. Prótesis de rodilla existentes	13
1.2.3. Encaje femoral	15
II. DISEÑO CONCEPTUAL DE LA PRÓTESIS	16
2.1 Exigencias y deseos para el diseño	16
2.2. Elaboración del diseño conceptual	18
2.2.1. Estructura de funciones	18
2.2.2. Matriz morfológica	18
2.2.3. Concepto de solución	21
III. CONSIDERACIONES PREVIAS AL DISEÑO	25
3.1. Cinemática de la pierna	25
3.2. Cinética de la pierna	27
3.3. Cálculos previos al diseño	29
3.3.1. Antropometría de la persona modelo	30
3.3.2. Datos variables en el tiempo de la persona modelo	31
3.3.3. Resultados en el tiempo de la persona modelo	32
IV. DISEÑO DE SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	34
4.1. Diseño de la transmisión de potencia para la rodilla	35
4.1.1. Resortes en paralelo	39
4.1.2. Transmisión de la rodilla	47
4.2. Diseño de la transmisión de potencia para el tobillo	54
4.2.1. Resorte en serie	56
4.2.2. Transmisión del tobillo	61
4.3. Diseño del sistema transmisión de potencia para la articulación metatarsalángica	68

V.	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	73
	5.1. Consideraciones previas	73
	5.1.1. Segmento femoral	75
	5.1.2. Segmento tibial	75
	5.1.3. Segmento del pie y falángico	76
	5.2. Diseño de la estructura	77
VI.	DISEÑO PRELIMINAR DEL SISTEMA DE CONTROL	85
	6.1. Actuadores	85
	6.2. Sensores	86
	6.3. Estructura de control	87
	6.3.1. Nivel alto	88
	6.3.2. Nivel medio	89
	6.3.3. Nivel bajo	90
VII.	PRÓTESIS ACTIVA TRANSFEMORAL Y ESTIMADO DE COSTOS	95
	7.1. Prótesis activa transfemoral	95
	7.1.1. Especificaciones técnicas	98
	7.1.2. Lista de planos	98
	7.2. Estimado de costos	99
	7.2.1. Costo de fabricación	99
	7.2.2. Costo de diseño	100
	7.2.3. Costo de armado	100
	CONCLUSIONES	104
	TRABAJOS FUTUROS	106
	BIBLIOGRAFÍA	107
	ANEXOS	
	Anexo 1: Prótesis activas transtibiales y transfemorales	
	Anexo 2: Encaje femoral	
	Anexo 3: Lista de exigencias	
	Anexo 4: Estructura de funciones	
	Anexo 5: Matriz morfológica de la prótesis	
	Anexo 6: Conceptos de solución de la prótesis	
	Anexo 7: Funciones de transferencia	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla	Título
1.01	Datos antropométricos de la pierna y pie
2.01	Matriz morfológica
2.02	Calificación de los conceptos de solución de la prótesis
3.01	Parámetros de la persona modelo
4.01	Iteración de resorte RO
4.02	Iteración de resorte RE
4.03	Rodamientos de agujas con aros mecanizados con pestañas, con aro interior
4.04	Factores de seguridad estática s_0 para rodamiento
4.05	Husillo de bolas DIN 69051
4.06	Rodamientos de bolas de contacto angular
4.07	Rodamientos radial de bolas
4.08	Iteración de resorte del sistema de transmisión de potencia del tobillo
4.09	Husillo de bolas miniatura SD/BD/SH
4.10	Iteración de resorte del sistema de transmisión de potencia de la articulación metatarsfalángica
5.01	Especificaciones del aluminio AA2024 T4
5.02	Determinación de las fuerzas en los apoyos N', M' y G'
5.03	Dimensiones de las secciones de la estructura
6.01	Especificaciones técnicas de los actuadores
6.02	Sensores y señales requeridas en la estructura de control de la prótesis
6.03	Coeficientes para el control por impedancia de las articulaciones
7.01	Especificaciones técnicas de la prótesis activa transfemoral
7.02	Lista de planos de la prótesis activa transfemoral
7.03	Resumen de costos en nuevos soles (S/.)
7.04	Costos de las operaciones de fabricación
7.05	Costos de los elementos seleccionados
7.06	Materiales y dimensiones de los elementos diseñados
7.07	Costos de los elementos diseñados

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura	Título
1.01	Articulaciones y movimientos de la pierna
1.02	Longitudes de los segmentos del cuerpo expresados como fracción de la altura del cuerpo
1.03	Posición de la pierna derecha durante el ciclo de marcha
1.04	Secuencia de áreas de apoyo en el pie durante la fase estacionaria
1.05	Variación del ángulo de la articulación, momento interno y potencia de las articulaciones de la pierna durante el ciclo de marcha
1.06	Periodos de las articulaciones de la rodilla y tobillo durante la marcha
1.07	Prótesis de tobillo con un grado de libertad
1.08	Prótesis de tobillo con dos grados de libertad en el plano sagital
1.09	Prótesis de tobillo con dos grados de libertad en la articulación del tobillo
1.10	Prótesis de rodillas monocéntricas
1.11	Prótesis de rodillas policéntricas
1.12	Prótesis de rodilla hidráulica
1.13	Prótesis de rodilla con elementos de almacenamiento de energía especiales
2.01	Estructura de funciones del diseño mecánico de la prótesis activa transfemoral
2.02	Vista lateral y posterior del concepto de solución 1
2.03	Vista lateral y posterior de los conceptos de solución 2 y 3
2.04	Vistas de los conceptos de solución 4 y 5
3.01	Esquema de la cinemática de la pierna
3.02	Diagramas de cuerpo libre de los cinco casos de la pierna
3.03	Vectores de fuerza sobre la planta del pie durante la fase estacionaria
3.04	Fuerzas y momentos sobre el modelo de la pierna
4.01	Ubicación de los sistemas de transmisión de potencia
4.02	Variación de momento con respecto del ángulo de giro y de la velocidad angular de la rodilla
4.03	Esquema de la ubicación y disposición del actuador y los resortes en la rodilla
4.04	Variación de X_{STR} y aproximación lineal para los resortes
4.05	Variación de la potencia demandada al STR durante un ciclo de marcha
4.06	Alojamientos de los resortes de la rodilla
4.07	Sistema de enclavamiento
4.08	Partes del actuador del STR
4.09	Variación de la longitud, velocidad, aceleración y fuerza del actuador del STR
4.10	Variación de momento con respecto del ángulo de giro y de la velocidad angular en el tobillo
4.11	Esquema de la ubicación y distribución del actuador y del resorte en el tobillo
4.12	Variación de parámetros del sistema de transmisión de potencia del tobillo.

Figura	Título
4.13	Variación del pico potencia durante un ciclo de marcha respecto a la constante de rigidez k_{SB} del resorte del STB
4.14	Variación de la potencia del actuador de STB durante un ciclo de marcha sin resorte y con resorte de k_{SB} igual a $1,485 \times 10^5$ N/m
4.15	Variación de la deformación del resorte con k_{SB} igual a $1,485 \times 10^5$ N/m durante un ciclo de marcha
4.16	Sistema de la transmisión de potencia del tobillo
4.17	Variación del desplazamiento, velocidad y aceleración del sistema de transmisión de potencia del tobillo y del actuador del sistema de transmisión de potencia del tobillo
4.18	Variación de la fuerza respecto al porcentaje de avance en el STB
4.19	Variación de momento con respecto del ángulo de giro de la articulación metatarsofalángica
4.20	Esquema de la ubicación del sistema de transmisión de potencia de la articulación metatarsofalángica
4.21	Variación de la fuerza respecto de la longitud X_{STM} de la articulación metatarsofalángica
4.22	Sistema de transmisión de potencia de la articulación metatarsofalángica
5.01	Estructura de la prótesis
5.02	Segmento femoral
5.03	Segmento tibial
5.04	Segmento del pie y falángico
5.05	DCL de los segmentos de la prótesis
5.06	DCL de la estructura del segmento femoral y del eje de los alojamientos de los resortes RO y RE
5.07	Modelo generalizado de la viga de la estructura
5.08	Factores de seguridad del segmento tibial
5.09	Factores de seguridad del segmento del pie
6.01	Ubicación de los elementos de los actuadores de la rodilla y tobillo
6.02	Ubicación de los sensores en la prótesis
6.03	Estructura de control para la prótesis activa transfemoral
6.04	Migración entre rutinas en el nivel alto de control
6.05	Máquina de estados finitos del tobillo para el control del nivel medio
6.06	Máquina de estados finitos de la rodilla para el control del nivel medio
6.07	Esquema del modelo mecánico del Sistema de Transmisión de Potencia del Tobillo
6.08	Esquema del modelo mecánico del Sistema de Transmisión de Potencia de la Rodilla
6.09	Lazos de control del STB
6.10	Lazo de control de torque del STR
7.01	Diseño final de la prótesis activa transfemoral

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descripción	Unidad
$A_{\text{vast núcleo}}$	Área del núcleo del vástago	[mm ²]
a_h	Aceleración lineal del husillo	[m/s ²]
B	Fricción viscosa en el eje del motor	[N.m.s/rad]
B_{rod}	Ancho del rodamiento	[mm]
C_a	Relación entre diámetros del resorte	
C_R	Capacidad de carga dinámica del rodamiento	[kN]
D_R	Diámetro nominal del resorte	[mm]
d_{0-h}	Diámetro de nominal del husillo	[mm]
d_{2-h}	Diámetro de raíz del husillo	[mm]
d_a	Diámetro del alambre del resorte	[mm]
d_{eje}	Diámetro del eje para rodamiento	[mm]
F_{ActR}	Fuerza del actuador del STR	[N]
F_a	Fuerza alternante del resorte	[N]
F_{cierre}	Fuerza de cierre del resorte	[N]
F_h	Fuerza del husillo	[N]
F_{kpR}	Fuerza del resorte del STR	[N]
F_m	Fuerza media del resorte	[N]
F_{mh}	Fuerza media equivalente del husillo	[N]
F_n	Carga un porcentaje del ciclo de marcha en el husillo	[N]
F_s	Fuerza del contacto con el suelo	[N]
F_{STB}	Fuerza del STB	[N]
F_{STM}	Fuerza del STM	[N]
F_{STR}	Fuerza del STR	[N]
$F_{\text{servomotor}}$	Fuerza producida por el servomotor	[N]
$F_{\text{sup.dent}}$	Fuerza producida por la superficie dentada	[N]
F_{ch}	Fuerza de pandeo del husillo	[N]
FS	Fuerza del suelo	[N]
FS_a	Factor de seguridad a la fatiga del resorte	
FS_{cierre}	Factor de seguridad de cierre del resorte	
f_1	Factor de montaje del husillo	
f_3	Factor de corrección de montaje para pandeo	
G_a	Módulo de rigidez del resorte	[MPa]
i_{ST}	Corriente del motor	[A]
J_B	Inercia del pie y del falange	[g.mm ⁴]
J_h	Inercia del husillo	[g.mm ⁴]
J_m	Inercia del motor	[g.mm ⁴]
J_R	Inercia de la tibia, pie y del falange	[g.mm ⁴]

Símbolo	Descripción	Unidad
K_F	Longitud hacia el centro de masa del segmento femoral	[mm]
K_G	Longitud hacia el centro de masa del segmento falángico	[mm]
K_P	Longitud hacia el centro de masa del segmento del pie	[mm]
K_{res}	Constante de rigidez genérica para resortes	[N/m]
k_M	Constante de rigidez de resorte de STM	[kN/m]
K_T	Longitud hacia el centro de masa del segmento tibial	[mm]
K_t	Constante par del motor	[N.m/A]
k_{pR}	Constante de rigidez de resorte de STR	[kN/m]
k_{sB}	Constante de rigidez de resorte de STB	[kN/m]
L_{10}	Vida útil del rodamiento en millones	[rev]
L_{aB}	Longitud del brazo superior del STB	[mm]
L_{aM}	Longitud del brazo superior del STM	[mm]
L_{aR}	Longitud del brazo superior del STR	[mm]
L_{choque}	Holgura de choque del resorte	[mm]
L_{bB}	Longitud del brazo inferior del STB	[mm]
L_{bM}	Longitud del brazo inferior del STM	[mm]
L_{bR}	Longitud del brazo inferior del STR	[mm]
L_E	Longitud desde el final del encaje femoral hasta la rodilla	[mm]
L_F	Longitud femoral	[mm]
L_f	Longitud total del resorte	[mm]
L_G	Longitud falángica del primer dedo del pie	[mm]
$L_{inicial}$	Deflexión inicial del resorte	[mm]
L_n	Periodo de carga en el husillo	
L_P	Longitud de la planta del pie	[mm]
L_S	Altura de cierre del resorte	[mm]
L_T	Longitud tibial	[mm]
$L_{trabajo}$	Deflexión de trabajo del resorte	[mm]
L_N	Altura del pie	[mm]
L_{TN}	longitud del talón al tobillo	[mm]
$L_{vástago}$	Longitud del vástago	[mm]
l_h	Longitud libre entre los dos apoyos del husillo	[mm]
M_{Bd}	Momento deseado en la articulación del tobillo	[N.m]
M_C	Momento en la trocante mayor	[N.m]
M_M	Momento en la articulación metatarsofalángica	[N.m]
M_R	Momento en la articulación de la rodilla	[N.m]
M_{Rd}	Momento deseado en la articulación de la rodilla	[N.m]
M_T	Momento en la articulación del tobillo	[N.m]
m_h	Masa de la tuerca del husillo	[kg]
N	Coefficiente reducción	

Símbolo	Descripción	Unidad
N_a	Número de espiras efectivas del resorte	
N_t	Número de espiras totales del resorte	
n_{cr}	Velocidad de giro crítica en el husillo	[rpm]
n_h	Velocidad de giro del husillo	[rpm]
P_{ActB}	Potencia entrega por el STB	[W]
P_{ActR}	Potencia entrega por el STR	[W]
P_R	Carga a la que está sometido el rodamiento	[kN]
p	Exponente para el cálculo de vida del rodamiento	
p_h	Paso del husillo	[mm]
q	Coefficiente de transformación del husillo	[mm]
r_{ActR}	Radio de torque del actuador de la rodilla	[mm]
r_B	Radio de torque del tobillo	[mm]
r_{kpR}	Radio de torque del resorte de la rodilla	[mm]
S_{Alt}	Esfuerzo de corte a fatiga para alambre de resortes	[MPa]
S_{c-al}	Esfuerzo máximo de corte para alambre de resortes	[MPa]
S_{t-al}	Resistencia a la tensión para alambres de resortes	[MPa]
s_0	Factor de seguridad estático para rodamientos	
T	Energía cinética de un segmento	[J]
T_1	Torque a la salida del motor	[N.m]
T_2	Torque a la salida del reductor	[N.m]
T_h	Torque a la salida del husillo	[N.m]
T_m	Torque ideal del motor	[N.m]
V	Energía potencial gravitatoria de un segmento	[J]
V_h	Velocidad lineal del husillo	[m/s]
X_{ActB}	longitud del actuador del STB	[m]
X_h	Desplazamiento del husillo	[m]
X_p	Longitud final equivalente al resorte	[m]
X_S	longitud del resorte K_{SB}	[m]
X_{STB}	longitud entre extremos del STB	[m]
X_{STM}	longitud entre extremos del STB	[m]
X_{STR}	longitud entre extremos del STR	[m]
α_h	Aceleración de giro del husillo	[rad/s ²]
γ	Ángulo de barrido del rodamiento	[°]
η_h	Eficiencia del husillo	
η_{pdh}	Eficiencia práctica directa del husillo	
η_{pih}	Eficiencia práctica indirecta del husillo	
η_R	Eficiencia del reductor	
$\lambda_{vástago}$	Esbeltez del vástago del alojamiento del resorte	
μ_h	Fricción en el husillo	

Símbolo	Descripción	Unidad
θ_1	Ángulo que forma el plano horizontal relativo al pie con el talón	[°]
θ_2	Ángulo que forma el plano horizontal relativo al pie con el centro de masa del pie.	[°]
θ_B	Ángulo de la articulación del tobillo	[°]
θ_{Bd}	Ángulo de la articulación del tobillo deseado	[rad]
θ_F	Ángulo del segmento femoral	[°]
θ_M	Ángulo de la articulación metatarsofalángica	[°]
θ_P	Ángulo del segmento del pie	[°]
θ_R	Ángulo de la articulación de la rodilla	[°]
θ'_B	Ángulo del sistema de transmisión de potencia del tobillo	[°]
θ'_M	Ángulo del sistema de transmisión de potencia de la articulación metatarsofalángica	[°]
θ'_R	Ángulo del sistema de transmisión de potencia de la rodilla	[°]
θ_S	Ángulo formado por el brazo del sistema de transmisión y el vector de la fuerza del sistema de transmisión	[°]
θ_T	Ángulo del segmento tibial	[°]
$\sigma_{\text{eje-rod}}$	Esfuerzo máximo del eje del rodamiento	[MPa]
σ_{F-AI}	Esfuerzo de fluencia del aluminio empleado	[MPa]
σ_{Vast}	Esfuerzo en la sección del vástago	[MPa]
$\sigma_{Vast Pand}$	Esfuerzo de pandeo del vástago	[MPa]
$\sigma_{Vast Cierre}$	Esfuerzo máximo de cierre	[MPa]
$\sigma_{Vast Corte Estático}$	Esfuerzo de corte estático del resorte	[MPa]
$\sigma_{Vast Corte Dinámico}$	Esfuerzo de corte dinámico del resorte	[MPa]
Φ_1	Ángulo de giro del eje del motor	[°]
Φ_2	Ángulo de giro del eje el husillo	[°]

INTRODUCCION

La amputación es considerada como un problema de salud pública y es una deficiencia anatómica que trae consigo la disminución de la capacidad funcional de la persona modificando su rol en la sociedad y, también, genera un impacto psicológico, personal y familiar [FARRO *et al.*, 2012].

Según estudio realizado en el Instituto nacional de Rehabilitación “Adriana Rebaza Flores” entre el 2002 y el 2007, la mayoría de pacientes amputados pertenecen a estratos socioeconómicos pobre y de pobreza extrema, siendo pobres no extremos 57,1% y pobres extremos 25,4%. Además, el 48,6% de pacientes amputados proceden de Lima y Callao y el 30,9% de la costa excepto Lima-Callao. Del total de estos pacientes, 78,1% son de miembro inferior y el 53,9% de los pacientes pertenecen al nivel de amputación en miembro inferior arriba de la rodilla, conocido también como amputaciones transfemorales [FARRO *et al.*, 2012].

En la actualidad existen dos tipos de prótesis para las amputaciones transfemorales: la pasiva y la activa. La prótesis pasiva es la más empleada por su bajo costo en el mercado y porque los diseños existentes proveen de gran confort al usuario al ser flexibles en la rodilla y amoldarse a la superficie durante la caminata en la planta del pie. Sin embargo, aún con las cualidades mencionadas, no se obtiene un movimiento natural de la pierna y el usuario necesita realizar esfuerzos anormales en la cadera para poder imitar el impulso natural que se obtiene en las articulaciones de la rodilla y otras articulaciones inferiores [SEGAL *et al.*, 2006].

Por otro lado, la prótesis activa permite que se consiga movimientos similares a los de la pierna y que las articulaciones sean energizadas para emular el torque producido por los músculos, generando así un bajo costo metabólico. Empero, las prótesis activas transfemorales existentes son de precios elevados y de funciones específicas [SEGAL *et al.*, 2006]. Los precios de una prótesis de pierna puede variar de US\$5 000 a US\$50 000 dependiendo de las demandas y su tiempo de vida es de tres a cinco años [MOHNEY, 2017].

En el Perú, según la Primera Encuesta Nacional Especializada sobre Discapacidad 2012 se menciona que en el año 2012 el 3,1% de la población nacional declaró tener al menos una discapacidad de locomoción y/o destreza, esto es 931 mil 993 personas. De ellos el 0,3% emplea prótesis de pierna [INEI, 2014]. La mayoría de estas prótesis son pasivas y, aunque permiten al individuo realizar sus labores cotidianas, no brindan facilidad ni comodidad.

Con todo esto, se concluye que la población peruana con amputaciones transfemorales demanda diseños de prótesis activas que faciliten realizar sus labores y que sean de bajo costo de fabricación, para que personas de bajos recursos puedan acceder a ellas. Por ello, el presente trabajo tuvo como objetivo general realizar el diseño mecánico de una prótesis activa transfemoral de tres grados de libertad que permita al usuario realizar movimientos propios de una marcha normal, bipedestación y sedestación.

Se propusieron nueve objetivos específicos para lograr el objetivo general, los cuales son: estudiar la biomecánica de la pierna durante la marcha normal, realizar el estado del arte de prótesis activas transfemorales, transtibiales y los tipos de encaje femoral, diseñar los mecanismos para las articulaciones de la rodilla, del tobillo y metatarsfalángica, realizar el diseño estructural de la pierna, elaborar el diseño de la transmisión de potencia hacia las articulaciones, seleccionar de elementos del sistema, realizar el diseño preliminar del sistema de control para generar el movimiento en las articulaciones y estimar el costo de fabricación de la prótesis.

El diseño mecánico de la prótesis activa permite al usuario tener una marcha similar a la normal, también realizar las rutinas de bipedestación y sedestación, de manera que otorga al individuo independencia en sus actividades diarias e integración a su rol familiar, social y laboral, formando parte de la población económicamente activa.

Además, el uso de una prótesis activa ayudará al usuario en su rehabilitación psicológica.

La metodología de diseño elegida para el desarrollo de la tesis es la metodología para sistemas mecatrónicos VDI 2206 y la metodología para sistemas mecánicos VDI 2221.



CAPÍTULO I

FUNDAMENTO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE

1.1. Marco teórico

El desarrollo del diseño demanda conocer las partes de las que está compuesto el miembro inferior del humano. Esto engloba el conocimiento de las unidades que la componen, la antropometría, el ciclo de marcha y la variación de las reacciones en las articulaciones.

1.1.1. Unidades del cuerpo humano y movimientos

Durante la caminata el cuerpo humano se puede dividir en dos unidades: la pasajera, que está compuesta por la cabeza, brazos y tronco, y la locomotora, que está compuesta por las dos extremidades inferiores y la pelvis. En la unidad locomotora se encuentran once articulaciones principales: lumbosacral, bilateral de cadera, rodilla, tobillo, subastragalina y metatarsfalángica [PERRY & BURNFIELD, 2010], como se muestra en la figura 1.1(a). Las funciones la unidad locomotora son: propulsión, absorción de choque, estabilidad en la postura y conservación de energía. Los posibles movimientos que se puede realizar en cada junta de la unidad locomotora se muestran en la figura 1.1(b).

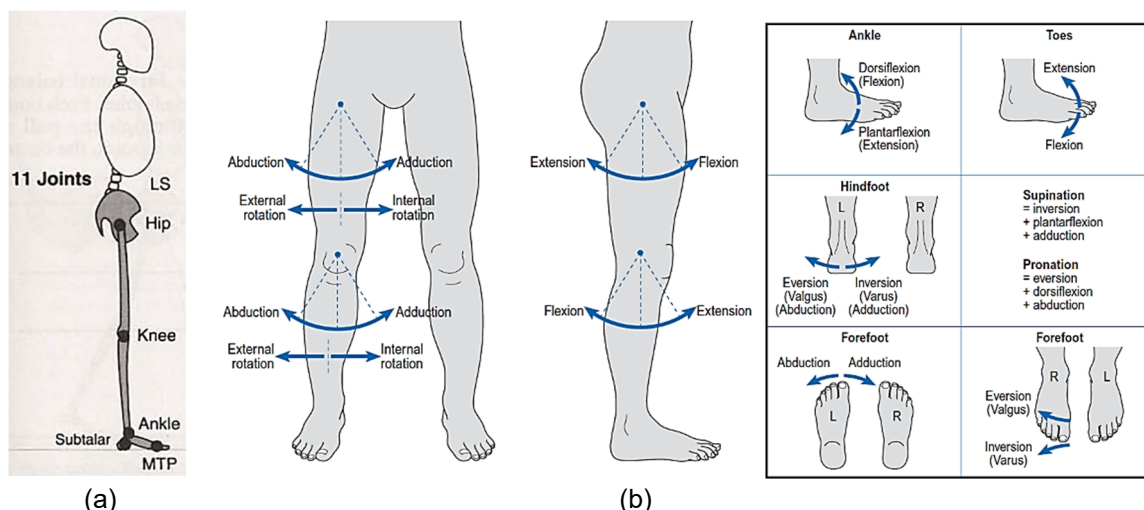


Figura 1.1. Articulaciones y movimientos de la pierna. (a) Once articulaciones envueltas en la unidad locomotora de caminata [PERRY & BURNFIELD, 2010]. (b) Movimientos normales en las piernas [WHITTLE, 2007].

1.1.2. Antropometría

Las dimensiones básicas del cuerpo humano son las longitudes de los segmentos entre cada articulación. Estas longitudes varían con la contextura, sexo y los orígenes raciales [WINTER, 2009]. En la figura 1.2 se muestra un estimado de las longitudes de los segmentos y la locación de los centros de articulación relativos a puntos de referencia anatómicos. Estas se muestran como porcentajes de la altura del cuerpo.

Tabla 1.1. Datos antropométricos de la pierna y pie [WINTER, 2009].

Segmento	Definición	Fracción del peso corporal	Centro de masa/ longitud del segmento		Radio de giro/ Longitud del segmento			Densidad [kg/l]
			Próximo	Distante	C de G	Próximo	Distante	
Pie	Maléolo lateral/ cabeza del metatarso II	0,0145	0,500	0,500	0,475	0,690	0,690	1,10
Segmento tibial	Cóndilo femoral/ maléolo medial	0,0465	0,433	0,567	0,302	0,528	0,643	1,09
Segmento femoral	Trocante mayor/ Cóndilo femoral	0,1	0,433	0,567	0,323	0,540	0,653	1,05
Pierna total	Trocante mayor/ maléolo medial	0,161	0,447	0,553	0,326	0,56	0,650	1,06

Se puede expresar la masa de cada segmento como el porcentaje del total de la masa del cuerpo. La locación del centro de masa está dada como el porcentaje de la longitud del segmento desde el terminal más próximo o más lejano. Para el caso del miembro inferior, se tiene los datos en la tabla 1.1.

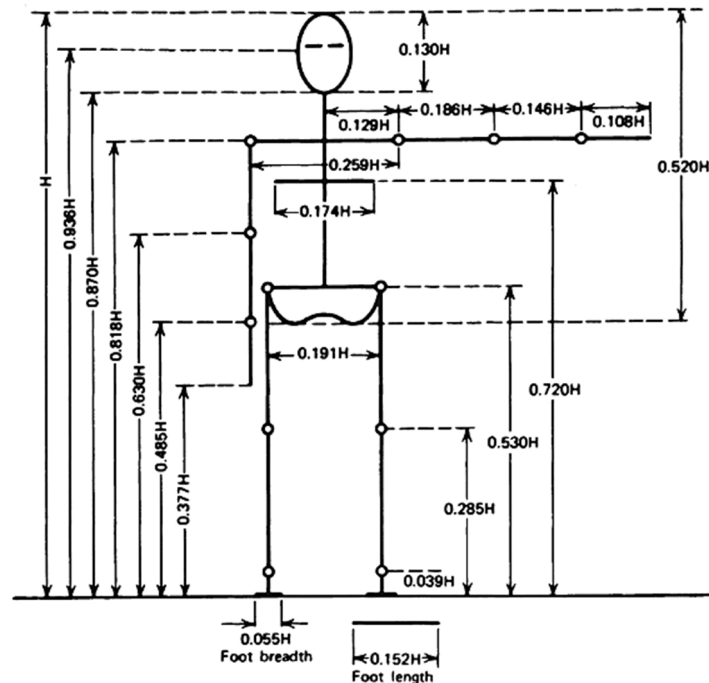


Figura 1.2. Longitudes de los segmentos del cuerpo expresados como fracción de la altura del cuerpo [WINTER, 2009].

1.1.3. Ciclo de marcha

El ciclo de marcha está definido como el intervalo de tiempo entre dos eventos sucesivos de uno de repetitivos eventos al caminar. El ciclo se compone de siete eventos y se repiten de igual manera para ambas piernas solo que la realizan con un desfase del tiempo. Los siete eventos son: contacto inicial (IC), despegue de la punta opuesta (OT), despegue del talón (HR), inicio del contacto opuesto (OI), despegue que de la punta (TO), pies adyacentes (FA) y tibia vertical (TV) [WHITTLE, 2007].

Los siete eventos subdividen el ciclo de marcha en siete periodos. Cuatro de estos periodos pertenecen a una fase denominada fase estacionaria y las otras tres pertenecen a la fase oscilante. La fase estacionaria es cuando el pie tiene contacto con el suelo y la fase oscilante es cuando el pie está moviéndose hacia adelante por el aire. En la fase estacionaria los periodos son: respuesta a la carga, media estancia, estancia

terminal y balance previo. En la fase oscilante los periodos son: balance inicial, mitad del balance y fin del balance. Los eventos, periodos y fases se muestran en la figura 1.3, tomando como referencia la pierna derecha [WHITTLE, 2007].

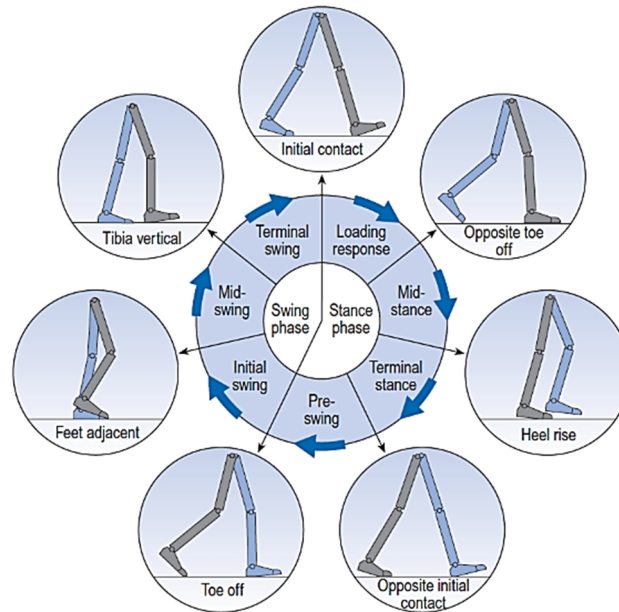


Figura 1.3. Posición de la pierna derecha durante el ciclo de marcha [WHITTLE, 2007].

En la fase estacionaria ocurren cuatro balances, una para cada evento. La figura 1.4 muestra la secuencia de áreas de apoyo en el pie durante la fase estacionaria [PERRY & BURNFIELD, 2010]. Los balances son:

- Balances del talón (LR): Ocurre en el contacto inicial. Al final, el pie está en contacto con el suelo, la tibia está en posición vertical y la rodilla flexionada unos 20°.
- Balance del tobillo (MSt): Punta opuesta afuera. El vector del peso avanza a lo largo de la longitud del pie hasta la cabeza del metatarso.
- Balance del antepie (TSt): Sucede en la elevación del talón. El centro de presión es en la cabeza de los metatarsos. El contorno del metatarso sirve como lugar de balance. Aquí la progresión acelera conforme el peso cae fuera del área de contacto del pie. Esto se debe a que ocurre la mayor fuerza de propulsión durante la marcha.
- Balance de los dedos (PSw): ocurre en el evento de contacto inicial opuesto. Aquí, la mayor parte del margen anterior del antepie y el dedo pulgar sirven como base para acelerar el avance del miembro.

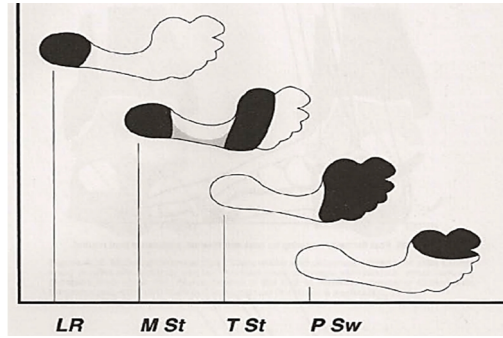


Figura 1.4. Secuencia de áreas de apoyo en el pie durante la fase estacionaria [PERRY & BURNFIELD, 2010].

1.1.4. Parámetros en la marcha

Los parámetros que se dan en las articulaciones de la unidad locomotora son: ángulo de junta, momento interno y potencia de la junta. En la figura 1.5 se da a conocer tres graficas de la variación de cada parámetro durante el ciclo de marcha, donde las abreviaciones empleadas están de acuerdo a la figura 1.3. H1-H3, K1-K4 y A1-A2 indican los picos de consumo de potencia y generación de ella. Además, se considera positivo en las gráficas los momentos: extensión de la cadera, extensión de la rodilla y la flexión plantar.

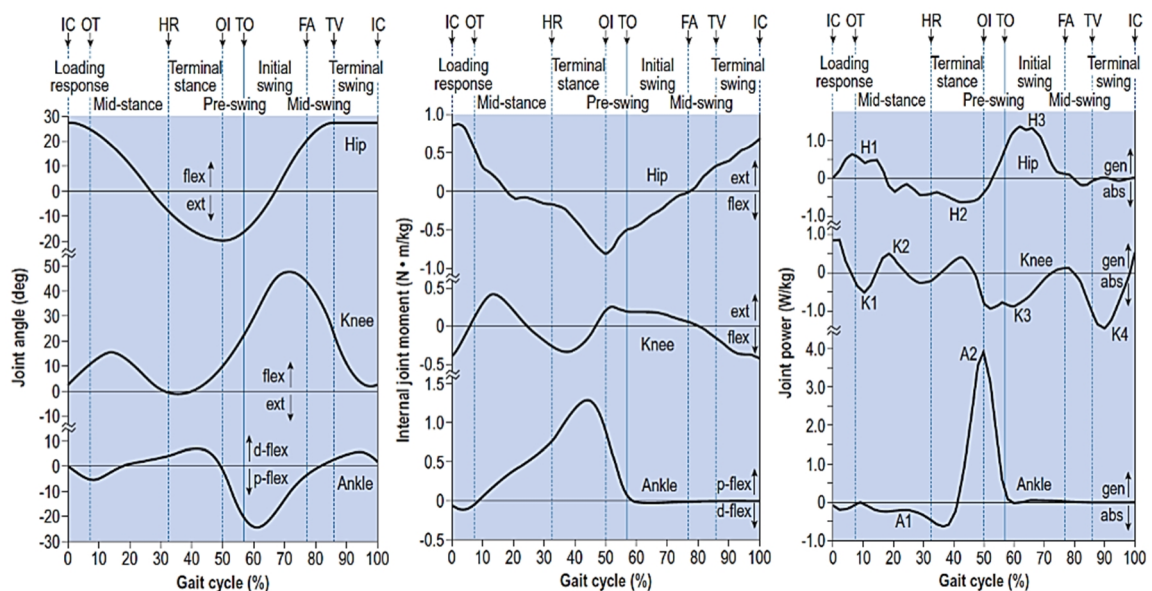


Figura 1.5. Variación del ángulo de la articulación, momento interno y potencia de las articulaciones de la pierna durante el ciclo de marcha [WHITTLE, 2007].

Los siete periodos de la marcha mencionados y la secuencia de balances en la fase estacionaria explicados anteriormente son divisiones del movimiento durante la marcha de una pierna sana desde un punto de vista general. Sin embargo, para conocer mejor el comportamiento de las articulaciones es necesaria una división en periodos hecha de manera particular para cada articulación. Au [Au *et al.*, 2007] y Martinez-Villalpando [MARTINEZ-VILLALPANDO & HERR, 2009] presentan periodos de la articulación del tobillo y de la rodilla, respectivamente, tomando en cuenta sus movimientos propios mencionados en la figura 1.1. Para la rodilla los periodos son: flexión oscilante (FO), extensión oscilante (EO), flexión estacionaria (FE), extensión estacionaria (EE) y oscilación previa (OP). Los periodos del tobillo son: fase oscilante del tobillo (AO), flexión plantar controlada (FC), dorsiflexión controlada (DC) y flexión plantar energizada (PE). Estos periodos de las articulaciones se muestran en la figura 1.6.

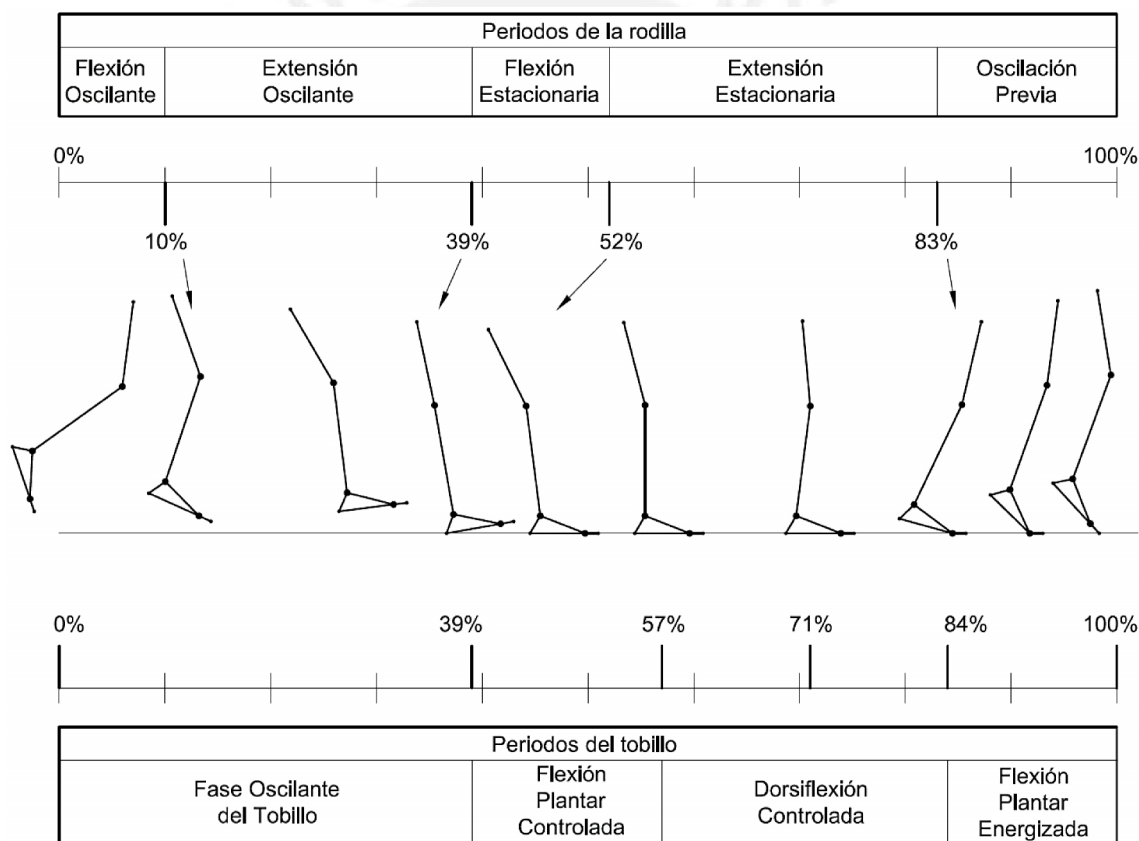


Figura 1.6. Periodos de las articulaciones de la rodilla y tobillo durante la marcha.

1.2. Estado del arte

Actualmente se realizan proyectos de diseño de prótesis activas para miembros inferiores. En ciertas prótesis activas para rodilla se complementa con prótesis de tobillo pasivas para obtener una prótesis de miembro inferior. En otros casos se emplea prótesis de tobillo activas para complementar la extremidad. A continuación se expone la tecnología más relevante empleada en algunas de las prótesis de tobillo y de rodilla. Para tener una descripción más detallada de los proyectos existentes ver Anexo 1. Cabe resaltar que los materiales más empleados para la fabricación de los elementos son: aluminio 6061, aluminio 7050 y el acero inoxidable AISI 316. En el capítulo, también, se hace una mención de los diferentes tipos de encajes femorales existentes.

1.2.1. Prótesis de tobillo existentes

En primer lugar se puede clasificar las prótesis según sus grados de libertad. Tres ejemplos de ellas con un grado de libertad en el tobillo se aprecian en la figura 1.7, todas con movimientos únicamente en el plano sagital. La prótesis realizada por el proyecto CYBERLEGS prototipo alfa (a) [FLYNN *et al.*, 2015] posee una articulación monocéntrica y una suela rígida. La prótesis desarrollada por Au (b) [AU *et al.*, 2007] posee una articulación monocéntrica y una suela flexible. En cambio, la desarrollada por LaPre (c) [LAPRE *et al.*, 2013] posee una articulación policéntrica, la cual no produce un movimiento natural pero permite distribuir las cargas en el muñón de tal manera que disminuye el dolor por el contacto.

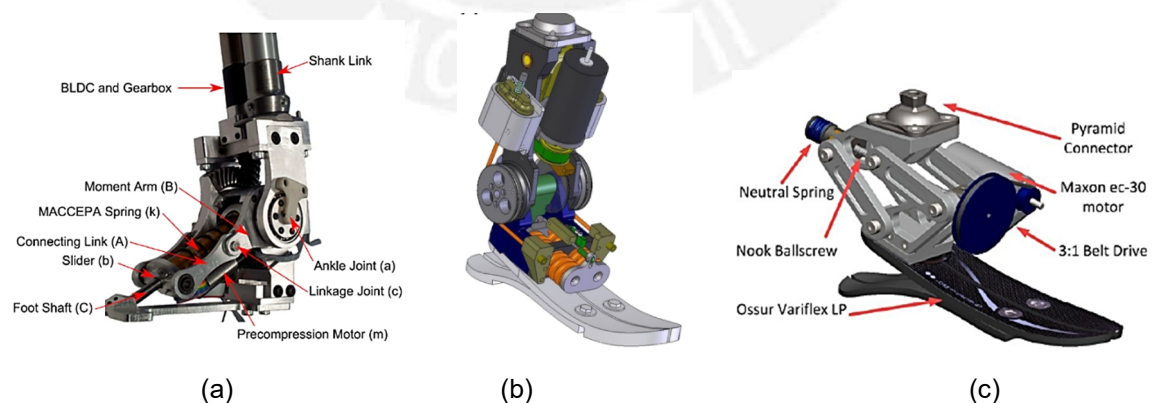


Figura 1.7. Prótesis de tobillo con un grado de libertad. (a) Prótesis de tobillo monocéntrica de suela rígida [FLYNN *et al.*, 2015]. (b) Prótesis de tobillo monocéntrica de suela flexible [AU *et al.*, 2007]. (c) Prótesis de tobillo policéntrica de suela flexible [LAPRE *et al.*, 2013].

Un tipo de prótesis con dos grados de libertad en el plano sagital son las que se muestran en la figura 1.8. Esto se debe a que poseen la articulación metatarsofalángica. La prótesis del proyecto PANTOE 1 (a) [ZHU *et al.*, 2014] posee dos articulaciones controladas de forma independiente. En cambio, la prótesis desarrollada por el proyecto AMP-FOOT 2.0 (b) [CHERELLE *et al.*, 2014] emplea el movimiento de la articulación del tobillo para mover la articulación metatarsofalángica.

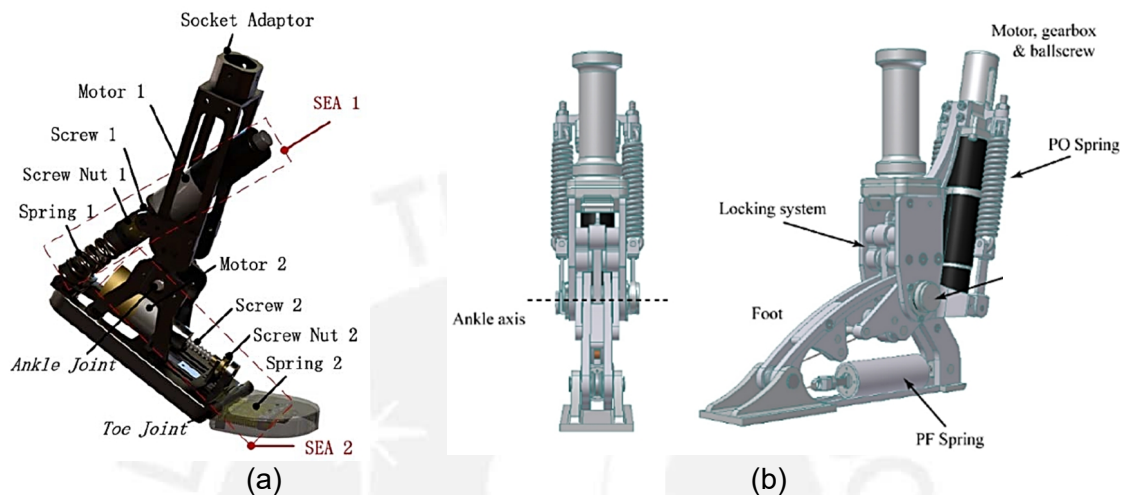


Figura 1.8. Prótesis de tobillo con dos grados de libertad en el plano sagital. (a) Prótesis de tobillo con grados de libertad controlados [ZHU *et al.*, 2014]. (b) Prótesis de tobillo con un grado de libertad controlado [CHERELLE *et al.*, 2014].

Existen, también, prótesis que permiten realizar los movimientos de dorsiflexión y plantar flexión, como se muestra en la figura 1.9. Ello se logra a través de dos tipos de articulaciones. Una de ellas es por medio de una unión universal, como es el caso de la prótesis que pertenece al proyecto llamado SPARKy 3 (a) [BELLMAN *et al.*, 2008], que emplea sistemas de palanca para transmitir movimiento. También está la prótesis desarrollada por Ficanha y Rastgaar (b) [FICANHA & RASTGAAR, 2014], el cual usa una unión universal y poleas para lograr los movimientos. Otro tipo de articulación es por medio de una unión esférica, como es el caso de la prótesis desarrollada por Masum (c) [MASUM *et al.*, 2014], en la que solo los movimientos en el plano sagital son energizados.

Debido a que la potencia en el tobillo varía a lo largo del ciclo de marcha, ver figura 1.5, se emplean elementos de almacenamiento de energía para aprovechar la energía entregada a la articulación durante el periodo en el que se realiza el primer contacto del talón con el piso, para después liberarla en el impulso al acabar la fase estacionaria. Los

tipos de resortes vistos son los resortes lineales en espiral y los resortes tipos Belleville empleados en el proyecto AMP-FOOT 2.0. La disposición de ellos respecto al actuador varía según su utilidad, pueden estar en paralelo o en serie con él.

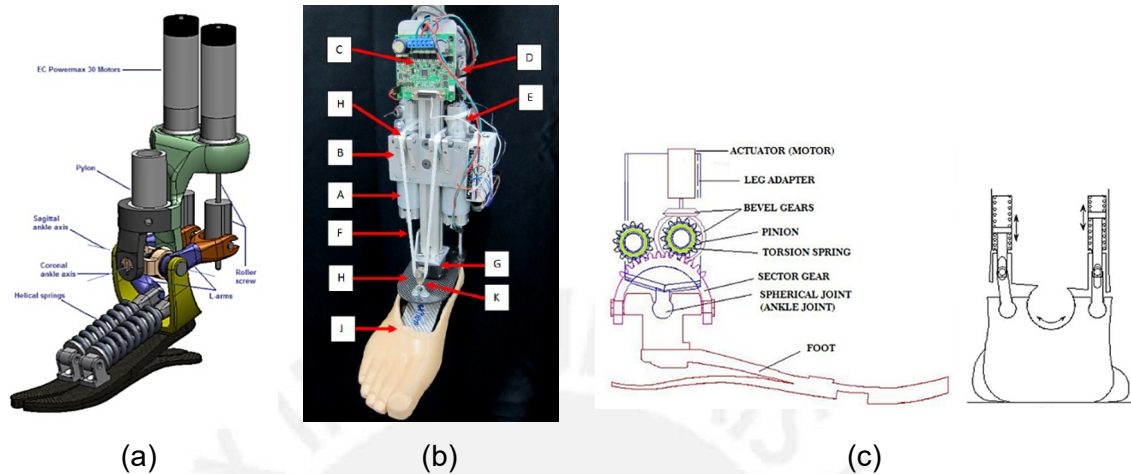


Figura 1.9. Prótesis de tobillo con dos grados de libertad en la articulación del tobillo. (a) Prótesis de tobillo con unión universal y palancas [BELLMAN *et al.*, 2008]. (b) Prótesis de tobillo con unión universal y poleas [FICANHA & RASTGAAR, 2014]. (c) Prótesis de tobillo con unión esférica [MASUM *et al.*, 2014].

El uso de actuadores en diversas prótesis es variado dependiendo de la articulación. En el caso del SPARKy 3 se utilizan dos actuadores para conseguir dos tipos de movimiento en una articulación. En el caso de PANTOE 1 emplea dos actuadores, uno para cada articulación; mientras que en AMP-FOOT 2.0 se emplea solo uno para mover las dos articulaciones. Es usual ver el empleo de motores rotacionales dc como actuadores unidos a un husillo de bolas para conseguir mayor fuerza y tener mayor torque en la articulación. Para la transmisión de potencia se emplean cables con poleas, engranajes, palancas o combinaciones entre ellos. En todos los casos se usa una batería.

Con respecto a los sensores, para medir el giro de las articulaciones se emplean encoders, potenciómetros lineales o rotacionales. También se emplean giroscopios para determinar la fase de la marcha. Para medir las fuerzas en el sistema se emplean sensores de fuerza en la planta y galgas extensiométricas en las uniones para medir el contacto.

1.2.2. Prótesis de rodilla

Las prótesis de rodilla se suelen dividir según el tipo de articulación. Por un lado se tienen las prótesis monocéntricas, las cuales tienen un diseño más sencillo, pero no producen un movimiento similar al natural. En la figura 1.10 se exhiben tres tipos de prótesis monocéntricas. El proyecto AAKP (a) [MARTINEZ-VILLALPANDO *et al.*, 2008] emplea dos actuadores, uno para flexión y otro para la extensión, situados a lo largo del eje de la tibia los cuales mueven un cable que está unida a la rodilla. Cada actuador tiene un resorte en serie. Borjian [BORJIAN *et al.*, 2008] emplea una palanca la cual es movida por husillo de bolas y este, a la vez, es girado por medio de una cadena unida a un motor. Goldfarb (c) [GOLDFARB *et al.*, 2014] usa palancas para mover tanto la articulación de la rodilla, como la del tobillo.

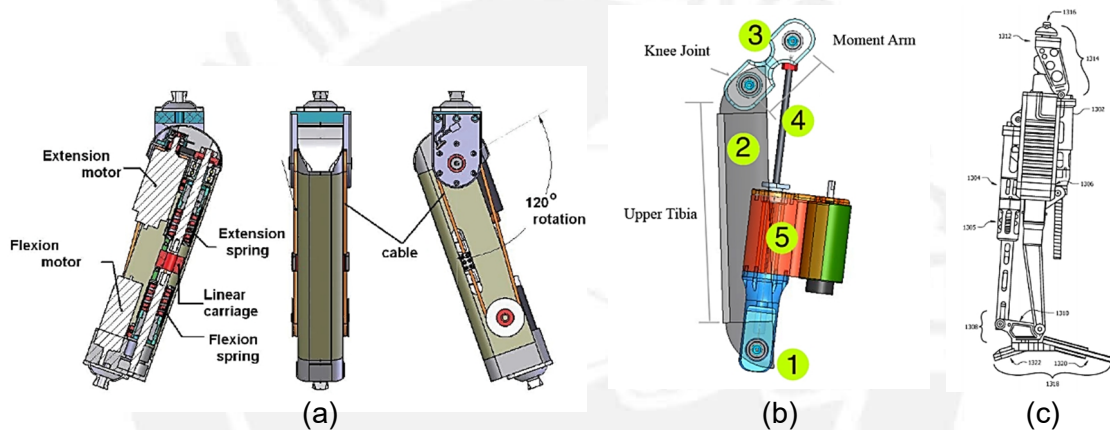


Figura 1.10. Prótesis de rodillas monocéntricas. (a) Prótesis de rodilla con dos actuadores [MARTINEZ-VILLALPANDO *et al.*, 2008]. (b) Prótesis de rodilla con sistema de palanca [BORJIAN *et al.*, 2008]. (c) Prótesis de rodilla y tobillo, ambas articulaciones monocéntricas movidas por palancas [GOLDFARB *et al.*, 2014].

Por otro lado, están las rodillas policéntricas. Ellas son capaces de imitar el movimiento de una rodilla sana. Son usualmente diseñadas como un mecanismo de cuatro barras. En la figura 1.11 se muestran ejemplos de ellas. El diseño propuesto por Poliakov (a) [POLIAKOV *et al.*, 2013] permite aprovechar peso de la persona transmitido por el muñón para impulsarse. Geng (b) [GENG *et al.*, 2012] propone un diseño similar, pero enfocado a utilizar un actuador lineal.

La fuente de energía usada en todas las prótesis es la batería. La mayoría emplea actuadores eléctricos, como el caso del proyecto AAKP y de Borjian que emplean

motores rotacionales y Geng que utiliza un motor lineal. Sin embargo, se da el caso de emplear una pequeña bomba junto con un sistema hidráulico, como lo hace Pillai [PILLAI *et al.*, 2011], ver figura 1.12. Esto con el motivo de obtener mayores fuerzas.

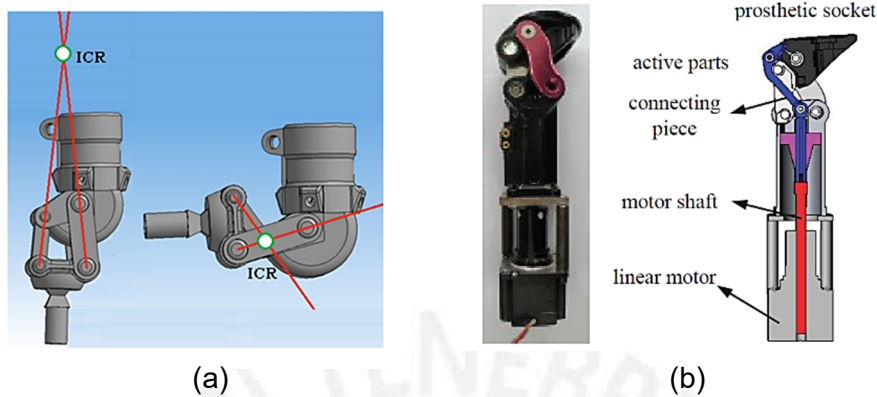


Figura 1.11. Prótesis de rodillas policéntricas. (a) Prótesis de rodilla policéntrica con empleo de apoyo en la rodilla [POLIAKOV *et al.*, 2013]. (b) Prótesis de rodilla policéntrica con actuador lineal [GENG *et al.*, 2012].

Al igual que las prótesis de tobillo, es usual encontrar elementos de almacenamiento de energía como resortes en espinal unidos en serie con los actuadores. Otras propuestas similares son mostradas en la figura 1.13, por Fu (a) [FU *et al.*, 2013], quien sitúa un muelle para la articulación del tobillo mientras que no coloca ningún elemento de almacenamiento para la rodilla. Sin embargo, el empleo de supercapacitores como elementos de almacenamiento temporales de energía, según Rarick (b) [RARICK *et al.*, 2014] permite reducir el volumen ocupado por elementos mecánicos y emplear únicamente los actuadores como receptores de energía.

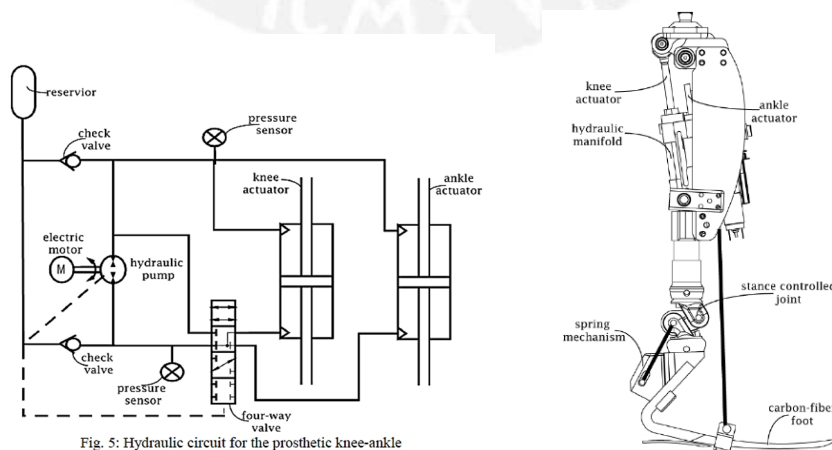


Figura 1.12. Prótesis de rodilla hidráulica [PILLAI *et al.*, 2011].

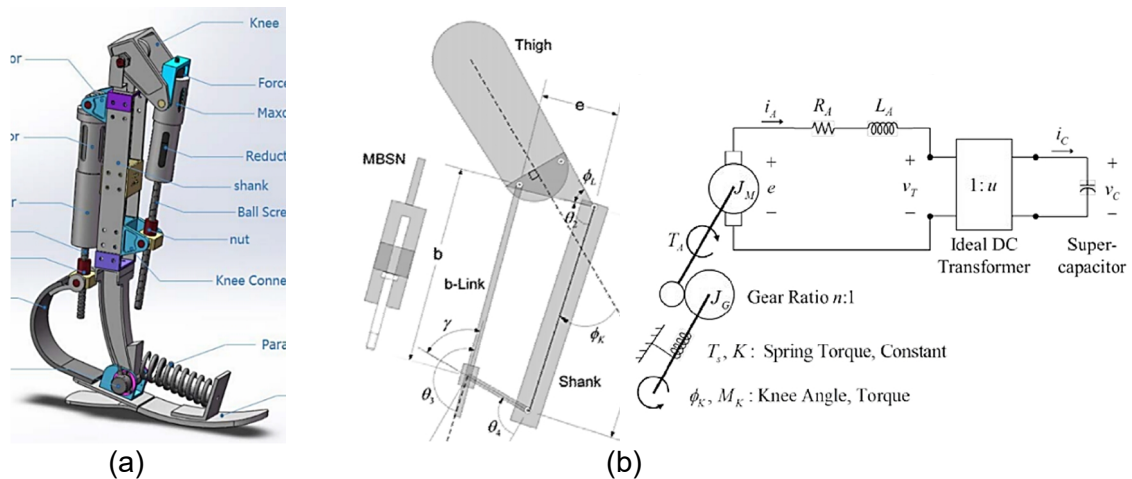


Figura 1.13. Prótesis de rodilla con elementos de almacenamiento de energía especiales. (a) Prótesis de rodilla con muelle en el tobillo [FU *et al.*, 2013]. (b) Prótesis de rodilla con supercapacitores [RARICK *et al.*, 2014].

Se sabe de los ejemplos mencionados anteriormente que los componentes empleados para la transmisión de potencia pueden ser: mangueras hidráulicas, cables con poleas, engranajes con caderas y palancas.

Con respecto a los sensores, el giro en las articulaciones se puede medir con encoders, potenciómetros lineales o rotacionales. También se emplean acelerómetros y giroscopios para determinar la aceleración lineal del centro de masa de los acoplamientos y la velocidad angular de ellos mismos. Con respecto a la medición de las fuerzas, se emplean sensores de fuerza en la planta, galgas extensiométricas en las varillas y magnetómetros digitales.

1.2.3. Encaje femoral

El encaje femoral es un componente esencial para el uso de la prótesis, no obstante, su selección no está muy vinculada al funcionamiento propio de la prótesis. Ello se debe principalmente a que tiene más una función de brindar confort al usuario que una función de desempeño dentro de la prótesis.

Existen básicamente tres tipos de encajes femorales: encaje convencional, encaje por estabilización a compresión y liberación, y encaje regulable. El uso de cada tipo de encaje femoral depende de la recomendación dada por la persona a cargo de la salud del amputado. Para mayor información acerca de ellos ver Anexo 2.

CAPÍTULO II

DISEÑO CONCEPTUAL

El diseño de la prótesis demanda desarrollar una conceptualización del diseño. Esto requiere en primera instancia definir los requerimientos de la prótesis, ya que en base a ellos se limita el diseño. En el presente capítulo se expone el desarrollo del diseño conceptual, el cual es necesario para la elaboración del diseño.

2.1. Exigencias y deseos para el diseño

Es necesario tener consideraciones y restricciones del diseño. Para ello se plantean los siguientes puntos en los cuales se describen los deseos y exigencia que deben ser considerados durante el diseño. Tanto los deseos como las exigencias están basados en datos aproximados recopilados de los ejemplares de prótesis mencionadas en el anexo 1. Los puntos que posean una letra E significan que son considerados como exigencias y los que posean una letra D son considerados como deseos. Para apreciar a detalle la lista de deseos y exigencias, ver Anexo 3.

Función principal (E): La prótesis activa reproduce los movimientos en las articulaciones de la rodilla, tobillo y metatarso-falángica desarrollados durante la rutinas de la marcha. Además, puede acomodarse a la bipedestación y sedestación.

Geometría y masa (E): Altura máxima de 70 cm, altura mínima de 50 cm. Se toma un valor máximo de masa total de 6,5 kg.

Carga (E): Masa máxima a soportar en el encaje femoral es de 80 kg.

Cinemática y cinética (E):

- Durante la Marcha.- Velocidad máxima: 1,5 m/s. Ángulos en las articulaciones: flexión de rodilla de 3° a 50°, dorsiflexión: máximo 7°, flexión plantar: máximo 20°, flexión metatarso-falángica: 0° a 25°. Momento interno de las articulaciones: flexión de rodilla (0 a 0,8) N.m/kg, dorsiflexión: (0 a 1,5) N.m/kg, flexión plantar: (0 a 2) N.m/kg. Potencia de articulación: rodilla (0 a 2) W/kg y flexión plantar (0 a 4,5) W/kg.
- Sedestación.- Ángulo máximo de la flexión de la rodilla: 0° a 100°, ángulo de dorsiflexión: 0° a 10°, ángulo de flexión plantar: máximo 22° y ángulo de flexión metatarso-falángica 0°.
- Bipedestación.- Ángulo de flexión rodilla -1°, ángulo de dorsiflexión 0° y ángulo de flexión metatarsofalángica 0°.

Energía: (E) Se emplea una batería. (D) Uso de elementos con capacidad de almacenamiento de energía.

Grados de libertad (E): Tres grados de libertad, considerando 4 eslabones en serie.

Ergonomía (E): Uso de la norma ISO 6385.

Seguridad:

La seguridad para la prótesis.- (E) Temperatura a soportar de -10 °C a 50 °C y una altitud de funcionamiento < 1000 m s. n. m. (D) Se tiene una carcasa de protección que evite el ingreso de materiales externos que puedan dañar a los componentes del sistema de control y hardware asociado. (E) Medidas de protección de suministro y almacenamiento de energía. (E) Medidas de protección riesgos debidos a movimiento de la prótesis que salen del límite de los rangos permitidos.

Mantenimiento (D): debe realizarse por el usuario a nivel superficial, al menos una vez por semana y por el técnico a nivel de detalle (componentes internos) al menos cada seis meses.

Montaje (D): Diseño modular.

Señales:

El sistema de procesamiento deberán medir: (D) Señales electromiográficas para la detección de la intención de movimiento. (D) Ángulo de flexo-extensión en la rodilla: 0° a 120°. (D) Fuerza sobre la prótesis de rodilla de al menos 1.5 veces el peso del usuario.

(D) Velocidad máxima durante la marcha: 2 m/s. (D) La señal de apoyo sensorial es una señal proveniente de la activación de los músculos. (D) Residuales con tasa de muestreo: 300 Hz. (D) Fuerzas de hasta: 200 kgf.

Fabricación (D): Uso de materiales y accesorios que se encuentren disponibles en el mercado nacional. Además, la fabricación de piezas empleando procesos de manufactura convencionales que se realicen en talleres nacionales.

Costo (E): Costo máximo de diseño: s/.10 000.00. Costo máximo de fabricación: s/.15 000.00.

2.2. Elaboración del diseño conceptual

Se elabora el diseño de la prótesis siguiendo la metodología de diseño para sistemas mecánicos VDI 2221 [VDI, 1993] y VDI 2206 [VDI, 2004]. La elaboración consta de una estructura de funciones, una matriz morfológica y una evaluación de los conceptos de solución.

2.2.1. Estructura de funciones

En la estructura de funciones se plantean todas las tareas que debe realizar la prótesis activa. La estructura de funciones de la prótesis se distribuye según la estructura básica de un sistema mecatrónico VDI 2206 [VDI, 2004], el cual se compone de: el sistema básico, sensores, actuadores y procesamiento de información. La estructura de funciones del diseño mecánico de la prótesis se aprecia en la figura 2.1. Para apreciar la estructura de funciones completa de la prótesis, en la cual se integra el diseño de control, ver Anexo 4.

2.2.2. Matriz Morfológica

Se realiza la matriz morfológica, en la cual se proponen diferentes soluciones para cada función. Luego se unen una solución de cada función y se forma un concepto de solución. Esto se realiza cinco veces hasta obtener diferentes conceptos de solución. La matriz morfológica se muestra en la tabla 2.1. Para apreciar la matriz morfológica con más detalle ver Anexo 5.

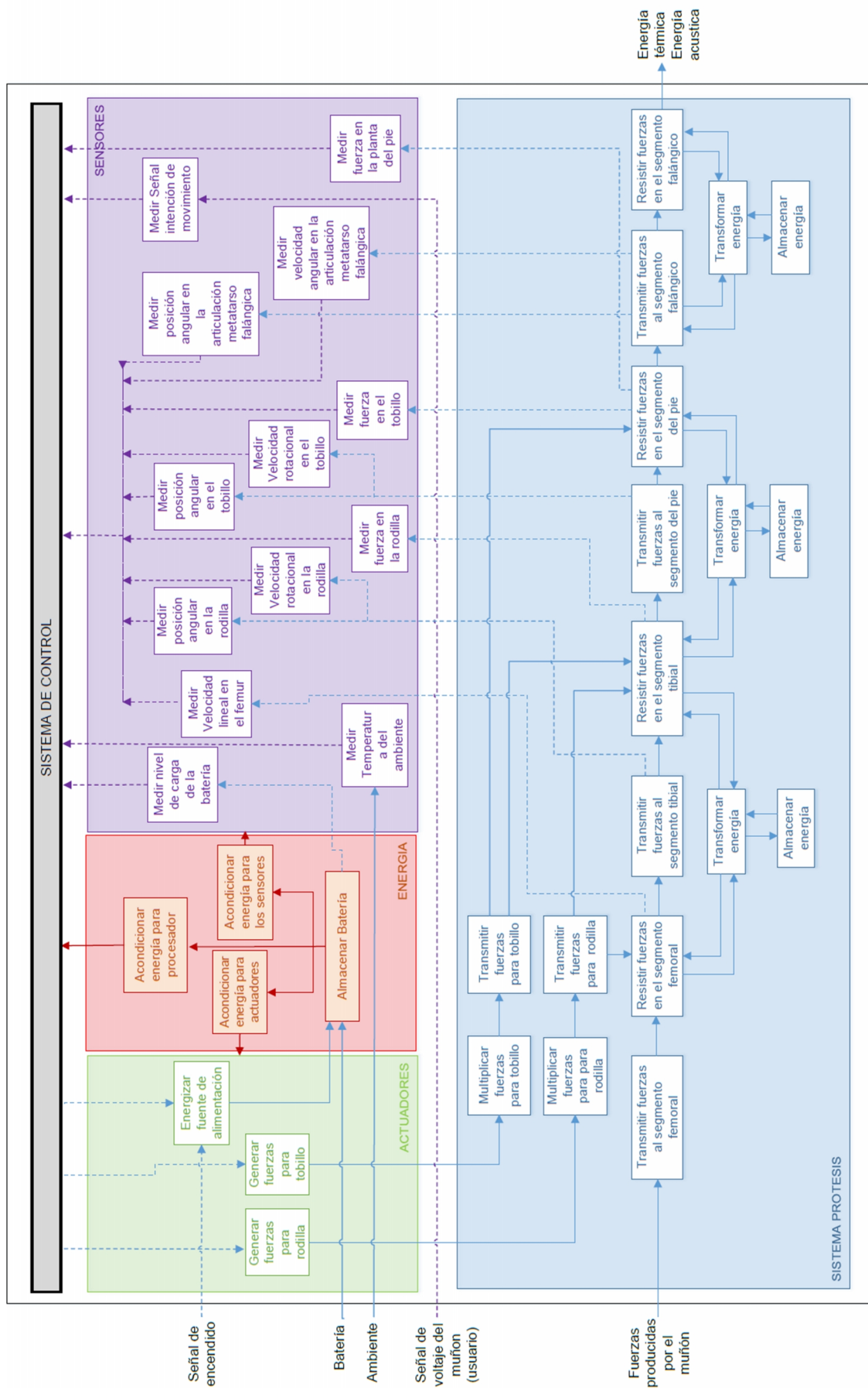
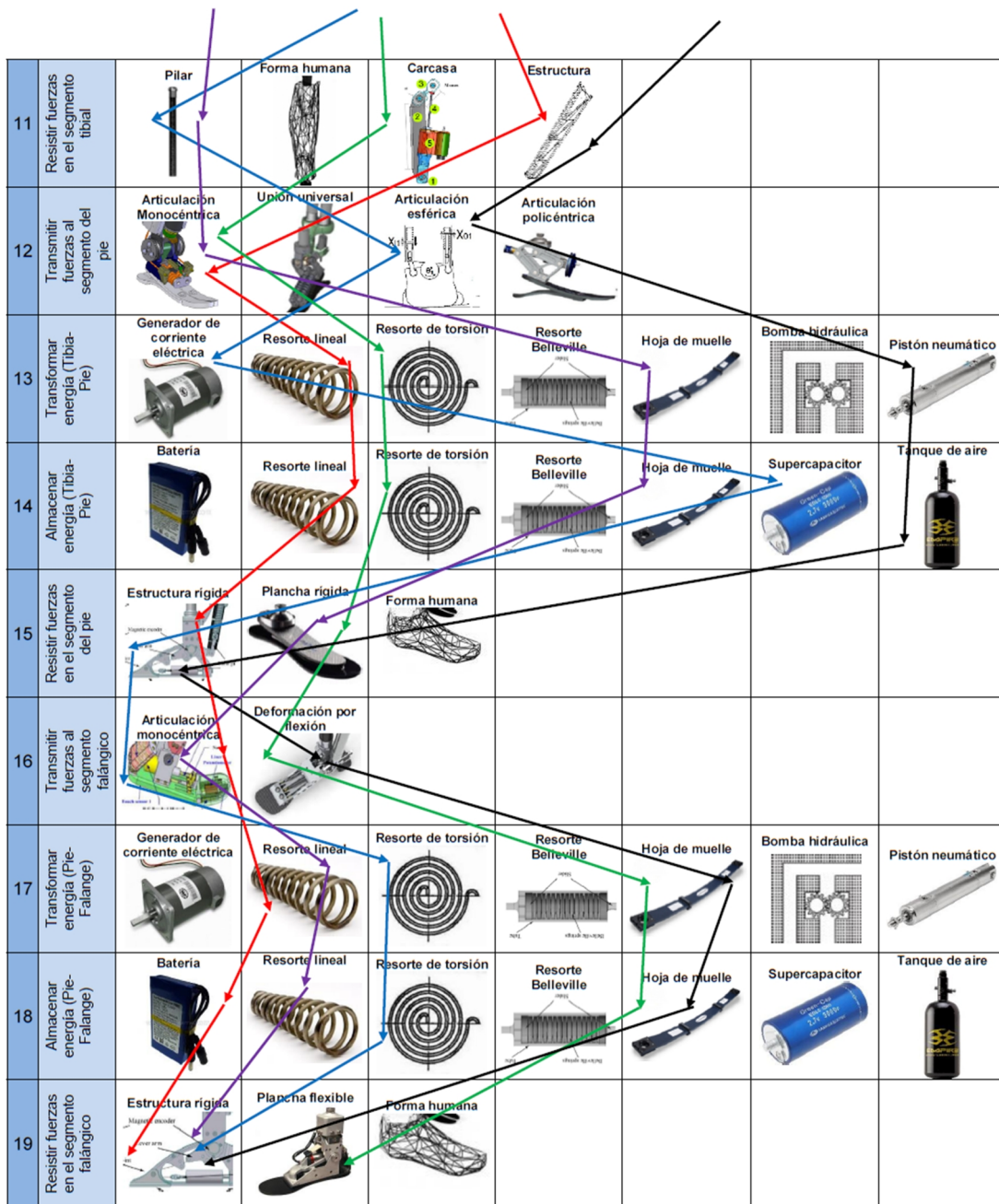


Figura 2.1. Estructura de funciones del diseño mecánico de la prótesis activa transfemoral.

Tabla 2.1. Matriz morfológica del diseño mecánico de la prótesis activa transfemoral.

	Concepto de Solución 1	Concepto de Solución 2	Concepto de Solución 3	Concepto de Solución 4	Concepto de Solución 5			
1	Almacenar batería	Contenedor en segmento femoral	Contenedor en segmento tibial	Contenedor en segmento del pie				
	Generar fuerza para rodilla	Motor rotacional	Motor lineal	Micro bomba hidráulica				
2	Multiplicar fuerza (Fémur- tibia)	Engranajes	Cadena	Faja dentada y poleas	Tornillo sin fin	Husillo de bolas	Diferencia de áreas con flujo hidráulico	Juego de palancas
3	Transmitir fuerza (Fémur- tibia)	Engranajes	Cadena	Faja dentada y poleas	Flujo hidráulico	Flujo neumático	Flujo de esferas	Juego de palancas
	Generar fuerza para tobillo	Motor rotacional	Motor lineal	Micro bomba hidráulica				
4	Multiplicar fuerza (Tibia-Pie)	Engranajes	Cadena	Faja dentada y poleas	Tornillo sin fin	Husillo de bolas	Diferencia de áreas con flujo hidráulico	Juego de palanca
5	Transmitir fuerza (Tibia-Pie)	Engranajes	Cadena	Faja dentada y poleas	Flujo hidráulico	Flujo neumático	Flujo de esferas	Juego de palancas
6	Transmitir fuerza al segmento femoral	Encaje femoral ajustable	Encaje femoral rígido					
7	Resistir fuerzas en el segmento femoral	Pilar	Forma humaga	Carcasa	Estructural			
8	Transmitir fuerzas al segmento tibial	Articulación Mónica	Articulación Policéntrica					
9	Transformar energía (Fémur- Tibia)	Generador de corriente eléctrica	Resorte lineal	Resorte de torsión	Resorte Belleville	Hoja de muelle	Bomba hidráulica	Pistón neumático
10	Almacenar energía (Fémur- Tibia)	Batería	Resorte lineal	Resorte de torsión	Resorte Belleville	Hoja de muelle	Supercapacitor	Tanque de aire



Concepto de Solución	Tipo de línea
1	
2	
3	
4	
5	

2.2.3. Concepto de solución

Se hizo un esquema de cada concepto de solución para la prótesis. En las figuras 2.2, 2.3 y 2.4 se presentan el esquema de cada uno de ellos. Para obtener una descripción de cada uno de ellos ver Anexo 6.

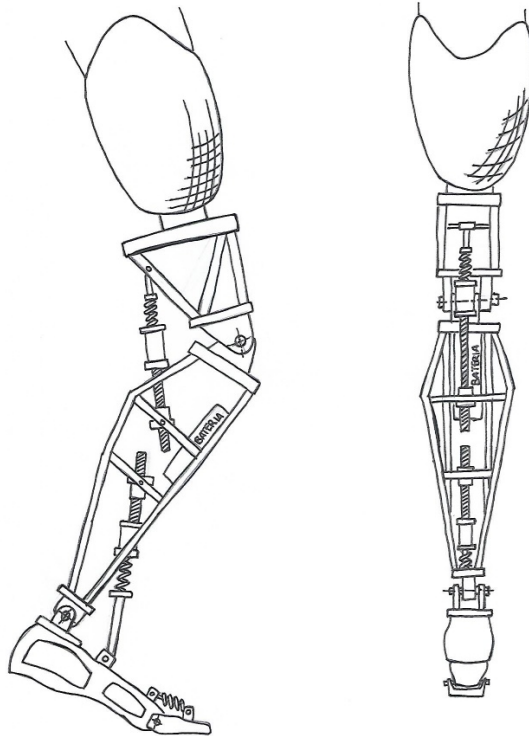


Figura 2.2. Vista lateral y posterior del concepto de solución 1.

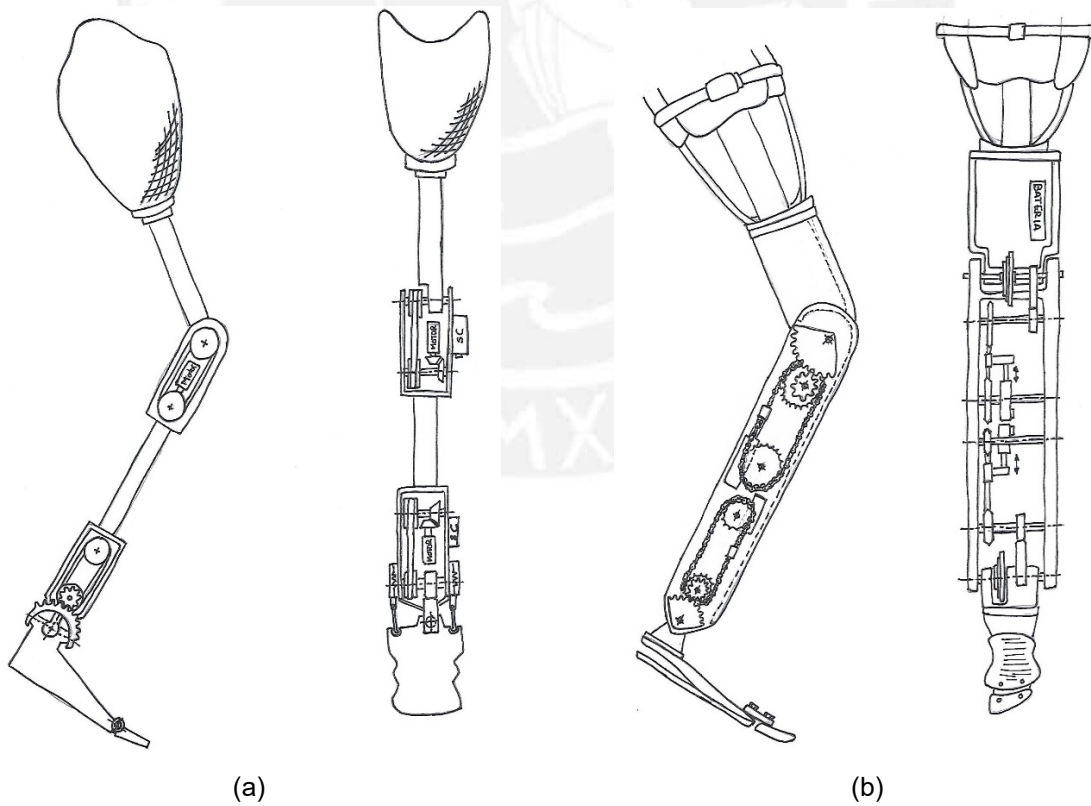


Figura 2.3. Vista lateral y posterior de los conceptos de solución 2 y 3. (a) Vista lateral y posterior del concepto de solución 2. (b) Vista lateral y posterior del concepto de solución 3.

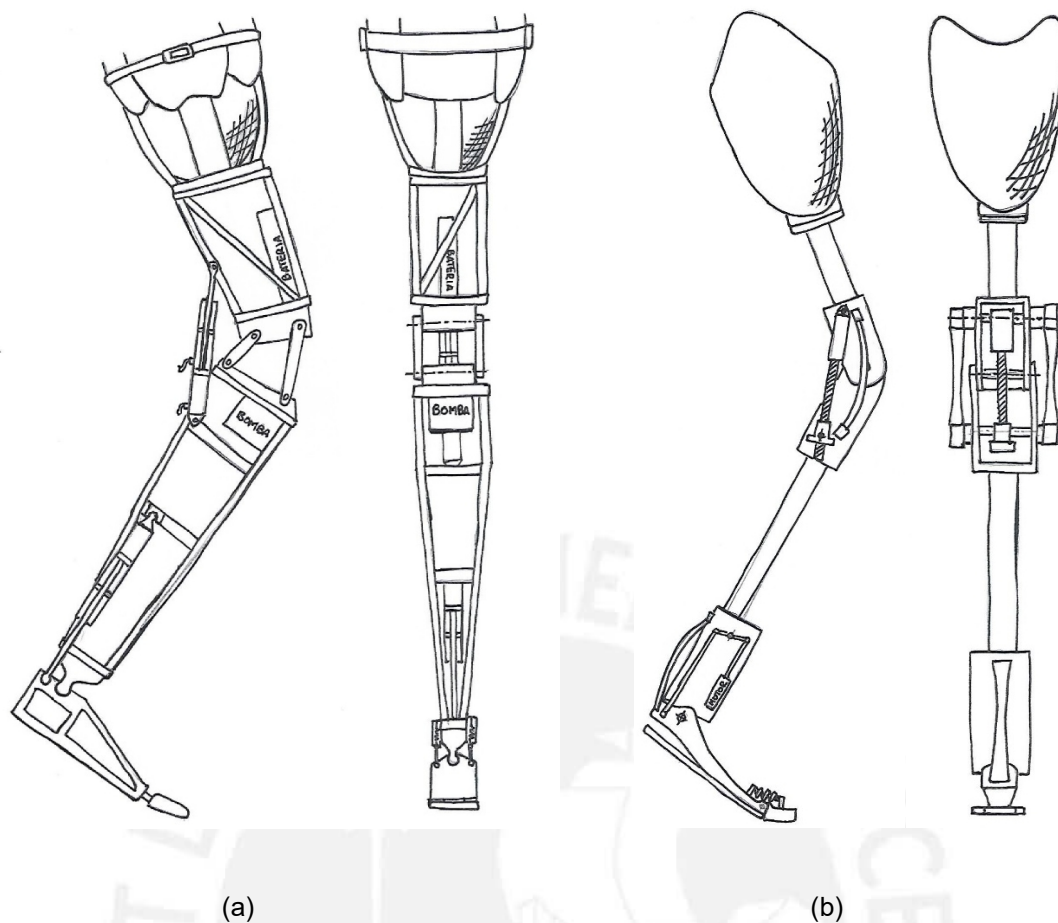


Figura 2.4. Vistas de los conceptos de solución 4 y 5. (a) Vista lateral y frontal del concepto de solución 4. (b) Vista lateral y posterior del concepto de solución 5.

Se procede a hacer una evaluación considerando criterios técnicos y económicos. Los de calificación son del 0 al 4, donde: 0=es No aceptable, 1 es Poco satisfactorio, 2 es Suficiente, 3 es Satisfactorio y 4 es Muy satisfactorio. La calificación se muestra en la tabla 2.2. El concepto de solución de la prótesis que obtuvo mayor puntaje es el número uno. Su descripción es la siguiente:

Emplea un encaje femoral rígido. Esto demanda que el encaje sea hecho a la medida del muñón del paciente. Los segmentos femorales, tibiales, del pie y falángicas están hechos con disposiciones determinadas de perfiles. Esto con la finalidad de reducir la masa de cada segmento emplear perfiles con poca área de sección y, también, darle una forma casi similar a la humana. Las articulaciones de la rodilla, tobillo y metatarsfalángica son monocéntricas para tener un movimiento simple de ellas. La energía cinética es transformada y almacenada en resortes lineales helicoidales en cada articulación. Emplea una batería, localizada en el segmento tibial, para suministrar

energía a los actuadores, los cuales son motores rotacionales unidos a un husillo de bolas. El movimiento rotacional es transformado en lineal para lograr una separación entre el segmento femoral y tibial, y entre el segmento tibial y del pie. El diseño final de la prótesis se puede apreciar en el capítulo siete.

Tabla 2.2. Calificación de los conceptos de solución de la prótesis.

No.	Criterios técnicos y económicos	Conceptos de solución				
		1	2	3	4	5
1	Uso adecuado de energía	3	3	2	1	1
2	Seguridad	2	1	1	2	2
3	Rapidez	3	2	3	1	3
5	Ergonomía	3	2	2	3	2
6	Confiabilidad	3	2	2	1	3
7	Fácil uso	2	3	2	3	2
9	Complejidad del diseño	3	3	2	2	2
10	Cumplimiento Lista exigencias	3	3	2	1	3
11	Número de componentes	3	2	2	3	3
12	Fácil adquisición de los materiales de fabricación	2	2	1	1	1
13	Costo de la tecnología	2	2	2	1	2
15	Costo de operación	2	2	2	2	2
16	Facilidad de montaje	2	2	1	1	2
17	Fácil mantenimiento	2	1	2	1	3
	Suma total	35	29	26	24	33

CAPÍTULO III

CONSIDERACIONES PREVIAS AL DISEÑO

Una prótesis busca imitar el funcionamiento de una pierna sana. Por esta razón es importante conocer el comportamiento de ella. El presente capítulo tiene el propósito de estudiar el comportamiento cinemático y cinético para el caso de una pierna sana.

3.1. Cinemática de la pierna

El diseño base de la prótesis se inicia con el modelado de toda la pierna, desde la trocante mayor hasta la segunda falange del primer dedo del pie. El modelo de la pierna consta de cuatro segmentos: femoral, tibial, de pie y falángico, y se consideran que todos ellos como rígidos.

Los segmentos femoral, tibial y falángico se modelan como elementos longitudinales de una dimensión, mientras que el segmento del pie se considera de forma triangular, como se aprecia en la figura 3.1 (a). Las dimensiones necesarias de los segmentos para el modelo son: Longitud femoral (L_F), Longitud tibial (L_T), altura del pie (L_N), longitud de la planta del pie (L_P), longitud del talón al tobillo (L_{TN}), longitud falángica del primer dedo del pie (L_G), distancia entre el centro de masa del fémur y la trocante mayor (K_F), distancia entre el centro de masa de la tibia y la rodilla (K_T), distancia entre el centro de masa del pie y el tobillo (K_P) y distancia entre el centro de masa de la falange y la articulación metatarsofalángica (K_G). Las uniones entre segmentos son de tipo monocéntricas y son tres, rodilla (R), tobillo (T) y metatarsofalángica (M). Los extremos del modelo son: trocante mayor (C) y segunda falange del primer dedo del pie (G).

El modelo de la prótesis, el cual parte del modelo de una pierna sana, se muestra en la figura 3.1 (b). Ambos modelos solo difieren en la longitud de segmento femoral, ya que es cambiada por la longitud desde el final del encaje femoral hasta la rodilla (L_E), donde E es el extremo superior de la prótesis.

Los ángulos relevantes del modelo de la pierna, tomando como referencia los mencionados por Winter [WINTER, 2009] son: los ángulos de los segmentos del femur (θ_F), de la tibia (θ_T) y del pie (θ_P) y ángulos de las articulaciones de la rodilla (θ_R), del tobillo (θ_B) y metatarsofalángica (θ_M). θ_1 y θ_2 son el ángulo que forma el plano horizontal relativo al pie con el talón y el ángulo que forma el plano horizontal relativo al pie con el centro de masa del pie, respectivamente. Estos ángulos se muestran en la figura 3.1 (c), (d) y (e). Las posiciones y las velocidades de los puntos C, R, T, N, M y G son las que se muestra en el grupo de ecuaciones 3.1.

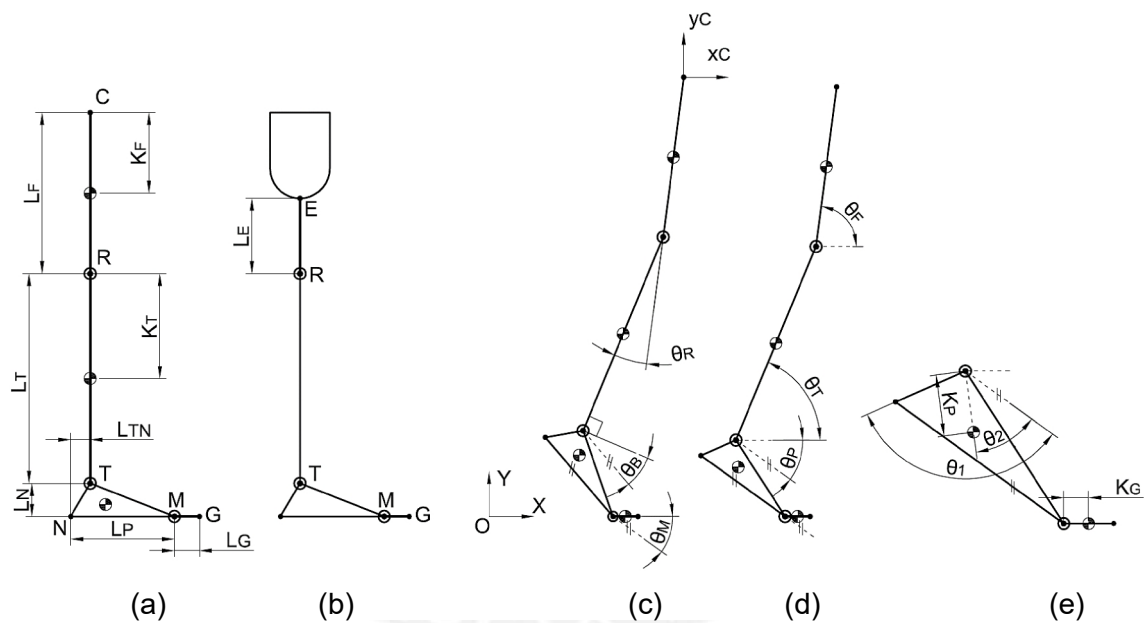


Figura 3.1. Esquema de la cinemática de la pierna. (a) Dimensiones del modelo de la pierna sana. (b) Dimensiones del modelo de la prótesis. (c) Ángulos de las articulaciones. (d) Ángulos de los segmentos. (e) Ángulos de la forma del pie.

$$\vec{r}_C = \vec{OC} = (x_C; y_C), \quad (3.1)$$

$$\vec{v}_C = \dot{\vec{r}}_C = (\dot{x}_C; \dot{y}_C),$$

$$\vec{r}_R = \vec{OC} + \vec{CR} = \vec{r}_C + (L_F \cos(\theta_F); L_F \sin(\theta_F)),$$

$$\vec{v}_R = \dot{\vec{r}}_C + (-L_F \sin(\theta_F)\dot{\theta}_F; L_F \cos(\theta_F)\dot{\theta}_F),$$

$$\vec{r}_T = \vec{r}_C + \vec{CR} + \vec{r}_T = \vec{r}_R + (L_T \cos(\theta_T); L_T \sin(\theta_T)) ,$$

$$\vec{v}_T = \vec{v}_C + \vec{v}_R + \vec{v}_T = \dot{\theta}_T (L_T \sin(\theta_T); L_T \cos(\theta_T)) \dot{\theta}_T ,$$

$$\vec{r}_N = \vec{r}_C + \vec{CR} + \vec{r}_T + \vec{r}_N = \vec{r}_T + (L_{TN} \cos(\theta_P + \theta_1); L_{TN} \sin(\theta_P - \theta_1)) ,$$

$$\vec{v}_N = \vec{v}_T + \dot{\theta}_P (L_{TN} \sin(\theta_P + \theta_1); -L_{TN} \cos(\theta_P - \theta_1)) \dot{\theta}_P ,$$

$$\vec{r}_M = \vec{r}_C + \vec{CR} + \vec{r}_T + \vec{r}_N + \vec{r}_M = \vec{r}_N + (L_P \cos(\theta_P); L_P \sin(\theta_P)) ,$$

$$\vec{v}_M = \vec{v}_N + \dot{\theta}_P (L_P \sin(\theta_P); L_P \cos(\theta_P)) \dot{\theta}_P ,$$

$$\vec{r}_G = \vec{r}_C + \vec{CR} + \vec{r}_T + \vec{r}_N + \vec{r}_M + \vec{r}_G = \vec{r}_M + (L_G \cos(\theta_P + \theta_M); L_G \sin(\theta_P + \theta_M)) ,$$

$$\vec{v}_G = \vec{v}_M + (-L_G \sin(\theta_P + \theta_M); L_G \cos(\theta_P + \theta_M)) \dot{\theta}_P + \dot{\theta}_M (L_G \cos(\theta_P + \theta_M); L_G \sin(\theta_P + \theta_M)) \dot{\theta}_M ,$$

Las posiciones y las velocidades de los centros de masa de los segmentos se expresan en el siguiente sistema de ecuaciones 3.2.

$$\vec{r}_C = \vec{r}_C + \vec{CK}_F = \vec{r}_C + (K_F \cos(\theta_F); K_F \sin(\theta_F)) , \quad (3.2)$$

$$\vec{v}_C = \vec{v}_C + \dot{\theta}_F (K_F \sin(\theta_F); K_F \cos(\theta_F)) \dot{\theta}_F ,$$

$$\vec{r}_T = \vec{r}_C + \vec{CR} + \vec{r}_T = \vec{r}_R + (K_T \cos(\theta_T); K_T \sin(\theta_T)) ,$$

$$\vec{v}_T = \vec{v}_C + \dot{\theta}_T (K_T \sin(\theta_T); K_T \cos(\theta_T)) \dot{\theta}_T ,$$

$$\vec{r}_P = \vec{r}_C + \vec{CR} + \vec{r}_T + \vec{r}_P = \vec{r}_T + (K_P \cos(\theta_P + \theta_2); K_P \sin(\theta_P - \theta_2)) ,$$

$$\vec{v}_P = \vec{v}_T + \dot{\theta}_P (K_P \sin(\theta_P + \theta_2); -K_P \cos(\theta_P - \theta_2)) \dot{\theta}_P ,$$

$$\vec{r}_G = \vec{r}_C + \vec{CR} + \vec{r}_T + \vec{r}_N + \vec{r}_M + \vec{r}_G = \vec{r}_M + (K_G \cos(\theta_P + \theta_M); K_G \sin(\theta_P + \theta_M)) ,$$

$$\vec{v}_G = \vec{v}_M + (-K_G \sin(\theta_P + \theta_M); K_G \cos(\theta_P + \theta_M)) \dot{\theta}_P + \dot{\theta}_M (K_G \cos(\theta_P + \theta_M); K_G \sin(\theta_P + \theta_M)) \dot{\theta}_M ,$$

3.2. Cinética de la pierna

El análisis cinético en la presente tesis tiene como objetivo determinar las fuerzas y momentos existentes en las articulaciones de la pierna a partir de información cinemática y otras reacciones existentes producto de la interacción de la pierna con el medio que la rodea durante la marcha. El análisis cinético consiste básicamente en emplear el método de Euler-Lagrange.

Debido a que las reacciones del medio que interactúan con la pierna no están presentes durante toda la marcha y debido, también, a que los puntos de interacción no permanecen constantes el análisis cinético se desarrolla para cinco casos, los cuales son la fase oscilante y los cuatro los periodos de la fase estacionaria mencionados en la figura 1.3. El primer caso es para la fase oscilante, en la cual solo actúan las fuerzas y el momento en C. El segundo caso es la respuesta a la carga. En él las fuerzas en ambas direcciones del suelo solo actúan en el talón (N). El tercer caso es la estancia media, en la cual las fuerzas del suelo se desplazan a lo largo de la longitud de la planta del pie (NM). En el cuatro caso, las fuerzas del suelo se desplazan a lo largo de la longitud falángica del primer dedo del pie (MG). El quinto caso es cuando las fuerzas del suelo se ejercen sobre el extremo del primer dedo del pie (G). En todos los casos existen momentos en las articulaciones de la rodilla y el tobillo, sin embargo, el momento en la articulación metatarsfalángica solo aparece en el caso cuatro y cinco, considerando al ángulo de la articulación θ_M igual a cero en los tres primeros casos. Se realiza el DCL para los cinco casos, como se muestra en la figura 3.2.

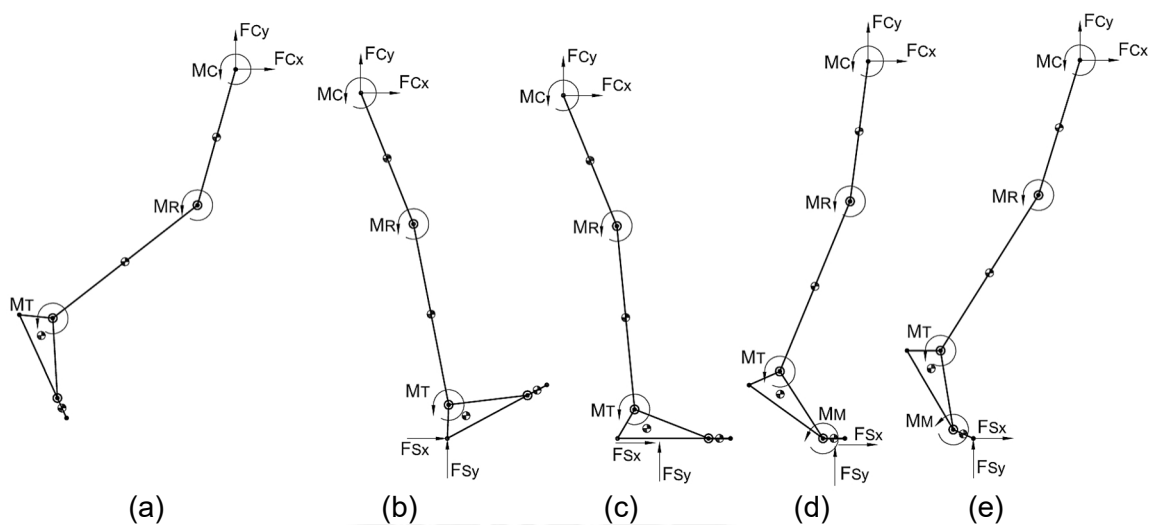


Figura 3.2. Diagramas de cuerpo libre de los cinco casos de la pierna. (a)DCL Fase oscilante. (b) DCL Respuesta a la carga. (c)DCL Estancia media. (d) Estancia terminal. (e) DCL Oscilación previa.

A continuación se explica la forma de emplear el método Euler-Lagrange aplicado al modelo de la pierna. Se determina la función lagrangiana (L), la cual está compuesta por las expresiones de energía cinética (T) y potencial gravitatoria (V) de todos los segmentos que componen el modelo de la pierna. Ambas expresiones están dados

respectos del centro de masa. La función lagrangiana se determina con la ecuación 3.3, donde i es la cantidad de segmentos analizados.

$$L = T + V = \sum_{i=1}^n T_i + \sum_{i=1}^n V_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{m_i \bar{v}_i \cdot \bar{v}_i}{2} + \frac{J_i \bar{\omega}_i \cdot \bar{\omega}_i}{2} \right) + \sum_{i=1}^n (m_i \bar{g} \cdot \bar{h}_i) . \quad (3.3)$$

Luego se calcula la expresión Q_i , la cual tiene una expresión dependiente de la función lagrangiana y es la expresión propia del sistema. La expresión Q_i se halla con la ecuación 3.4, donde q_i representa a cada grado de libertad que tiene el modelo de la pierna.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_i . \quad (3.4)$$

Ya que el sistema interacciona con fuerzas y momentos, el efecto del exterior sobre la expresión Q_i , perteneciente a cada grado de libertad del modelo de la pierna, se expresa con la ecuación 3.5. \bar{F}_j y \bar{M}_k son las diferentes fuerzas y momentos que interactúan con la pierna en las diferentes casos mostrados en la figura 3.2.

$$Q_i = \sum_{j=1}^m \bar{F}_j \cdot \left[\frac{\partial v_j}{\partial \dot{q}_i} \right] + \sum_{k=1}^p \bar{M}_k \cdot \left[\frac{\partial \omega_k}{\partial \dot{q}_i} \right] . \quad (3.5)$$

Al hallar las expresiones de Q_i para cada grado de libertad y considerando la interacción entre el sistema y el exterior, se obtiene la ecuación matricial 3.6, en la cual: $\mathbf{M}(q)$ es la matriz de masas, $\mathbf{V}(q, \dot{q})$ es la matriz debido a fuerzas centrífugas y de Coriolis, $\mathbf{G}(q)$ es la matriz de gravedad, $\mathbf{X}(q)$ es la matriz de fuerzas y momentos y \mathbf{r} es el vector de reacciones de interacción con el medio. Al reemplazar los valores de las variables en el tiempo q , \dot{q} y \ddot{q} en la ecuación 3.6 se obtienen el vector \mathbf{r} .

$$\mathbf{M}(q)\ddot{q} + \mathbf{V}(q, \dot{q}) + \mathbf{G}(q)q = \mathbf{X}(q) \mathbf{r} . \quad (3.6)$$

3.3. Cálculos previos al diseño

Con el motivo de determinar las fuerzas y momentos propios del modelo de la pierna durante la marcha es necesario conocer ciertos parámetros y datos del modelo que

varían en el tiempo. Estos parámetros y datos variables en el tiempo son los que componen a las matrices **M**, **V**, **G** y **X**, mencionados en la ecuación 3.6. Para la presente tesis los parámetros y variables en el tiempo son tomados de la base de datos de la marcha de una persona brindada por Winter [WINTER, 2009]. A continuación se explican cuáles son estos parámetro, datos variables en el tiempo y como se obtienen.

3.3.1. Antropometría de la persona modelo

La antropometría permite obtener los parámetros para el modelo de la pierna. Estos parámetros son extraídos directamente de pierna sana de una persona con amputación transfemoral. En caso que no se pueda obtener directamente los parámetros de la pierna sana se puede emplear como aproximación la información dada por las medidas antropométricas de la figura 1.2, y las relaciones de la tabla 1.1.

Los parámetros son básicamente los valores que no varían con el tiempo, estos son: masas, momentos de inercia, longitudes de cada segmento, longitudes del centro de masa de cada segmento y los ángulos θ_1 y θ_2 .

Como se menciona anteriormente, los parámetros empleados son obtenidos a partir de la base de datos brindada por Winter [WINTER, 2009] de la marcha de una persona. Estos parámetros se muestran en la tabla 3.1, en la cual se usan los términos de la figura 3.1. La información brindada por la base de datos son: la masa de la persona, que es 56,7 kg, y distintas posiciones de la trocante mayor, cóndilo femoral, el maléolo medial, talón, 5to metatarso y la segunda falange del primer dedo del pie. Las longitudes del fémur, tibia, pie y falange fueron obtenidas promediando las distancias entre las posiciones dadas. Los demás parámetros fueron obtenidos empleando la tabla 1.1.

Tabla 3.1. Parámetros de la persona modelo.

Altura del individuo [m]:	1,505	θ_1 [°]:	122,7
Longitud de L_F [mm]:	314	θ_2 [°]:	55,34
Longitud de L_T [mm]:	425	Masa del individuo [kg]:	56,7
Longitud de L_N [mm]:	55	Masa del fémur [kg]:	5,67
Longitud de L_{TN} [mm]:	49	Masa de la tibia [kg]:	2,64
Longitud de L_P [mm]:	156	Masa del pie [kg]:	0,657
Longitud de L_G [mm]:	68	Masa de la falange [kg]:	0,164
Ancho pie [mm]:	83	Inercia del fémur [kgcm ²]:	583,2
Longitud de K_F [mm]:	136	Inercia de la tibia [kgcm ²]:	434,4
Longitud de K_T [mm]:	184	Inercia del pie [kgcm ²]:	36,71
Longitud de K_P [mm]:	78	Inercia de la falange [kgcm ²]:	0,704
Longitud de K_G [mm]:	34		

3.3.2. Datos variables en el tiempo de la persona modelo

El modelo de la pierna es considerado como una cadena cinemática con movimiento en el extremo C, por lo tanto, los datos variables cinemáticos en el tiempo equivalen a los grados de libertad del modelo. Los datos variables cinemáticos del modelo son x_c , y_c , θ_F , θ_T , θ_P y θ_M , ver figura 3.1. Según la ecuación 3.6, no solo se requiere de los valores de \mathbf{q} , sino también de $\dot{\mathbf{q}}$ y $\ddot{\mathbf{q}}$. Esto demanda conocer, además de las posiciones x_c , y_c , θ_F , θ_T , θ_P , θ_M las velocidades \dot{x}_C , \dot{y}_C , $\dot{\theta}_F$, $\dot{\theta}_T$, $\dot{\theta}_P$, $\dot{\theta}_M$ y las aceleraciones \ddot{x}_C , \ddot{y}_C , $\ddot{\theta}_F$, $\ddot{\theta}_T$, $\ddot{\theta}_P$, $\ddot{\theta}_M$. Las posiciones, velocidades y aceleraciones son obtenidas de la base de datos de la marcha de una persona, brindada por Winter [WINTER, 2009].

Durante la fase estacionaria el segmento del pie y falángico entran en contacto con el suelo. El contacto con el suelo produce sobre el modelo una fuerza resultante variable en el tiempo. Esta fuerza de contacto se descompone en los ejes horizontales y verticales denominándolos F_{sx} y F_{sy} , ver figura 3.2. Durante la marcha, el vector de la fuerza de contacto con el piso varía su posición de aplicación, dirección y sentido. Esta variación del vector de la fuerza, a lo largo del tiempo sobre la planta del pie, genera el diagrama conocido como Diagrama Mariposa. El diagrama formado por el vector de la fuerza de contacto que se utiliza el presente proyecto se muestra en la figura 3.3. Se puede apreciar como varía el vector en cada periodo de la marcha. Por lo tanto, la fuerza de contacto con el suelo, compuesta por F_{sx} y F_{sy} , son datos variables de tipo cinético.

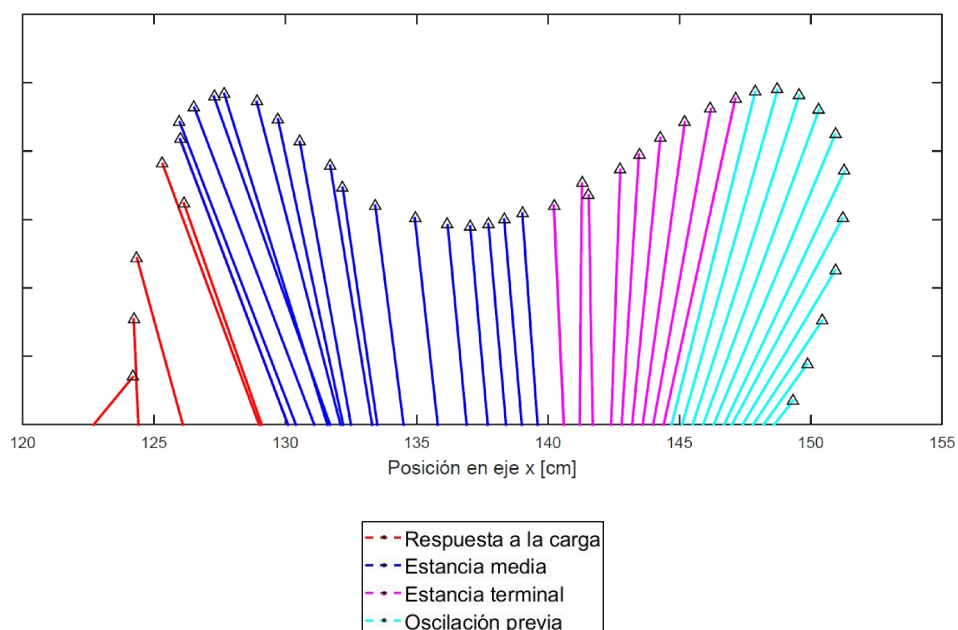


Figura 3.3. Vectores de fuerza sobre la planta del pie durante la fase estacionaria.

3.3.3. Resultados en el tiempo de la persona modelo

Las fuerzas y momentos pertenecientes al modelo de la pierna son: las fuerzas en el extremo superior del modelo C, las cuales son F_{Cx} y F_{Cy} y los momentos en las articulaciones M_C , M_R , M_T y M_M , como se muestra en la figura 3.2. Para obtener los valores de estas fuerzas y momentos en el tiempo es necesario en primer lugar armar la función lagrangiana, que es la ecuación 3.3. La función lagrangiana del modelo de la pierna es la ecuación 3.7.

$$L = T_{Femur} + T_{Tibia} + T_{Pie} + T_{Falange} + V_{Femur} + V_{Tibia} + V_{Pie} + V_{Falange} \quad (3.7)$$

Luego se halla la expresión propia del sistema Q_i con la ecuación 3.4, donde el valor de i es seis porque el modelo de la pierna tiene seis grados de libertad, x_C , y_C , θ_F , θ_T , θ_P y θ_M . Por lo tanto, los valores variables de q desde q_1 a q_6 son x_C , y_C , θ_F , θ_T , θ_P y θ_M , respectivamente. El efecto del exterior para cada expresión de Q_i se obtiene con la ecuación 3.5. Donde las \bar{F}_j y \bar{M}_k son F_{Cx} , F_{Cy} , M_C , M_R , M_T y M_M , cada uno acompañado con su respectiva velocidad lineal o angular, según corresponda.

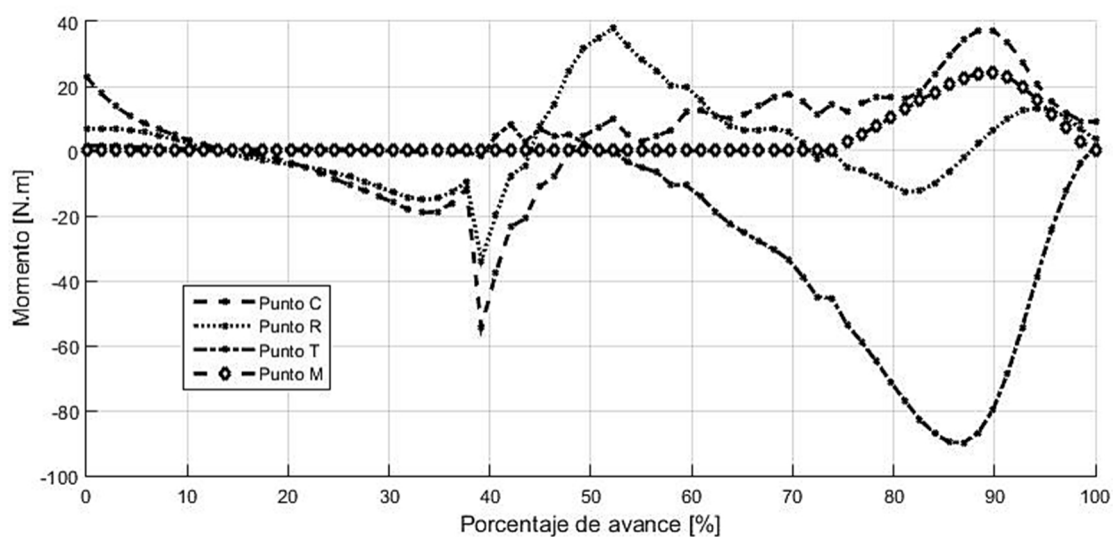
Al dejar todo expresado en variables, se arma la ecuación matricial 3.6, donde los vectores \mathbf{q} , $\dot{\mathbf{q}}$ y \mathbf{r} son los que se muestran en las ecuaciones 3.8. Cabe resaltar que las posiciones y velocidades de las fuerzas del suelo F_{Sx} y F_{Sy} deben estar expresadas respecto de los grados de libertad mencionados anteriormente.

$$\mathbf{q} = [x_C \ y_C \ \theta_F \ \theta_T \ \theta_P \ \theta_M]^T, \quad (3.8)$$

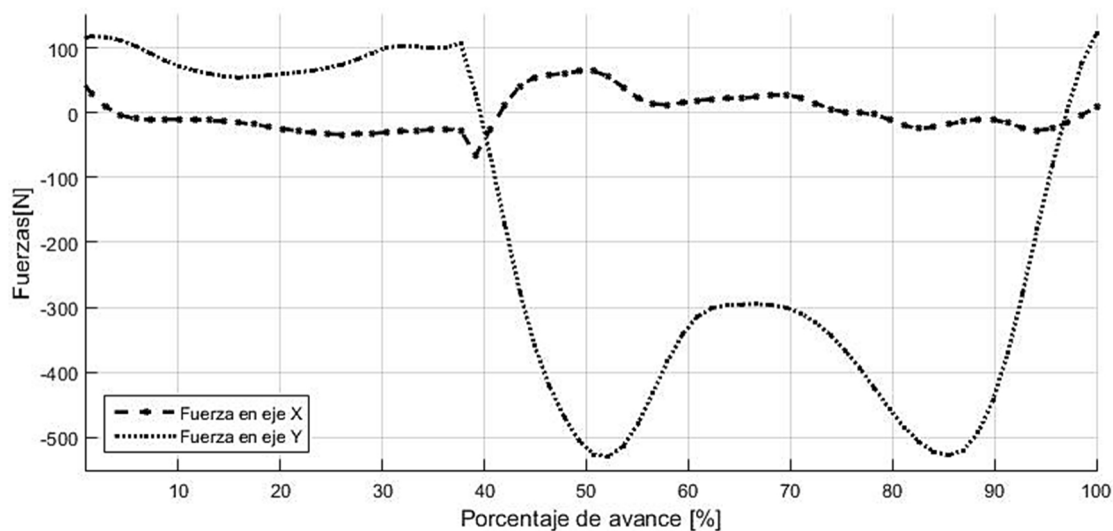
$$\dot{\mathbf{q}} = [\dot{x}_C \ \dot{y}_C \ \dot{\theta}_F \ \dot{\theta}_T \ \dot{\theta}_P \ \dot{\theta}_M]^T,$$

$$\mathbf{r} = [F_{Cx} \ F_{Cy} \ M_C \ M_R \ M_T \ M_M \ F_{Sx} \ F_{Sy}]^T.$$

Resuelta la ecuación matricial 3.6 se obtienen fuerzas en el punto C, F_{Cx} y F_{Cy} , y los momentos M_C , M_R , M_T y M_M . Los valores de sus variaciones respecto del porcentaje de avance se muestran en la figura 3.4. Se aprecia que la fuerza en el eje y es mucho mayor que en el eje x . Esto se debe a que en el eje vertical es en donde se ejercen las mayores cargas producto del peso de la persona. También, de las variaciones de momentos en cada articulación es el tobillo el que presenta las mayores magnitudes.



(a)



(b)

Figura 3.4. Fuerzas y momentos sobre el modelo de la pierna. (a) Variación de momentos en las articulaciones respecto al porcentaje de avance. (b) Variación de las fuerzas en el punto C respecto al porcentaje de avance.

CAPÍTULO IV

DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

En ciertos periodos durante la marcha las articulaciones absorben y generan potencia, ver figura 1.5. Los sistemas de transmisión de potencia de la prótesis tienen el objetivo de producir en las articulaciones un comportamiento muy similar al de una pierna sana. Por esta razón los sistemas de transmisión de potencia deben realizar las funciones de generar, multiplicar, y transmitir la fuerza a las articulaciones, como se muestran en la figura 2.1. Durante los periodos en los que las articulaciones absorben potencia, los sistemas también deben cumplir con la función de transformar y almacenar la energía para luego regresarla a la articulación. Esto permite reducir el consumo de energía total de una pierna durante una zancada.

Se emplean principalmente actuadores con el fin de realizar las funciones de generar, multiplicar, y transmitir la fuerza a las articulaciones. Además se emplea principalmente resortes helicoidales como elementos de almacenamiento de energía durante ciertos periodos.

Las disposiciones de los resortes respecto del actuador varían según los objetivos: reducir el pico de potencia, con lo cual se reduce el tamaño del actuador, y reducir la energía consumida por el actuador durante el ciclo, lo que conlleva a emplear una batería de menor capacidad.

Según las prótesis de tobillo existentes, ver subsección 1.2.1, el resorte empleado en el Sistema de Transmisión de Potencia de la Articulación Metatarsalángica (STM), ocupa la parte superior del segmento del pie, por esta razón se sitúa al Sistema de Transmisión

de Potencia del Tobillo (STB) en la parte posterior del segmento tibial con uno de sus apoyos en el talón. Según las prótesis de piernas completas, ver subsección 1.2.2, sitúan al Sistema de Transmisión de Potencia de la Rodilla (STR) en la parte delantera del segmento tibial, para evitar un desbalance significativo junto con el sistema de transmisión del tobillo. Debido a ello, el diseño de la prótesis del presente trabajo emplea la misma disposición que la mencionada anteriormente, ver figura 4.1. Es importante resaltar que los sistemas de transmisión de potencia actúan de forma lineal, pero a consecuencia de su disposición producen un movimiento rotacional en las articulaciones. θ'_R , θ'_B y θ'_M son los ángulos de giro relativos a cada articulación.

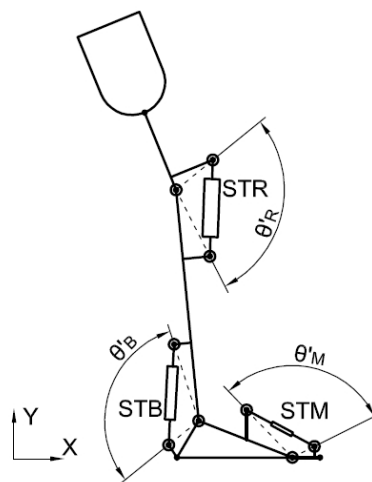


Figura 4.1. Ubicación de los sistemas de transmisión de potencia.

4.1. Diseño de la transmisión de potencia para la rodilla

Con el fin de tener un buen criterio en el diseño de este sistema de transmisión se demanda conocer la variación del momento respecto del ángulo de giro de la rodilla θ_R y de la velocidad de la rodilla en cada periodo de la marcha. En la figura 4.2 se aprecia la variación del momento respecto del ángulo y de la velocidad.

Según Martínez-Villalpando [MARTINEZ-VILLALPANDO & HERR, 2009] el periodo EO, ver figura 1.6, puede ser modelado como un resorte, ya que la variación del momento respecto del giro es aproximadamente lineal. Los periodos FE y EE, ver figura 1.6, se pueden modelar también como un resorte, pero con una constante de rigidez mayor que el periodo EO. El inicio de la OP, ver figura 1.6, puede modelarse como un resorte, pero conforme avanza el modelo ideal para este periodo es un amortiguador. El periodo FO

puede modelarse también como un amortiguador, pero con un coeficiente de amortiguamiento menor que el de la etapa de Oscilación Previa.

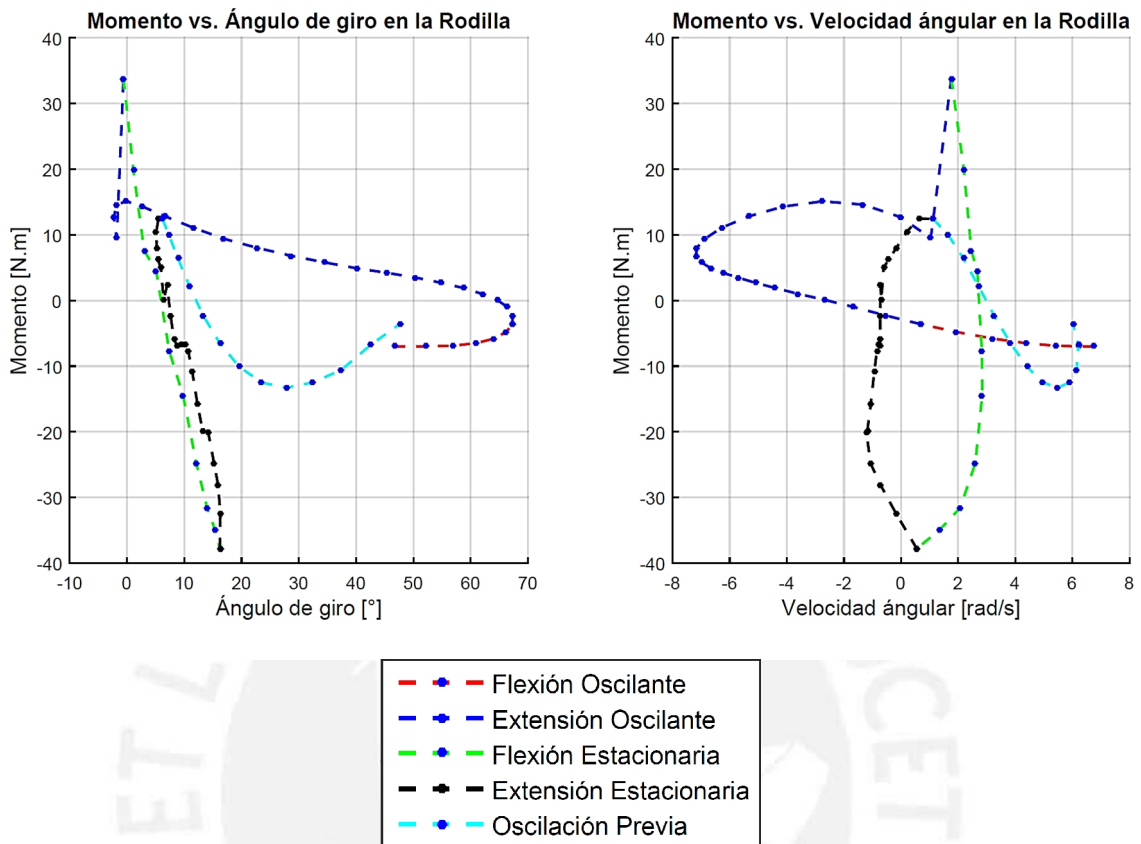


Figura 4.2. Variación de momento con respecto del ángulo de giro y de la velocidad angular de la rodilla.

El diseño emplea un actuador y dos resortes que actúan de forma lineal. Se procede a situar estos elementos en una disposición que tengan brazos con una ciertas longitudes unidas a cada segmento de la articulación y con un cierto ángulo que forma cada brazo con el segmento. Las dimensiones de los brazos y los ángulos, mostradas en la figura 4.3 (a) para el actuador y los resortes, fueron dadas considerando los siguientes criterios respecto al segmento tibial: mayor cercanía posible, mayor aproximación de paralelismo, distancia que evite el cruce con el actuador o con los resortes. Esto permite tener un centro de masa similar al de una tibial real y tener una curva de la variación de la fuerza respecto al desplazamiento muy similar a la curva del momento respecto del ángulo de giro. En la figura 4.4 (a) se muestra la gráfica de variación de la fuerza respecto de la longitud para la disposición de los resortes. Se aprecia la aproximación lineal tanto del periodo EO, en color azul, como de los periodos FE y EE, en color naranja.

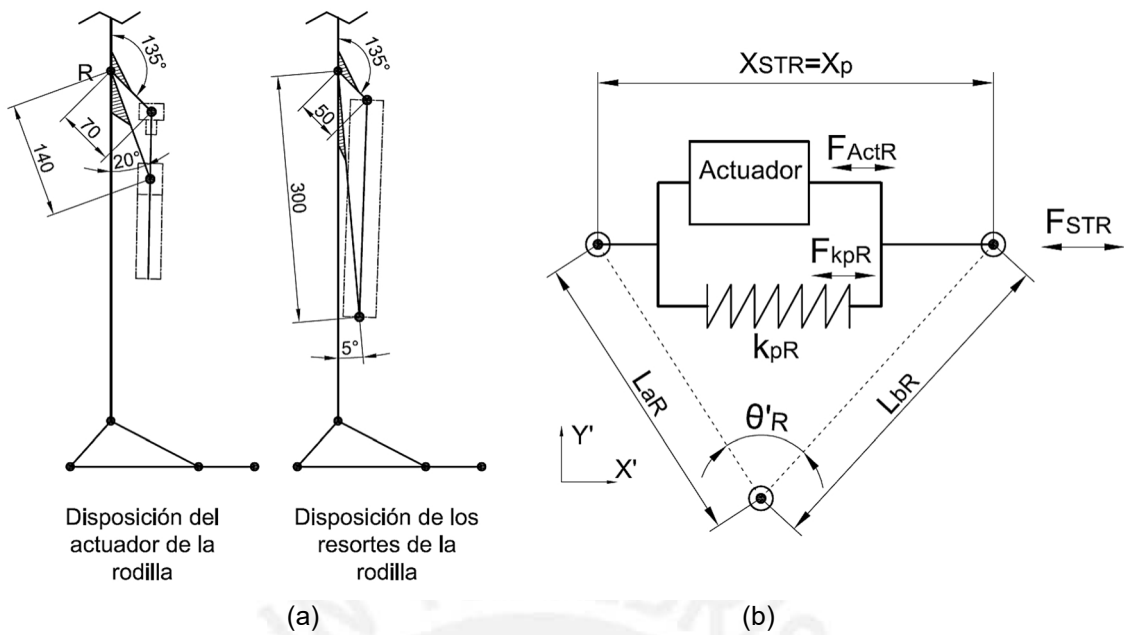


Figura 4.3. Esquema de la ubicación y disposición del actuador y los resortes en la rodilla.
 (a) Ubicación del actuador y resortes. (b) Disposición del actuador y resortes.

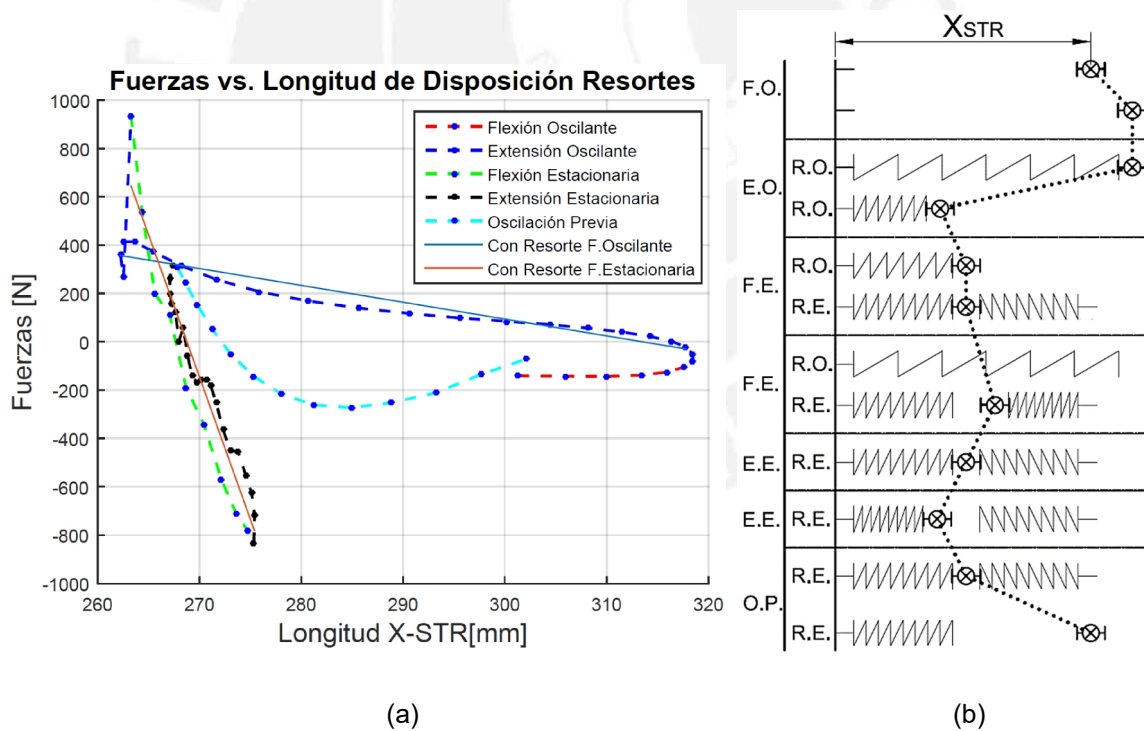


Figura 4.4. Variación de X_{STR} y aproximación lineal para los resortes. (a) Aproximación lineal de las etapas FO, FE y EE de la disposición de los resortes en la rodilla (b) Variación de X_{STR} en cada etapa de interacción con los resortes RO y RE.

Con el propósito que el sistema pueda imitar la curva mostrada en la figura 4.4 (a), el motor debe actuar en paralelo junto con el resorte y complementar la fuerza requerida principalmente dada por este último, como se aprecia en la figura 4.3 (b). La rigidez aproximada del resorte que trabaja en el periodo EO, denominado Resorte Oscilante (RO), es de 6,972 kN/m y la rigidez aproximada del resorte que trabaja en las etapas de FE y EE, denominado Resorte Estacionario (RE), es de 117,7 kN/m. En la figura 4.3 (b) se nombra a X_{STR} como la longitud entre extremos del sistema de transmisión de potencia y en la figura 4.4 (b) se muestra la variación de la longitud de X_{STR} en diferentes etapas y su interacción con los resortes RO y RE. Si bien en la idealización del sistema se considera que el resorte RE trabaja tanto en tracción como en compresión, en la realidad los resortes solo pueden operar en un sentido. Por esta razón, para lograr el comportamiento del resorte RE se emplean realmente dos resortes de compresión. Ello permite, por su disposición mostrada en la figura 4.4 (b), que al comprimirse uno de ellos presente resistencia cuando el sistema se contraiga y al comprimirse el otro presente resistencia cuando el sistema se expanda.

Se pueden percibir las ventajas de emplear resortes en el STR determinando la potencia respecto del avance en el STR con y sin resortes y, también, hallando la energía consumida por ciclo de marcha. Grimmer [GRIMMER *et al.*, 2012] brinda la ecuación, ver ecuación 4.1, del comportamiento de la potencia del actuador respecto de la fuerza, desplazamiento y velocidad del sistema de transmisión al cual pertenece cuando el actuador está en paralelo con un resorte, ver la figura 4.3 (b).

$$P_{ActR} = (F_{STR} + k_{pR}(X_p - X_{op}))(\dot{X}_{STR}) \quad (4.1)$$

En la figura 4.5 se aprecia el comportamiento de la potencia de la rodilla durante un ciclo de marcha. Presenta un pico de potencia generada de aproximadamente 60 W, mientras que tiene tres valles de potencia emitida que están entre -60 W y -80 W. Considerando los resortes RO y RE, el pico y los valles disminuyen permitiendo que el motor trabaje suministrando menor potencia. El pico disminuye hasta 40 W y el valle hasta -20 W aproximadamente, con excepción de la etapa OP. De la gráfica de la figura 4.4 (a) se obtiene el área bajo la curva que es la energía demandada al STR durante una zancada, que es -14,98 J. Es negativo, lo que significa que la rodilla genera energía, como menciona FLYnn [FLYNN *et al.*, 2015]. Empleando los resortes la energía demandada al STR es de -7,868 J. Esto permite que la batería tenga que almacenar menos energía por zancada.

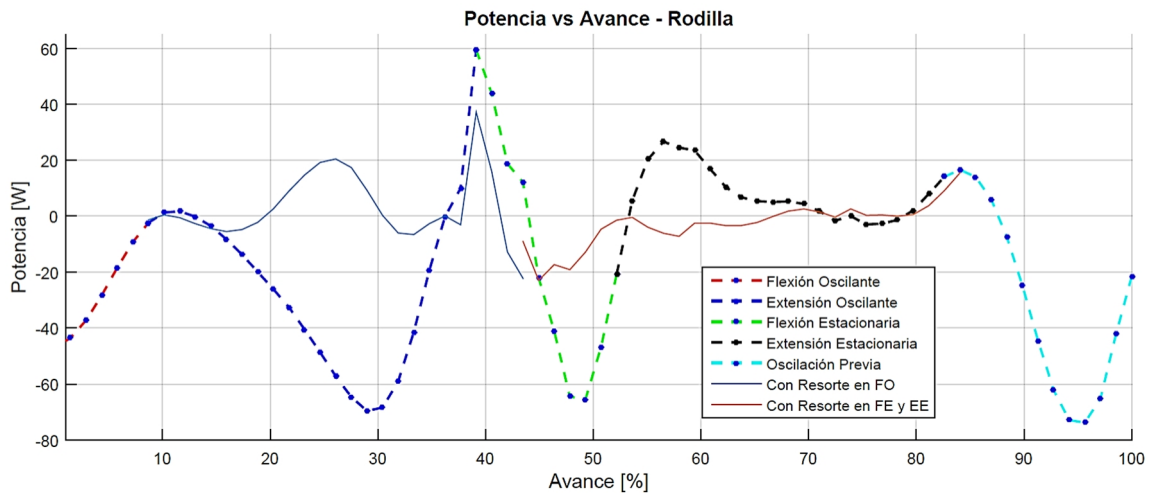


Figura 4.5. Variación de la potencia demandada al STR durante un ciclo de marcha.

Los resortes reales diseñados no tienen mismas constantes de rigidez de los resortes RO y RE. Sin embargo, se buscan resortes que puedan cumplir con la demanda de atenuar los picos de potencia hasta máximo de 40 W y los valles hasta un mínimo de -20 W. Para ello, la constante de rigidez de RO real debe ser estar entre 6 900 N/m y 7 100 N/m y la del RE debe estar entre 117,50 kN/m y 118 kN/m.

4.1.1. Resortes en paralelo

Se procede a calcular los resortes. El cálculo se hace para resortes helicoidales de paso constante. Debido a que el resorte está sometido a cargas cíclicas durante la marcha, se emplea un material que tenga buena resistencia a la fatiga. Además, se considera que tenga buena resistencia a la tensión, ya que es uno de los factores que ayuda a emplear un resorte de menor diámetro de alambre [NORTON, 2011]. Por esta razón se emplean los alambres de material ASTM A228, más conocido como alambre musical, y de ASTM A401. Para el cálculo se emplean las ecuaciones dada por Norton [NORTON, 2011] correspondientes al cálculo para resortes sometidos a cargas cíclicas. En el caso de los alambres de resorte, la resistencia máxima a la tensión varía con el diámetro y se calcula con la ecuación 4.2. Para el caso del alambre A228 la ecuación 4.2 es válida para alambre de 0,3 a 6 mm y para el caso del alambre A401 la ecuación 4.2 es válida para alambre de 0,8 a 11 mm.

$$S_{t-al(A228)} = 2153,5d_a^{-0.1625} \text{ [MPa] ,} \quad (4.2)$$

$$S_{t-al(A401)} = 2059,2d_a^{-0.0934} \text{ [MPa] .}$$

Además, se puede estimar el esfuerzo máximo cortante con la resistencia máxima a la tensión, como se indica en la ecuación 4.3.

$$S_{c-al} \cong 0,67 S_{t-al} \text{ [MPa]} . \quad (4.3)$$

Para resortes granallados hecho de alambres menores de 10 mm el límite de la resistencia a la torsión $S_{Alt(0)}$ para alcanzar una vida infinita, con una razón de esfuerzo τ_{min}/τ_{max} igual a cero, equivale a 465 MPa. Se elige que sea granallado, ya que si no lo es el límite de resistencia a la torsión baja a 310 MPa. El esfuerzo alternante puro se calcula con la ecuación 4.4.

$$S_{Alt(-1)} = 0,5 \frac{S_{Alt(0)} S_{c-al}}{S_{c-al} - 0,5 S_{Alt(0)}} . \quad (4.4)$$

Se define C_a como D_R/d_a , donde D_R es el diámetro nominal de la espiral y d_a el diámetro del alambre. Los valores de C_a se limitan a estar entre 4 y 12, ya que valores menores o mayores impedirían la fabricación del resorte o sería propenso a pandearse. Para resortes con cargas estáticas y dinámicas los esfuerzos cortantes máximos se obtienen con las ecuaciones 4.5.

$$\text{Cargas estáticas} \quad T_{est} = \frac{K_s 8 F_m D_R}{\pi d_a^2} \quad \text{donde } K_s = \left(1 + \frac{0,5}{C_a}\right) , \quad (4.5)$$

$$\text{Cargas dinámicas} \quad T_{din} = \frac{K_w 8 F_a D_R}{\pi d_a^2} \quad \text{donde } K_w = \left(\frac{4C_a - 1}{4C_a - 4} + \frac{0,615}{C_a}\right) .$$

De la gráfica 4.4 (a) se obtienen los valores de fuerza máxima y mínima de ambos resortes ideales. Para el resorte RO la fuerza máxima aproximada es de 360 N. Para el resorte RE se toman los valores del resorte que soporta mayores cargas, con una fuerza máxima de 785 N. Para el caso de las fuerzas mínimas se da un valor de 5 N, ya que los resortes de compresión siempre deben tener una precarga. Las fuerzas alternantes y medias, F_a y F_m , requeridas en la ecuación 4.5 se obtienen con las ecuaciones 5.6.

$$F_a = \frac{(F_{max} - F_{min})}{2} , \quad F_m = \frac{(F_{max} + F_{min})}{2} . \quad (4.6)$$

El factor de seguridad a la fatiga FS_a se obtiene con la ecuación 4.7, donde τ_{min} se obtiene aplicando la ecuación para cargas estáticas 4.5 con la fuerza mínima del resorte.

$$FS_a = \frac{S_{Alt(-1)} (S_{c-al} - \tau_{min})}{S_{Alt(-1)} (\tau_m - \tau_{min}) + S_{c-al} \tau_a} . \quad (4.7)$$

Se determina el número de espiras efectivas del resorte N_a con la ecuación 4.8, donde G_a es el módulo de rigidez y K_{res} es la constante de rigidez del resorte. Se debe tener en cuenta que por limitaciones de fabricación el número de espiras efectivas debe de ser redondeado al $\frac{1}{4}$ más aproximado, luego que ha sido calculada. El número total de espiras depende de los extremos reales del resorte. Para los resortes empleados, en los cuales se busca una buena alienación, se decide que los extremos sean cuadrados y esmerilados. Ello conlleva a añadirle dos espirales más al resorte. El número total de espiras se denomina N_t .

$$N_a = \frac{d_a G_a}{8 C_a^3 K_{res}} \quad (4.8)$$

La longitud total del resorte L_f es la suma de cuatro longitudes del resorte, las cuales son: deflexión inicial $L_{inicial}$, deflexión de trabajo $L_{trabajo}$, holgura de choque L_{choque} y altura de cierre L_s . El valor de $L_{trabajo}$ se puede obtener de forma aproximada de la curva de la fuerza respecto del desplazamiento, ver figura 4.4 (a). Para el valor de L_{choque} es recomendable que sea de un valor de 10% al 15% de $L_{trabajo}$, ya que evita el choque entre espiras. En el caso presente se emplea un valor de 15% porque permite, también, lograr un buen proceso de granallado. Los valores de $L_{inicial}$ y L_s se obtienen de las ecuaciones 4.9.

$$L_{inicial} = \frac{8 F_{min} d_a C_a^3}{d_a G_a} \quad (4.9)$$

$$L_s = N_t d_a$$

En caso se sobrepase la deformación de trabajo y se llegue a comprimir el resorte en su totalidad, se procede a determinar la fuerza máxima instantes antes de ser totalmente comprimido. La fuerza de cierre F_{cierre} se calcula multiplicando la constante de rigidez por la deformación hasta el cierre, que es la diferencia entre L_f y L_s . El esfuerzo máximo τ_{cierre} producido por F_{cierre} se calcula con la ecuación 4.5, considerando que es una carga estática. El factor de seguridad de cierre se calcula con la ecuación 4.10.

$$FS_{cierre} = \frac{S_{c-al}}{\tau_{cierre}} \quad (4.10)$$

Con el objetivo de obtener el resorte requerido se hace iteraciones para diferentes valores de d_a y C_a y se toma como límites que $FS_a \geq 1,3$, $FS_{cierre} \geq 1,3$. Para el caso del resorte RO se toma una longitud máxima de resorte de 160 mm y para el caso del resorte

RE se toma una longitud máxima de resorte de 70 mm. Las iteraciones que cumplen los límites se muestran en las tablas 4.1 y tabla 4.2. Existen más valores en ambas tablas que cumplen con los límites, sin embargo, presentan un C_a mayores a los mostrados que hacen tan grande el diámetro nominal que ya no se puede considerar útil por el espacio que ocuparían. Para el caso del RO se elige el resorte con C_a de 8,5 y d_a de 5 mm porque es el que tiene menor masa y menor longitud. De la misma manera se elige el resorte RE, con C_a de 4,5 y d_a de 6,5 mm.

Tabla 4.1. Iteración de resorte RO.

d_a [mm]		C_a						
		7.5	7.6	7.7	7.8	7.9	8	8.1
5	K_{res} [N/m]	7012.9	7055.7	7003.2	6961.8	6931.9	6913.5	6907.3
	h [mm]	159	155	153	150	148	145	143
	m [g]	341	332	327	321	316	310	304
5.5	K_{res} [N/m]	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	7097.9	6954.1
	h [mm]	0	0	0	0	0	159	157
	m [g]	0	0	0	0	0	439	438
d_a [mm]		C_a						
		8.2	8.3	8.4	8.5	8.6	8.7	8.8
5	K_{res} [N/m]	6913.7	6933.5	6967.5	7016.9	0.0	0.0	0.0
	h [mm]	140	138	135	133	0	0	0
	m [g]	298	292	285	278	0	0	0
5.5	K_{res} [N/m]	7061.9	6933.5	7074.7	6961.8	6996.2	0.0	6955.8
	h [mm]	153	152	148	146	143	0	139
	m [g]	423	422	407	405	395	0	383
6	K_{res} [N/m]	0.0	0.0	0.0	0.0	6925.5	6946.7	6981.1
	h [mm]	0	0	0	0	158	155	152
	m [g]	0	0	0	0	558	547	535
d_a [mm]		C_a						
		8.9	9	9.1	9.2	9.3	9.4	9.5
5.5	K_{res} [N/m]	7029.6	6955.9	0.0	7000.5	6950.8	6908.5	7064.4
	h [mm]	137	135	0	131	130	128	126
	m [g]	373	370	0	356	353	349	337
6	K_{res} [N/m]	7029.6	6942.5	7014.6	6942.6	0.0	6985.1	6936.0
	h [mm]	149	148	145	143	0	139	137
	m [g]	522	518	505	501	0	482	478

El alojamiento de los resortes se compone básicamente de cuatro partes: el regulador de precarga, el sistema de enclavamiento, el vástago y el amortiguador. El regulador de precarga se encuentra en la parte inferior del resorte. El sistema de enclavamiento se ubica en el otro extremo del resorte y permite engancharse y desengancharse del vástago para producir la deformación. El amortiguador está compuesto de caucho, que sirve para impedir el impacto entre metales al momento del retorno del resorte a su posición inicial. En la figura 4.6 se muestran los esquemas de los alojamientos para cada resorte y sus respectivos alojamientos reales.

Tabla 4.2. Iteración de resorte RE.

d_a [mm]		C_a				
		4.4	4.5	4.6	4.7	4.8
6	K_{res} [kN/m]	116,35	0.0	0.0	0.0	0.0
	h [mm]	60	0	0	0	0
	m [g]	147	0	0	0	0
6.5	K_{res} [kN/m]	116,35	117,83	0.0	0.0	116,51
	h [mm]	67	64	0	0	57
	m [g]	199	192	0	0	179
7	K_{res} [kN/m]	0.0	0.0	118,80	116,22	0.0
	h [mm]	0	0	68	66	0
	m [g]	0	0	245	242	0
d_a [mm]		C_a				
		4.9	5.3	5.8	6.1	6.3
7	K_{res} [kN/m]	117,94	116,50	118,53	0.0	0.0
	h [mm]	61	54	47	0	0
	m [g]	228	212	193	0	0
8	K_{res} [kN/m]	0.0	0.0	0.0	116,44	0.0
	h [mm]	0	0	0	52	0
	m [g]	0	0	0	303	0
9	K_{res} [kN/m]	0.0	0.0	0.0	0.0	118,90
	h [mm]	0	0	0	0	57
	m [g]	0	0	0	0	445

El sistema de enclavamiento funciona de la siguiente manera, dos superficies dentadas son presionadas contra el vástago, el cual presenta dientes a lo largo de él. El sistema de enclavamiento está normalmente abierto, permitiendo el deslizamiento del vástago. Un mecanismo de palanca es el que conecta a las superficies dentadas con un alambre, el cual es tensado por un servomotor. El sistema de enclavamiento se muestra en la figura 4.7. La superficie dentada emplea cuatro dientes para sujetarse al vástago.

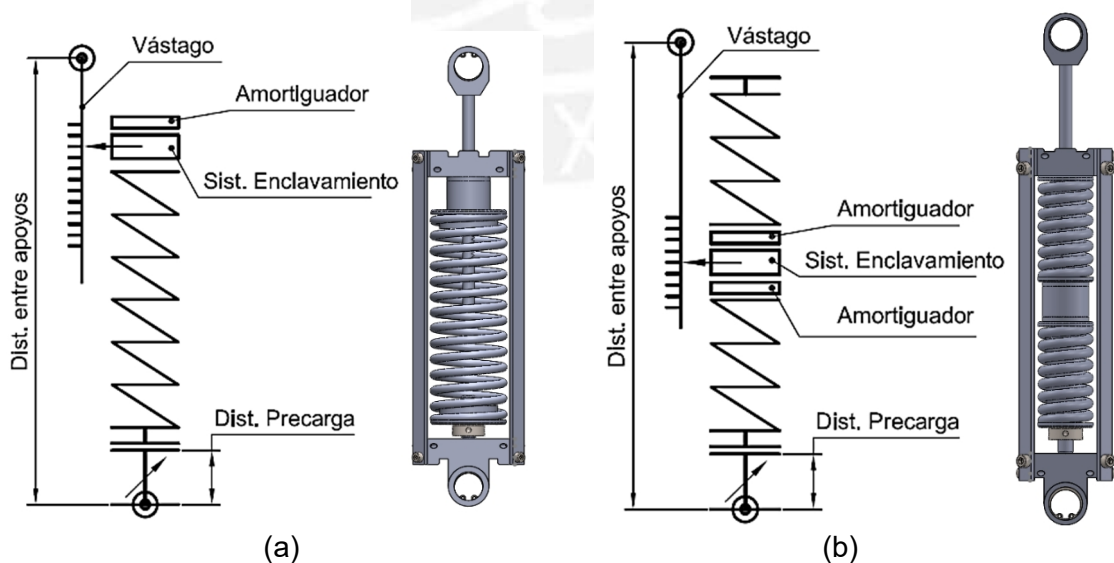


Figura 4.6. Alojamiento de los resortes de la rodilla. (a) Alojamiento del resorte RO. (b) Alojamiento del resorte RE.

Se procede a hacer los cálculos necesarios para mostrar un funcionamiento correcto del alojamiento. El vástago del alojamiento para el resorte RO trabaja a compresión, en el periodo de EO, mientras que el vástago del alojamiento del resorte RE trabaja tanto a tracción como a compresión en los periodos de FE y EE. Se analiza la falla por compresión para ambos vástagos empleando el análisis de pandeo por el método europeo modificado. Ya que el elemento esbelto no presenta una sección constante debido a que tiene canales, se emplea el diámetro de núcleo. Los diámetros de los vástagos de RO y RE son 9 mm y 11 mm, respectivamente, y la profundidad del diente h_{diente} es de 2 mm. Los apoyos se consideran empotrado (superior) y libre (apoyo en resortes), por lo que la distancia a considerar es el doble. Se procede a calcular la esbeltez de los vástagos con las ecuaciones 4.11.

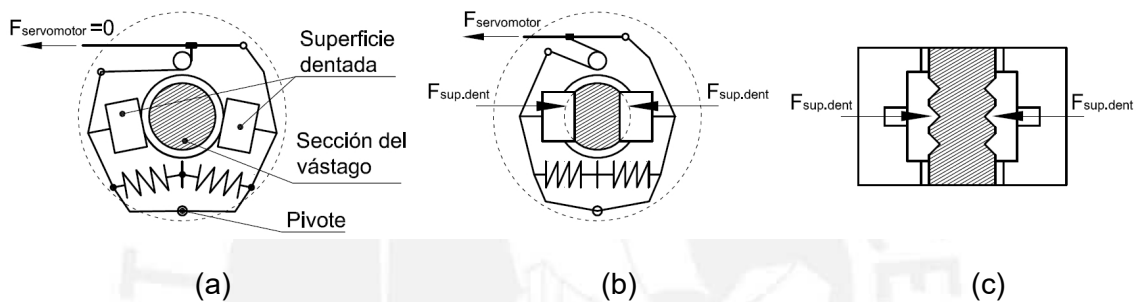


Figura 4.7. Sistema de enclavamiento. (a) Partes del sistema de enclavamiento. (b) Enclavamiento activado. (c) Sujeción de superficies planas en el vástago.

$$L_{\text{vástago RO}} = L_{\text{trabajo RO}} = 56 \text{ mm} \quad , \quad (4.11)$$

$$L_{\text{vástago RE}} = L_{\text{trabajo RE}} + L_f \text{ RE} = 10 + 60 = 70 \text{ mm} \quad ,$$

$$\lambda_{\text{vástago RO}} = \frac{4 (2L_{\text{trabajo RO}})}{d_{\text{vástago RO núcleo}}} = \frac{4 (2L_{\text{trabajo RO}})}{(d_{\text{vástago RO}} - 2h_{\text{diente}})} = 89,6 \quad ,$$

$$\lambda_{\text{vástago RE}} = \frac{4 (2L_{\text{trabajo RE}})}{d_{\text{RE núcleo}}} = \frac{4 (2L_{\text{trabajo RE}})}{(d_{\text{RE}} - 2h_{\text{diente}})} = 80 \quad .$$

Debido a que el $\lambda_{\text{vástago}}$ de ambos resortes se encuentra entre 60 y 100, se analiza por pandeo correspondiente al método europeo considerando un factor de seguridad de 5 por ser una máquina pequeña. Para hallar el esfuerzo de pandeo se emplea la ecuación 4.12.

$$\sigma_{\text{Vást Pand}} = \frac{a_1 - a_2 \lambda_{\text{vástago}}}{FS} \quad . \quad (4.12)$$

Los valores de a_1 y a_2 se obtienen de las ecuaciones 4.13 y la tabla 5.1.

$$a_1 = 2,5\sigma_{F-AI} - 1,5\sigma_{P-AI}, \text{ y } a_2 = 0,025(\sigma_{F-AI} - \sigma_{P-AI}), \quad (4.13)$$

$$\text{donde: } \sigma_{F-AI} = 324,0 \text{ MPa}, \text{ y } \sigma_{P-AI} = \frac{\pi^2 E_{alum}}{\lambda_{100}^2} = 72,13 \text{ MPa}.$$

Se obtiene que a_1 es 701,8 y a_2 es 6,297. El valor de $\sigma_{Vast Pand}$ para el vástago del resorte RO es 27,52 MPa y para RE es 39,52. El esfuerzo producido por la fuerza máxima se determina de la ecuación 4.14 y se obtiene que para RO es 18,33 MPa y para RE es 20,901 MPa.

$$\sigma_{Vas} = \frac{F_{m\acute{a}ximaRO}}{A_{vastRO \text{ n\acute{u}cleo}}}. \quad (4.14)$$

Se puede ver que el esfuerzo provocado por la fuerza máxima no supera al esfuerzo de pandeo para cada caso. Por lo tanto, los vástagos de los alojamientos del resorte RO y RE no fallan. Además, en el periodo EE el vástago está sometido a una fuerza de tracción pero no falla por esta carga ya que el esfuerzo de tracción es igual al valor σ_{VasRE} hallado con la ecuación 4.14 y es menor que σ_{F-AI}/FS .

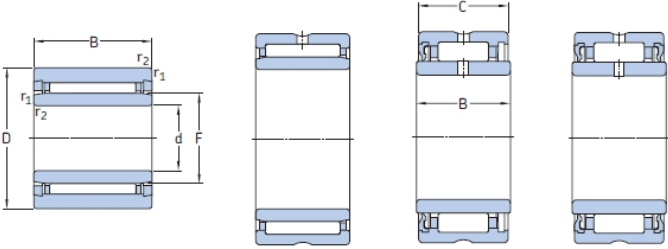
Se emplean rodamientos para los apoyos en los extremos de los alojamientos. Esto se debe a que los extremos están barriendo un ángulo de giro por cada zancada a altas velocidades y es necesario que no presenten fricción para evitar la aparición de momentos resistentes en la articulación de rodilla. Se procede a seleccionar los rodamientos para los alojamientos de los resortes RO y RE. Se emplean solo dos rodamientos por alojamiento de resorte, los cuales son rodamiento de agujas. El propósito por el cual se selecciona este tipo de rodamientos es porque ocupan poco espacio, soportan grandes cargas y pueden soportar los momentos que se generan por cargas en dirección a su eje.

Según la tabla de rodamientos de agujas de SKF [SKF, 2013], tabla 4.3, el menor diámetro interior es de 5 mm. Se procede a hacer un cálculo aproximado del diámetro interior requerido para que se pueda emplear el rodamiento de agujas más pequeño. Se considera un diámetro de 7 mm y la fuerza se aplica a la mitad del ancho de este. Cabe resaltar que se decide emplear el rodamiento seleccionado en ambos alojamientos de los resortes. Por esto se elige el caso más crítico que es el del alojamiento de RE. El esfuerzo normal de flexión se obtiene con la ecuación 4.15, el cual es 139,9 MPa.

$$\sigma_{\text{eje-rod}} = \frac{(F_{\text{max}} B_{\text{rod}})^{0,5} d_{\text{eje}}}{\frac{\pi d_{\text{eje}}^4}{64}} \quad (4.15)$$

El esfuerzo obtenido es menos de la mitad que el esfuerzo de fluencia del aluminio empleado, ver tabla 5.1. Debido a que es un análisis por resistencia, se puede tomar al diámetro de 7 mm como el diámetro interior del rodamiento.

Tabla 4.3. Rodamientos de agujas con aros mecanizados con pestañas, con aro interior [SKF, 2013].



Dimensiones principales				Capacidad de carga básica dinámica C	Capacidad de carga básica estática C ₀	Carga límite de fatiga P _u	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C				Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm				kN	kN	kN	r. p. m.	kg	-	
5	15	12	=	3,8	4,25	0,465	32000	36000	0,012	NKI 5/12 TN
	15	16	=	5,01	5,85	0,67	32000	36000	0,015	NKI 5/16 TN
6	16	12	=	4,4	5,2	0,57	30000	34000	0,014	NKI 6/12 TN
	16	16	=	5,72	7,2	0,815	30000	34000	0,017	NKI 6/16 TN
7	17	12	=	4,57	5,7	0,63	28000	32000	0,014	NKI 7/12 TN
	17	16	=	5,94	8	0,9	28000	32000	0,018	NKI 7/16 TN
9	19	12	=	6,71	8,15	0,965	26000	30000	0,017	NKI 9/12
	19	16	=	9,13	12	1,43	26000	30000	0,022	NKI 9/16
10	22	13	=	8,8	10,4	1,22	24000	28000	0,023	NA 4900
	22	14	13	7,37	8,15	0,965	=	12000	0,025	NA 4900 RS
	22	14	13	7,37	8,15	0,965	=	12000	0,025	NA 4900.2RS
	22	16	=	10,2	12,5	1,5	24000	28000	0,029	NKI 10/16
	22	20	=	12,8	16,6	2	24000	28000	0,037	NKI 10/20

Se elige el rodamiento NKI 7/12 TN y se procede a corroborar por un análisis de carga estática. Se toma un factor de seguridad s_0 de 4, ver tabla 4.4, por tener cargas de choque pronunciadas y con importancia en funcionamiento silencioso. La capacidad de carga estática del rodamiento es 5,7 kN, lo cual es mayor que la multiplicación del factor de seguridad elegido y la fuerza máxima, que es 785 N. Por lo tanto, el rodamiento no presenta fallas al estar sometido a cargas estáticas. Se procede, también, a calcular la vida útil del rodamiento L_{10} , en millones de revoluciones, con una confiabilidad del 90%. Para ello se emplea la ecuación 4.16, donde C_R es la capacidad de carga dinámica obtenida de la tabla 4.3, P_R es la carga a la que está sometido el rodamiento y p es un exponente que para rodamientos de bolas es 3 y rodamientos de rodillos es 10/3. Si el

rodamiento no completa una revolución por ciclo, sino un cierto ángulo, la ecuación 4.16 se multiplica por $360/\gamma$, donde γ es el ángulo barrido por ciclo, y de esta manera se obtiene la cantidad de millones de ciclos de vida útil.

$$L_{10} = \left(\frac{C_R}{P_R} \right)^p \quad (4.16)$$

Tabla 4.4. Factores de seguridad estática s_0 para rodamientos [SKF, 2013].

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones) sin importancia						Rodamientos fijos	
	normal		sup.					
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar $s_0 \geq 4$.

¹⁾ Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deben utilizarse valores de s_0 por lo menos iguales a los arriba mencionados. Si se conoce la magnitud de las cargas de choque, se pueden aplicar valores de s_0 menores.

Durante una zancada el ángulo que se forma entre el brazo del segmento tibial y la línea a lo largo del actuador varía entre 131° a 62° . Con la fórmula 4.16 y considerando un ángulo barrido de 69° se obtiene que la vida útil del rodamiento de agujas pertenecientes a los alojamiento de los resortes de la rodilla es de 1 852 millones de ciclos.

4.1.2. Transmisión de la rodilla

El actuador de la rodilla se compone de cinco partes: husillo de bolas, apoyo, acople, reductor y motor. El husillo de bolas posee dos rodamientos en los extremos que le permiten girar respecto al segmento femoral. El apoyo posee cuatro rodamientos, dos de ellos son rodamientos radiales, externos y permiten girar respecto al segmento tibial y femoral, y dos rodamientos angulares internos que permiten transmitir la fuerza axial del husillo al segmento tibial. El acople permite transmitir el momento del motor al husillo. El reductor y el motor están unidos para brindar potencia mecánica. La posición de montaje del actuador se muestra en la figura 4.3 y el orden de las partes en la figura 4.8.

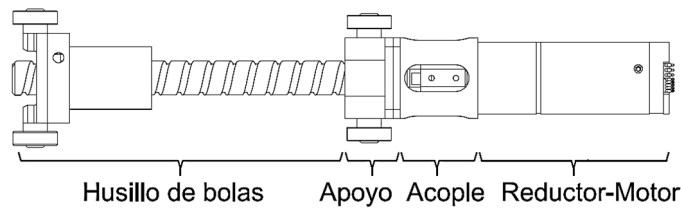


Figura 4.8. Partes del actuador del STR.

La fuerza y la velocidad a las que está sometido la tuerca del husillo durante un ciclo de marcha se muestra en la figura 4.9. Durante la marcha el desplazamiento del husillo es de 79 mm. Sin embargo, al considerar que el ángulo relativo en la rodilla es de 100° cuando el usuario de la prótesis está sentado la longitud de desplazamiento del husillo aumenta a 109 mm. Si bien el uso de los resortes disminuye el pico de fuerzas en el actuador, el diseño del actuador se hace considerando que los resortes no actúan. Esto se hace con el propósito de obtener una operación del actuador en la situación crítica en la que los enclavamientos de los alojamientos de los resortes fallen.

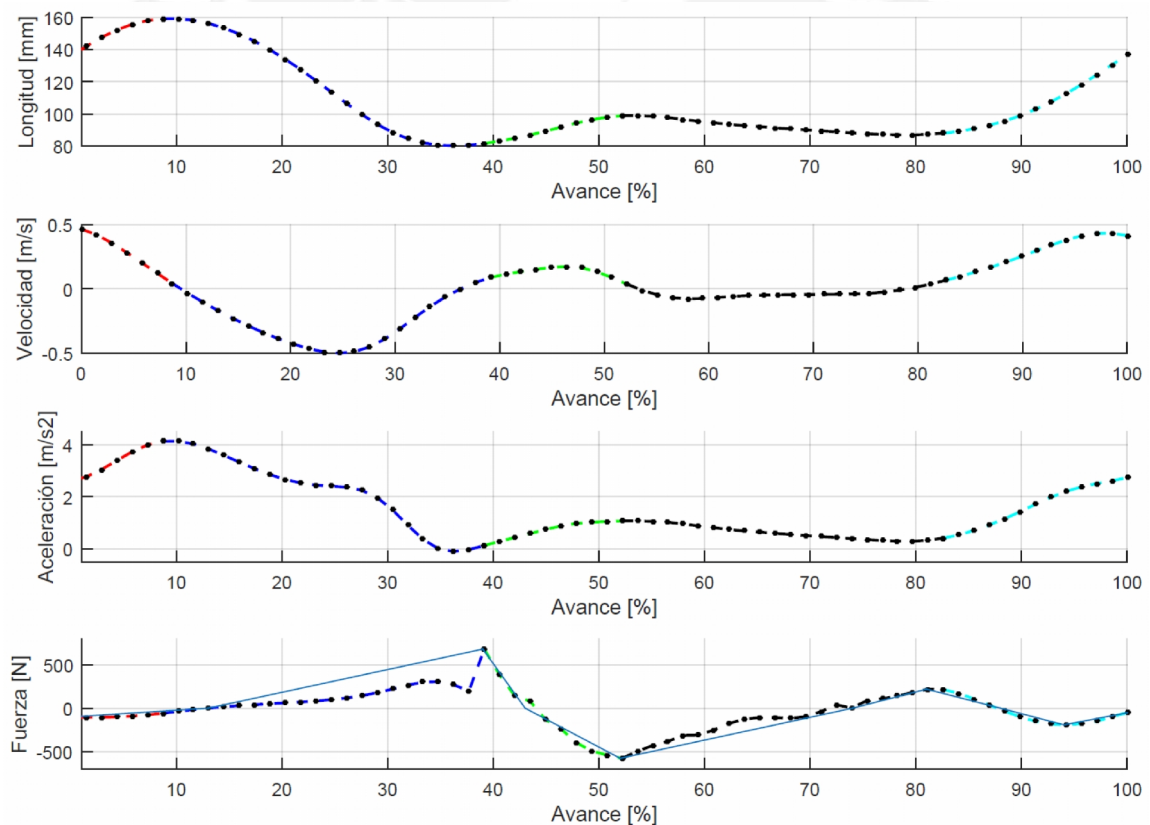


Figura 4.9. Variación de la longitud, velocidad, aceleración y fuerza del actuador del STR.

De la figura 4.9 la fuerza máxima alcanzada es de 681 N y la velocidad máxima instantánea es de 0,5 m/s, ambos parámetros son útiles para el diseño. Se procede a seleccionar el husillo de bolas. Se elige que el husillo de bolas sea de la marca SKF [SKF, 2013] y que sea laminado porque es más barato. La selección del husillo de bolas está muy ligado a la selección del motor y reductor, ya que el diámetro nominal y el paso del husillo limita la selección de ellos. Tras iterar varias veces se selecciona un husillo de bolas DIN 69051 con la designación BND 16xR10 150/187, lo que significa de es de diámetro nominal de 16 mm y un paso de 10 mm. La tabla 4.5 provee la información del husillo utilizado. El procedimiento mostrado a continuación es la verificación del husillo seleccionado según el catálogo de husillo de SKF [SKF, 2013].

Se procede a determinar la carga media equivalente F_{mh} empleando la ecuación 4.17, donde L_n es el periodo de la carga y F_n es la carga durante su respectivo periodo. F_n se determina con la ecuación 4.18, de los picos de fuerza mostrados en la aproximación de la figura 4.9.

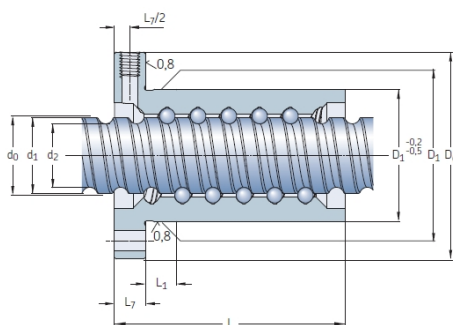
$$F_{mh} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n F_n^3 L_n}{\sum_{i=1}^n L_n} \right)^{1/3}, \quad (4.17)$$

$$F_n = \frac{|F_{min} + 2F_{max}|}{3}. \quad (4.18)$$

En la figura 4.9 se hace la aproximación de rectas en la variación de la fuerza respecto al avance. Los valores de F_n calculados son: -68, 454, 454, -385, -385, 146, 146, -128 y -146. Los periodos de F_n son: 13%, 26%, 4%, 9%, 22%, 7%, 7%, 6% y 6%, respectivamente. Aplicando la ecuación 4.18 se obtiene que la fuerza media equivalente es 359,7 N. La fórmula empleada para hallar la vida útil del husillo es la 4.16, donde se reemplaza P por F_{mh} , la carga dinámica se obtiene de la tabla 4.5 y el valor de p es 3. La ecuación 4.16 es válida si la relación entre la carga media equivalente y la carga dinámica es menor o igual que 60%. La relación entre cargas es aproximadamente 5%, lo que permite conseguir el rendimiento de vida media esperado. La vida útil del husillo es 26 323 millones de revoluciones.

Tabla 4.5. Husillo de bolas DIN 69051 [SKF, 2013].

Diámetro nominal d_0	Paso P_h	Tuerca		Número de circuitos de bolas	Juego estándar	Reducción de juego a petición	Par de precarga con juego cero T_{pr}	Inercia	Grasa	Peso	Eje del husillo			Designación	
		Capacidad de carga básica dinámica C_a	estática C_{oa}								Masa	Inercia	Grasa		
mm	mm	kN		-	mm		Nm	kgmm ²	cm ³	kg	kg/m	kgmm ² /m	cm ³ /m	-	
16	5	7,8	10,7	3	0,08	0,05	0,05	40	0,9	0,17	1,3	33	2,1	SND/BND 16x5 R	
	10	10,7	17,2	2x1,8	0,07	0,03	0,06	41	1,6	0,18	1,21	30,7	2,1	SND/BND 16x10 R	
Eje del husillo		Tuerca				Eje del husillo				Rodamiento de apoyo			Soporte de pie recomendado		
$d_0 \times P_h$		D_1	D_4	Diseño	D_5	D_6	L	L_1	L_7	L_8	longitud d_2	d_1		Rodamientos axiales de apoyo recomendados	
mm		mm			mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			
16x5		28	38	1	5,5	48	43,5	10	10	40	2 000	12,7	15,2	FLBU 16/PLBU 16	BUF 16
16x10		28	38	1	5,5	48	47	37	10	40	2 000	12,6	15,2	FLBU 16/PLBU 16	BUF 16



El husillo también está sometido a cargas estáticas. El factor de seguridad empleado se toma de la tabla 4.4 el cual es 2, considerando un funcionamiento sea silencioso y de choques pronunciados. De la tabla 4.5 se obtiene la capacidad de carga estática. Multiplicando la carga máxima por el factor de seguridad se observa que la carga resultante es menor que la capacidad de carga estática, por lo tanto, se verifica que no falla por cargas estáticas.

Se procede a verificar el cumplimiento de la velocidad de giro crítica del eje del husillo n_{cr} , la cual se puede obtener con la ecuación 4.19, donde el factor de montaje f_1 es igual a 0,9 por tener apoyo fijo y libre, d_{2-h} es el diámetro de raíz y l_h es la longitud libre entre los dos apoyos del husillo. Se sabe para el presente caso que l_h es 150 mm y d_{2-h} es 12,6 mm de la tabla 4.5. La velocidad crítica del eje del husillo obtenida es 19 757 rpm.

$$n_{cr} = 0,8 \times 49 \times 10^6 \frac{f_1 d_{2-h}}{l_h^2} \quad (4.19)$$

De la figura 4.9 se obtiene que la velocidad máxima alcanzada es de 0,5 m/s. Se emplea la ecuación 4.20 para obtener la velocidad de giro del husillo n_h , la cual depende de la

velocidad lineal V_h en m/s y p_h en mm. La velocidad de giro máxima del husillo obtenido es 3 000 rpm y es inferior a la velocidad de giro crítica, por lo tanto, el husillo puede desempeñarse con seguridad.

$$n_h = 60\,000 \frac{V_h}{p_h} . \quad (4.20)$$

Se procede a verificar el cumplimiento del límite de velocidad del mecanismo. Para ello se multiplica la velocidad de giro máxima con el diámetro nominal. Como el husillo empleado es de tipo BND, la multiplicación debe ser inferior a 50 000. De la velocidad obtenida anteriormente y con el diámetro nominal, ver tabla 4.5, se obtiene que la multiplicación es 48 000, lo cual es inferior al límite máximo mencionado anteriormente.

Se procede a verificar el cumplimiento de la aceleración admisible del mecanismo. Para obtener la aceleración de giro del husillo α_h se emplea la ecuación 4.21, donde la aceleración lineal a_h se obtiene de la figura 4.8. La aceleración admisible es 4 000 rad/s². La aceleración de giro calculada es 2 576 rad/s² y es menor que la aceleración admisible, por lo que cumple con la condición.

$$\alpha_h = 2\,000\pi \frac{a_h}{p_h} . \quad (4.21)$$

Debido a las fuerzas axiales, es necesario verificar que el husillo no falle por pandeo. Para ello se aplica la ecuación 4.22, donde f_3 es el factor de corrección de montaje para pandeo que para el presente caso es 0,25 ya que sus extremos son fijo-libre. La fuerza de pandeo calculada es 9 522 N, la cual es mayor que la fuerza máxima alcanzada de 681 N. Se concluye que el husillo no falla por pandeo.

$$F_{c_h} = \frac{34 \times 10^3 f_3 d_{2-h}^4}{l_h^2} . \quad (4.22)$$

Se calcula la eficiencia práctica directa del husillo $\eta_{p_{dh}}$ con la ecuación 4.23 y la eficiencia práctica indirecta del husillo $\eta_{p_{ih}}$ con la ecuación 4.24. La $\eta_{p_{dh}}$ es útil cuando el movimiento pasa de ser rotacional a lineal y la $\eta_{p_{ih}}$ es útil cuando el movimiento pasa de ser lineal a rotacional. Para el tipo de husillo empleado BND el valor de μ_h es 0,006. Los valores de $\eta_{p_{dh}}$ y $\eta_{p_{ih}}$ son 0,8737 y 0,8729, respectivamente.

$$\eta_{pdh} = 0,9 \frac{1}{1 + \frac{\pi}{\rho_h} d_{0-h} \mu_h} , \quad (4.23)$$

$$\eta_{pih} = 0,9 \left(1 - \frac{\pi}{\rho_h} d_{0-h} \mu_h \right) . \quad (4.24)$$

El motor empleado es de corriente continua sin escobillas. Se elige este tipo de motor ya que tienen las siguientes ventajas respecto de un motor con escobillas [MAXON MOTOR, 2016].

- Prácticamente no requieren mantenimiento.
- Tienen menor masa.
- Son eficientes.
- Poseen larga vida.
- Curva par/velocidad es plana, permitiendo que se pueda operar a diferentes velocidades con una carga definida.

Los motor y reductor seleccionados son de la marca MAXON MOTOR®. Para el sistema de transmisión de potencia de la rodilla se emplea el motor sin escobillas EC32 de 80W y un reductor de engranajes planetarios GP32 A con una relación de transmisión de 3,7:1.

Se procede a seleccionar los rodamientos interiores del alojamiento. Los dos rodamientos están dispuestos espalda con espalda. La fuerza axial máxima es de 681 N y la fuerza radial es casi nula. Según catálogo [SKF, 2013], cuando la relación entre la fuerza axial y radial es mayor que 1,14, la carga equivalente P_R equivale a 0,57 de F_{radial} más 0,93 de la F_{axial} . Para él cálculo se considera solo la fuerza axial ya que la radial es casi nula. Por lo tanto, la carga equivalente es 633,3 N. Se considera un factor de seguridad de 2, ver tabla 4.4, por buscar que su funcionamiento sea silencioso y de choques pronunciados. Se selecciona el rodamiento de bolas de contacto angular 7200 BEP, ver tabla 4.6, ya que es pequeño y cumple con la demanda. Se procede a demostrar su buen cumplimiento. Se analiza la falla por carga estática. Considerando el factor de seguridad, la carga equivalente, que es 1267 N, no supera a la capacidad de carga estática básica, por lo tanto el rodamiento no falla por carga estática. Se procede a calcular la vida útil del rodamiento. Empleando la ecuación 4.16 con un exponente p

de 3, para rodamiento de bolas, se obtiene que la vida útil del rodamiento es 1 362 millones de revoluciones.

Tabla 4.6. Rodamientos de bolas de contacto angular [SKF, 2013].

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones ¹⁾	Rodamiento de diseño básico
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	Rodamiento de emparejamiento universal	
mm			kN		kN	r. p. m.			–	
10	30	9	7,02	3,35	0,14	30 000	30 000	0,03	7201 BECBP	7201 BEP
	37	12	10,6	5	0,208	24 000	24 000	0,06	7201 BECBP	7301 BEP
15	35	11	8,8	4,65	0,196	26 000	26 000	0,045	* 7202 BECBP	–
	35	11	8,32	4,4	0,183	24 000	24 000	0,045	–	7202 BEP
	42	13	13	6,7	0,28	20 000	20 000	0,08	7302 BECBP	7302 BEP
17	40	12	11	5,85	0,25	22 000	22 000	0,065	* 7203 BECBM	–
	40	12	11	5,85	0,25	22 000	22 000	0,065	* 7203 BECBP	–
	40	12	10,4	5,5	0,236	20 000	20 000	0,065	–	7203 BEP
	40	12	11,1	6,1	0,26	20 000	20 000	0,065	–	7203 BEY
	47	14	15,9	8,3	0,355	19 000	19 000	0,11	7303 BECBP	7303 BEP

Los rodamientos externos que están unidos al apoyo del actuador y a la tuerca del husillo de bolas son rodamientos radiales de bolas, ver figura 4.8. Se selecciona el rodamiento radial de bolas 619/9, ver tabla 4.7, y se procede a verificar su selección. Se calcula el esfuerzo normal a la flexión en la sección del eje del rodamiento utilizando la ecuación 4.15 con un diámetro de eje de 9 mm. La fuerza a considerar es la mitad de la fuerza máxima que es 681 N. El esfuerzo obtenido es 57,09 MPa y con un factor de seguridad a dos no falla por resistencia en el aluminio empleado que es AA2024 T4, ver tabla 5.1.

Tabla 4.7. Rodamientos radial de bolas [SKF, 2013].

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	–
mm			kN		kN	r. p. m.			
9	17	4	0,871	0,34	0,014	85 000	53 000	0,0034	618/9
	20	6	2,34	0,98	0,043	80 000	50 000	0,0076	619/9
	24	7	3,9	1,66	0,071	70 000	43 000	0,014	* 609
	26	8	4,75	1,96	0,083	60 000	38 000	0,02	* 629
10	19	5	1,72	0,83	0,036	80 000	48 000	0,0053	61800
	22	6	2,7	1,27	0,054	70 000	45 000	0,01	61900
	26	8	4,75	1,96	0,083	67 000	40 000	0,019	* 6000
	28	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,024	16100
	30	9	5,4	2,36	0,1	56 000	36 000	0,031	* 6200
	35	11	8,52	3,4	0,143	50 000	32 000	0,053	* 6300

Se procede a corroborar por un análisis de carga estática. Se toma un factor de seguridad s_0 de 2, ver tabla 4.4, por tener cargas de choque pronunciadas y con importancia en funcionamiento silencioso. La capacidad de carga estática del rodamiento es 980 N, lo cual es mayor que la multiplicación del factor de seguridad elegido y la fuerza máxima, que es 681 N. Por lo tanto, el rodamiento no presenta fallas al estar sometido a cargas estáticas. Se procede, también, a calcular la vida útil del rodamiento L_{10} , en millones de revoluciones, con una confiabilidad del 90%. Para ello se emplea la ecuación 4.16 y el exponente p igual a 3 por ser un rodamiento de bolas. Se obtiene que la vida útil del rodamiento es 324,6 millones de revoluciones.

4.2. Diseño de la transmisión de potencia para la articulación del tobillo

Durante una zancada la articulación del tobillo se divide en cuatro periodos, los cuales se mencionan en la figura 1.6. Es necesario conocer la variación del momento, ángulo de giro relativo y la velocidad de giro de la articulación en cada periodo para tener un buen criterio del diseño del sistema. En la figura 4.10 se aprecia la variación del momento respecto del ángulo y de la velocidad.

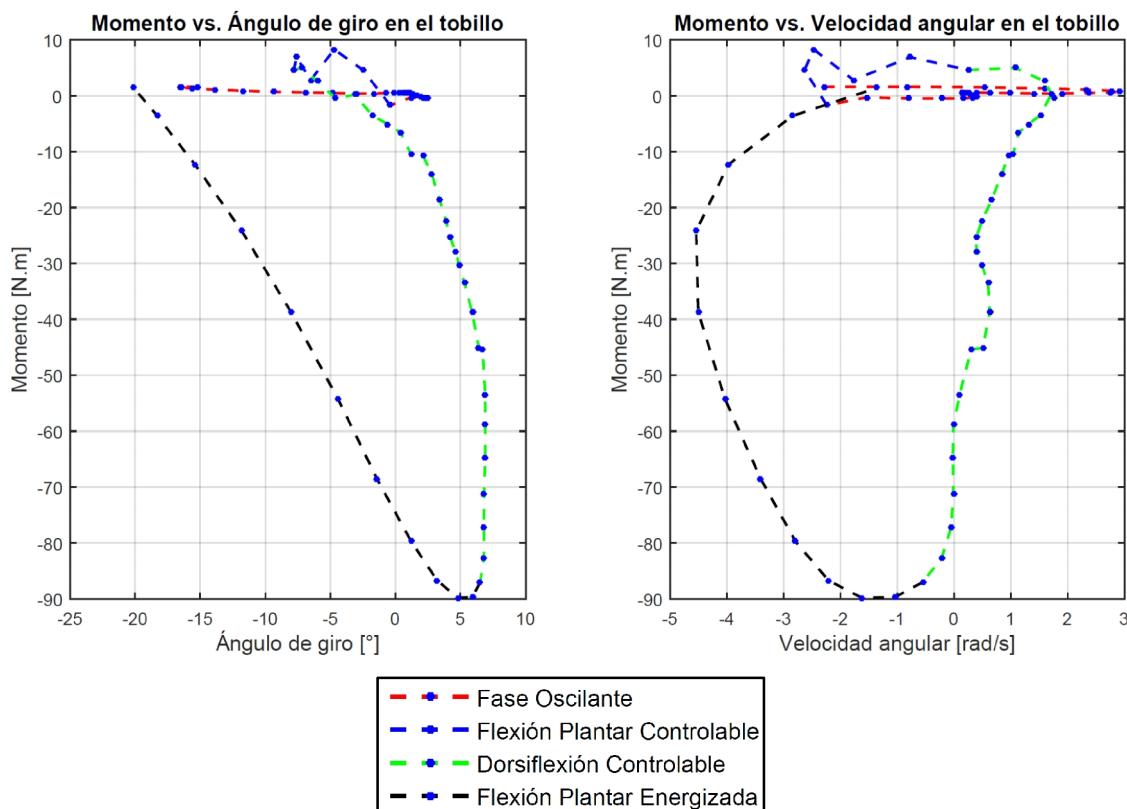


Figura 4.10. Variación de momento con respecto del ángulo de giro y de la velocidad angular en el tobillo.

Según AU [AU *et al.*, 2008] el periodo de Flexión Plantar Controlable se puede ser modelada como un resorte lineal, ya que la variación del momento respecto del giro es aproximadamente lineal. El periodo de Dorsiflexión Controlable se puede modelar también como un resorte, pero en este caso como uno no lineal. El periodo de Flexión Plantar Energizada puede ser modelada como un resorte lineal más una fuente de momento. El periodo Fase Oscilante se modela solo como un controlador de posición. Estos modelos son válidos cuando los resortes están situados en forma paralela al actuador.

Según Grimmer [GRIMMER *et al.*, 2012] para los modelos ideales de los tobillos, los actuadores con resortes en serie (SEA) y los actuadores con resorte en paralelo (PEA) reducen el pico de potencia, con la diferencia que los PEA llegan a reducir más el pico de potencia, pero consumen mayor energía durante el ciclo que los SEA. Los actuadores con resortes en serie y en paralelo (SE-PEA) pueden reducir el pico de potencia aún más que el PEA, pero su consumo de energía es mayor que el del SEA.

Se descarta la idea de emplear SE-PEA ya que incrementa la masa y el volumen del STB. Por otro lado, se descarta de idea de emplear PEA ya que según el modelo de AU [AU *et al.*, 2008] demanda emplear dos resortes y ello incrementaría la masa y el volumen del actuador. Por esta razón se decide emplear un SEA en el STB.

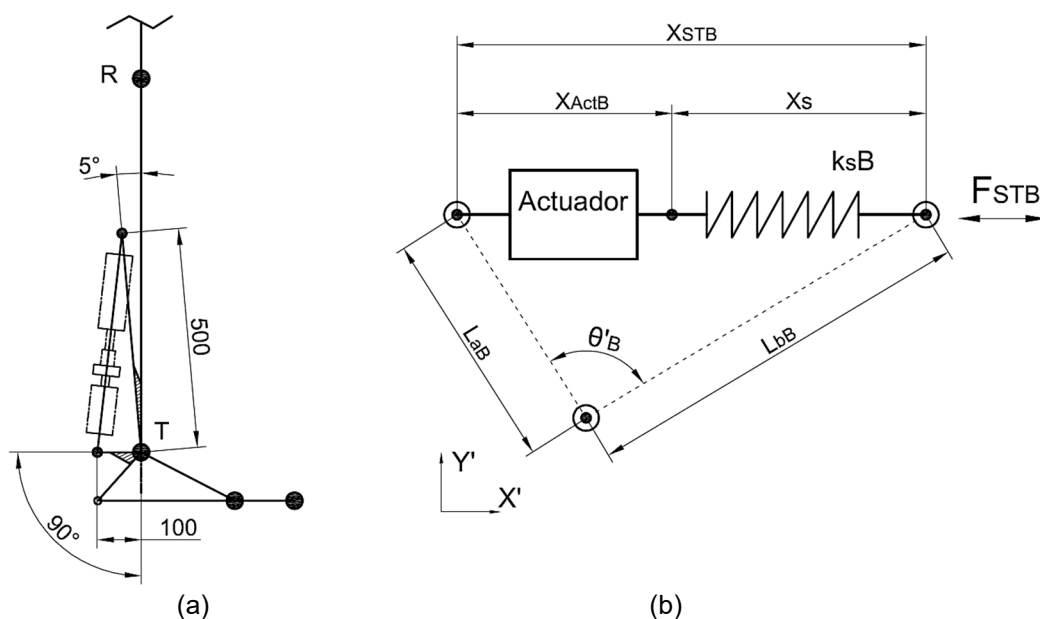


Figura 4.11. Esquema de la ubicación y distribución del actuador y del resorte en el tobillo.

(a) Ubicación del actuador y resorte. (b) Disposición del actuador y resorte.

Se emplea para el diseño tanto un actuador como un resorte que actúan de forma lineal. Se procede a situar estos elementos en una disposición que tengan brazos con una ciertas longitudes unidas a cada segmento de la articulación y con un cierto ángulo que forma cada brazo con el segmento. Las dimensiones de los brazos y los ángulos, mostradas en la figura 4.11 (a) para el STB, fueron dadas considerando los siguientes criterios respecto al segmento tibial: mayor cercanía posible, mayor aproximación de paralelismo, distancia que sitúa al actuador en serie con el resorte. Esto permite tener un centro de masa similar al de una tibial real y tener una curva de la variación de la fuerza respecto al desplazamiento muy similar a la curva del momento respecto del ángulo de giro.

4.2.1. Resorte en serie

La influencia del resorte en serie es distinta a la de un resorte en paralelo ya que el resorte en serie soporta la misma carga que el actuador. Hollander [HOLLANDER *et al.*, 2006] brinda la ecuación, ver ecuación 4.25, que determina la variación de la potencia en el tobillo cuando un actuador SEA se desempeña durante un ciclo de marcha. Las variables de la ecuación se pueden apreciar en la figura 4.11 (b), donde X_{STB} es la longitud del sistema de transmisión de potencia del tobillo, F_{STB} es la fuerza que genera el STB, k_{sB} es la constante de rigidez del resorte en serie del STB y P_{ActB} es la potencia que entrega el actuador del STB.

$$P_{ActB} = (F_{STB}) \left(\dot{X}_{STB} + \frac{F_{STB}}{k_{sB}} \right) . \quad (4.25)$$

De la ecuación 4.25 se puede observar que la manera como disminuir la potencia del actuador del STB es reduciendo el término de la derecha. Para ello, la variación de X_{STB} respecto del tiempo y la variación de F_{STB}/k_{sB} respecto del tiempo deben tener magnitudes semejantes pero diferente signo. La figura 4.12 (b) muestra que la relación entre X_{STB} respecto del tiempo y la variación de F_{STB}/k_{sB} respecto del tiempo durante el periodo Flexión Plantar Energizada puede asemejarse a una recta y así disminuir la potencia del actuador. Ya que para lograr esta disminución de potencia la única variable a modificar es k_{sB} , se procede a hallar el intervalo de valores de k_{sB} que permiten obtener bajas potencias en el actuador.

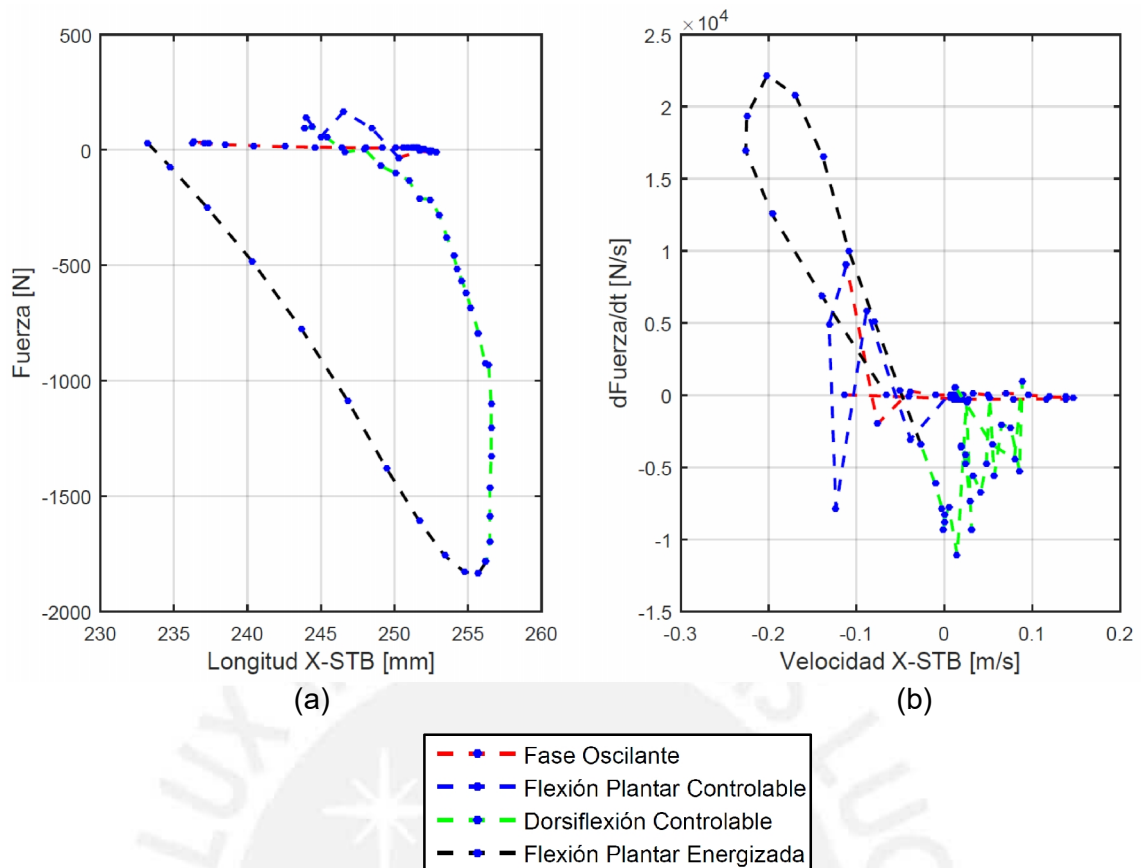


Figura 4.12. Variación de parámetros del sistema de transmisión de potencia del tobillo. (a) Variación de F_{STB} respecto de la longitud X_{STB} . (b) Variación de $d(F_B/k_{SB})/dt$ respecto de dX_{STB}/dt .

La estrategia elegida consiste en calcular la potencia generada en diferentes instantes de un ciclo de marcha y seleccionar la potencia mayor. Este cálculo se repite para valores de k_{SB} que varían desde 40 000 N/m hasta 10^7 N/m. En la figura 4.13 se aprecia la variación del pico de potencia generado durante un ciclo de marcha para diferentes valores de k_{SB} . Se ve que para un cierto intervalo de valores de k_{SB} la curva de picos de potencia forma un valle con valores muy bajos. El menor valor de potencia obtenido es de 88,94 W para un k_{SB} de $1,485 \times 10^5$ N/m. No obstante, se decide que todo valor de k_{SB} que permita obtener una máxima potencia inferior a 90 W es considerado en el intervalo de valores de k_{SB} requeridos. Este intervalo varía entre 145,9 kN/m y 169,3 kN/m.

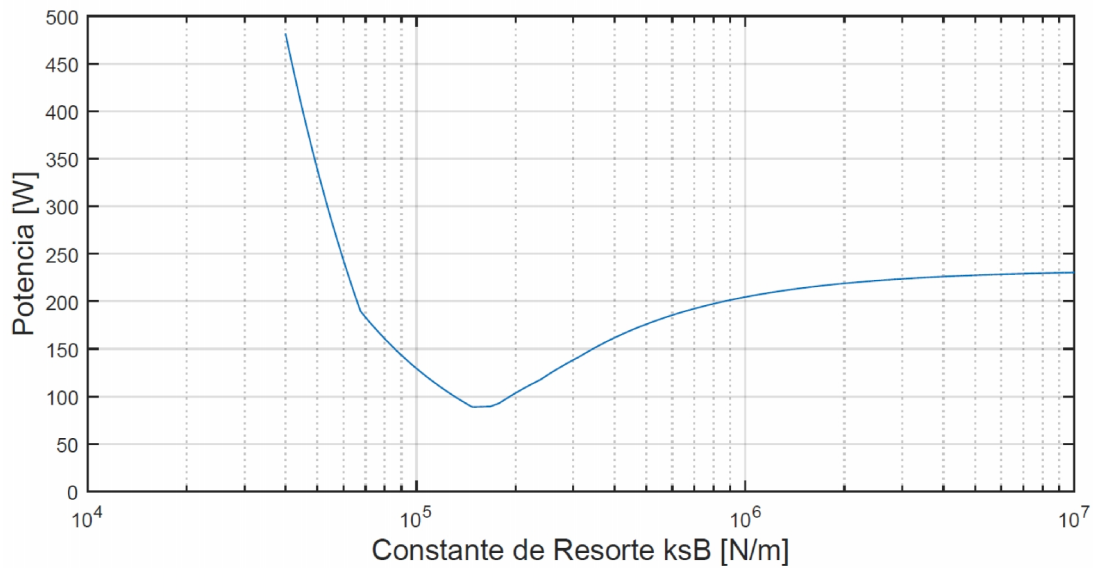


Figura 4.13. Variación del pico potencia durante un ciclo de marcha respecto a la constante de rigidez k_{sB} del resorte del STB.

La figura 4.14 muestra la variación de la potencia del actuador del STB cuando no emplea un resorte en serie y cuando emplea un resorte en serie con k_{sB} igual a $1,485 \times 10^5$ N/m. Se observa que el pico de potencia se redujo hasta lo deseado pero se da un aumento en la potencia en diferentes instantes del periodo DC.

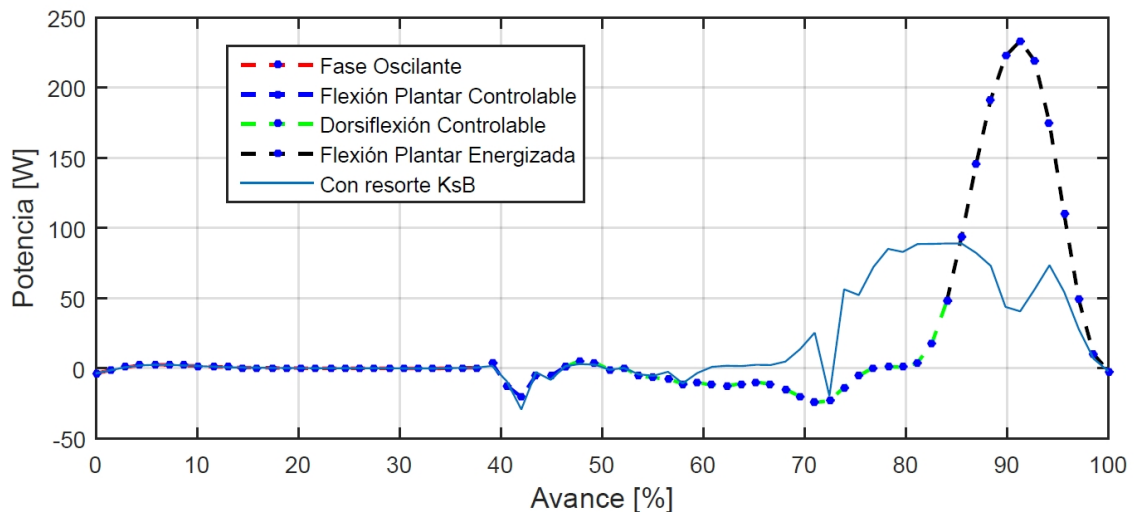


Figura 4.14. Variación de la potencia del actuador de STB durante un ciclo de marcha sin resorte y con resorte de k_{sB} igual a $1,485 \times 10^5$ N/m.

Es necesario saber la variación de la deformación del resorte durante un ciclo de marcha para conocer el sentido de las deformaciones, ya que de esta manera se puede determinar si se utilizan dos resortes para satisfacer la expansión y compresión del STB.

La figura 4.15 muestra la variación de la deformación del resorte durante una zancada, donde la deformación positiva hace referencia a la tracción del resorte por la expansión del STB. Se observa que las deformaciones negativas son pequeñas en comparación a las deformaciones positivas del resorte. Si se compara el intervalo de porcentaje de avance en el que se produce la deformación negativa con la demanda de potencia en la figura 4.14 se puede notar que el efecto del resorte en serie trabajando a compresión no es significativo en la variación de la potencia. Por esta razón se elimina la posibilidad de que el resorte de k_{sB} trabaje a compresión y así, descartar el uso del resorte que realice esta acción, lo que conlleva a reducir la masa y volumen del STB.

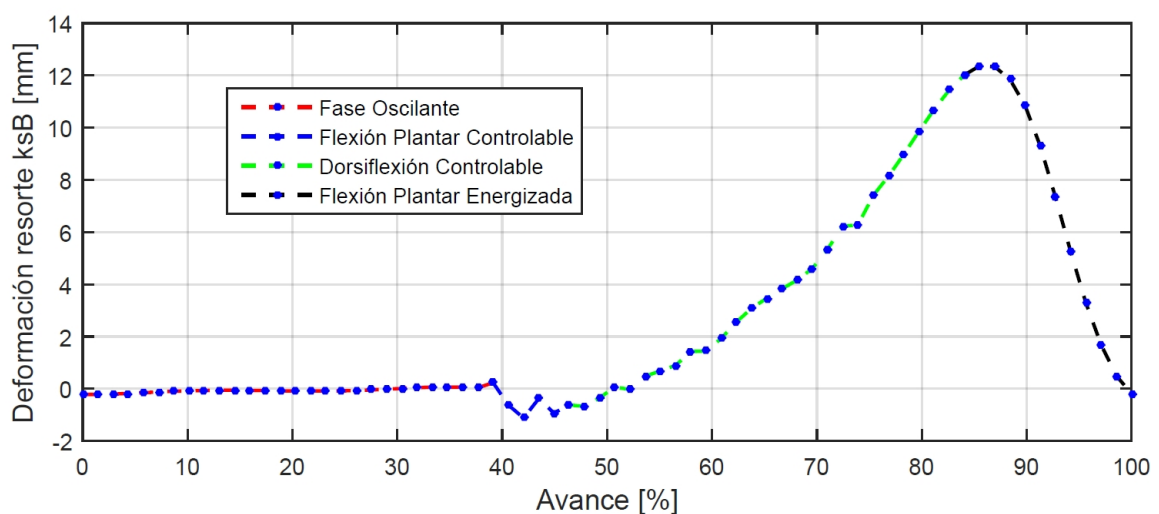


Figura 4.15. Variación de la deformación del resorte con k_{sB} igual a $1,485 \times 10^5$ N/m durante un ciclo de marcha.

Se procede a diseñar el resorte. Se elige que el resorte con k_{sB} sea un resorte helicoidal lineal. La secuencia de cálculo es la misma empleada en el diseño de los resortes del STR, ver la subsección 4.1.1. Se emplea el alambre de material ASTM A401 por tener buena resistencia a la fatiga y buena resistencia a la tensión [NORTON, 2011]. La resistencia máxima a la tensión se calcula con la ecuación 4.2. Además, se estima el esfuerzo máximo cortante con la ecuación 4.3 y haciendo uso resistencia máxima a la tensión calculada anteriormente. Se elige que el resorte sea granallado, ya que al serlo y con diámetros menores de 10 mm, el límite de la resistencia a la torsión $S_{Alt(0)}$ para alcanzar una vida infinita aumenta de 310 MPa a 465 MPa, con una razón de esfuerzo τ_{min}/τ_{max} igual a cero. El esfuerzo alternante puro se calcula con la ecuación 4.4.

Los valores de C_a se limitan a estar entre 4 y 12, ya que valores menores o mayores impiden la fabricación del resorte o son propensos a pandearse. Para resortes con

cargas estáticas y dinámicas, los esfuerzos cortantes máximos se obtienen con las ecuaciones 4.5. De la figura 4.12 (a) se obtienen la fuerza máxima a la que está sometida el resorte es 1 835 N. Para el caso de la fuerza mínima se da un valor de 5 N ya que los resortes de compresión siempre deben tener una precarga. Las fuerzas alternantes y medias, F_a y F_m , requeridas en la ecuación 4.5 se obtienen de las ecuaciones 4.6. El factor de seguridad a la fatiga FS_a se obtiene con la ecuación 4.7, donde τ_{min} se obtiene aplicando la ecuación 4.5 para cargas estáticas con la fuerza mínima del resorte.

El número de espiras efectivas del resorte N_a se calcula con la ecuación 4.8, donde G_a módulo de rigidez y K_{res} es la constante de rigidez del resorte. Debido a las limitaciones de fabricación el número de espiras efectivas debe de ser redondeado al $\frac{1}{4}$ más aproximado luego que ha sido calculada. Para el resorte empleado, en el cual se busca una buena alienación, se decide que los extremos reales del resorte sean cuadrados y esmerilados. Ello conlleva a añadirle dos espirales más al resorte, obteniendo así el número total de espiras N_t .

La longitud total del resorte L_f es la suma de la deflexión inicial $L_{inicial}$, deflexión de trabajo $L_{trabajo}$, holgura de choque L_{choque} y altura de cierre L_s . El valor de $L_{trabajo}$ es la deformación máxima y se puede obtener de la figura 4.15. Es recomendable que L_{choque} sea de un valor de 10% al 15% de $L_{trabajo}$, ya que evita el choque entre espiras. En el caso presente se emplea un valor de 15% porque permite, también, lograr un buen proceso de granallado. Los valores de $L_{inicial}$ y L_s se obtienen de las ecuaciones 4.9. Además, la F_{cierre} se calcula multiplicando la constante de rigidez por la deformación hasta el cierre, que es la diferencia entre L_f y L_s . El esfuerzo máximo τ_{cierre} producido por F_{cierre} se calcula con la ecuación 4.5, considerando que es una carga estática. El factor de seguridad de cierre se calcula con la ecuación 4.10.

Para obtener el resorte requerido se hace iteraciones para diferentes valores de d_a y C_a y se toma como límites que $FS_a \geq 1,3$, $FS_{cierre} \geq 1,3$ y una longitud de resorte máxima de 150 mm. Las iteraciones que cumplen los límites se muestran en la tabla 4.8. Existen más valores que cumplen con los límites, sin embargo, presentan un C_a mayor a los mostrados que hacen tan grande el diámetro nominal que ya no se puede considerar útil por el espacio que ocuparían. Se elige el resorte con un C_a de 4,6 y d_a de 9 mm porque es el que tiene menor masa y menor longitud.

Tabla 4.8. Iteración de resorte del sistema de transmisión de potencia del tobillo.

d _a [mm]		C _a						
		4	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6
9	K [kN/m]	146.71	0.00	145.94	0.00	149.59	0.00	146.63
	h [mm]	121	0	110	0	98	0	92
	m [g]	650	0	609	0	560	0	537
10	K [kN/m]	147.49	147.49	148.64	146.66	0.00	0.00	0.00
	h [mm]	142	135	127	122	0	0	0
	m [g]	970	934	896	876	0	0	0
11	K [kN/m]	148.13	147.15	147.15	0.00	146.27	149.55	0.00
	h [mm]	166	158	149	0	136	127	0
	m [g]	1394	1350	1301	0	1221	1162	0
d _a [mm]		C _a						
		4.7	4.8	4.9	5.1	5.3	5.5	5.7
10	K [kN/m]	146.87	149.37	146.51	149.43	0.00	148.93	0.00
	h [mm]	102	97	95	87	0	77	0
	m [g]	775	745	737	692	0	640	0
11	K [kN/m]	0.00	146.05	0.00	0.00	146.46	0.00	147.18
	h [mm]	0	114	0	0	94	0	83
	m [g]	0	1084	0	0	958	0	883

4.2.2. Transmisión del tobillo

La transmisión del tobillo tiene la función de entregar y devolver potencia a la articulación. La transmisión del tobillo se compone de seis partes: regulador de precarga, husillo de bolas, alojamiento del resorte, apoyo, acople, reductor y motor, ver figura 4.16(a). El regulador de carga permite introducir la precarga variable al resorte por medio de una tuerca. El husillo de bolas transmite el movimiento al segmento del pie por medio del alojamiento del resorte. El alojamiento del resorte alberga a la tuerca del husillo de bolas, al regulador de carga y al resorte. El acople permite transmitir el momento del reductor al husillo.

Cuando el STB está sometido a tracción y se expande, la tuerca del husillo de bolas comprime el resorte en serie y este transmite la fuerza al alojamiento del resorte. En la expansión se pierde el contacto entre la tuerca del husillo y el regulador de carga. Cuando el STB está sometido a compresión y se contrae, el resorte no actúa y la tuerca del husillo transmite la fuerza al alojamiento del resorte por el contacto que tiene con el regulador de precarga. En la figura 4.16 (b) se muestra el esquema del comportamiento del resorte cuando el STB está a tracción y a compresión y en la figura 4.16 (c) se

aprecia el STB real, en el cual posee dos guías a los lados del resorte que son parte del alojamiento del resorte y sirven principalmente para transmitir la fuerza del resorte en la expansión.

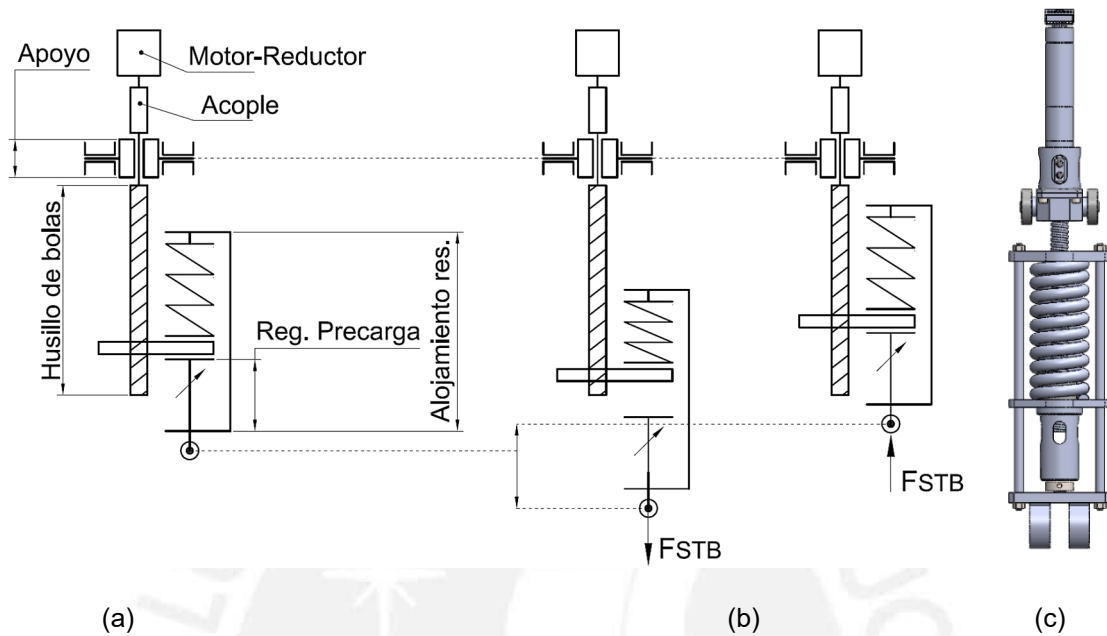


Figura 4.16. Sistema de la transmisión de potencia del tobillo. (a) Esquema de la ubicación de las partes del STB. (b) comportamiento del STB a tracción y compresión. (c) STB real.

Cálculo del husillo

La variación del desplazamiento, velocidad y aceleración del STB durante una zancada se muestran en la figura 4.17. Al emplear el resorte en serie la variación del desplazamiento, velocidad y aceleración del actuador del STB durante una zancada son distintos respecto de los tres parámetros del STB. El desplazamiento del actuador X_{ActB} y la velocidad del actuador dX_{ActB}/dt se hallan con la ecuación 4.26, donde se considera la longitud inicial del STB, que es $X_{o\ STB}$. Las variables empleadas son las mostradas en la figura 4.12. La aceleración del actuador $d^2X_{Act-STB}/dt^2$ se determina por la derivada de dX_{ActB}/dt respecto del tiempo. Los resultados de la variación del desplazamiento, velocidad y aceleración del actuador del STB se muestran en la figura 4.17.

$$X_{ActB} = X_{STB} - X_{o\ STB} + \frac{F_{ActB}}{k_{sB}}, \quad (4.26)$$

$$\dot{X}_{ActB} = \dot{X}_{STB} + \frac{\dot{F}_{ActB}}{k_{sB}}.$$

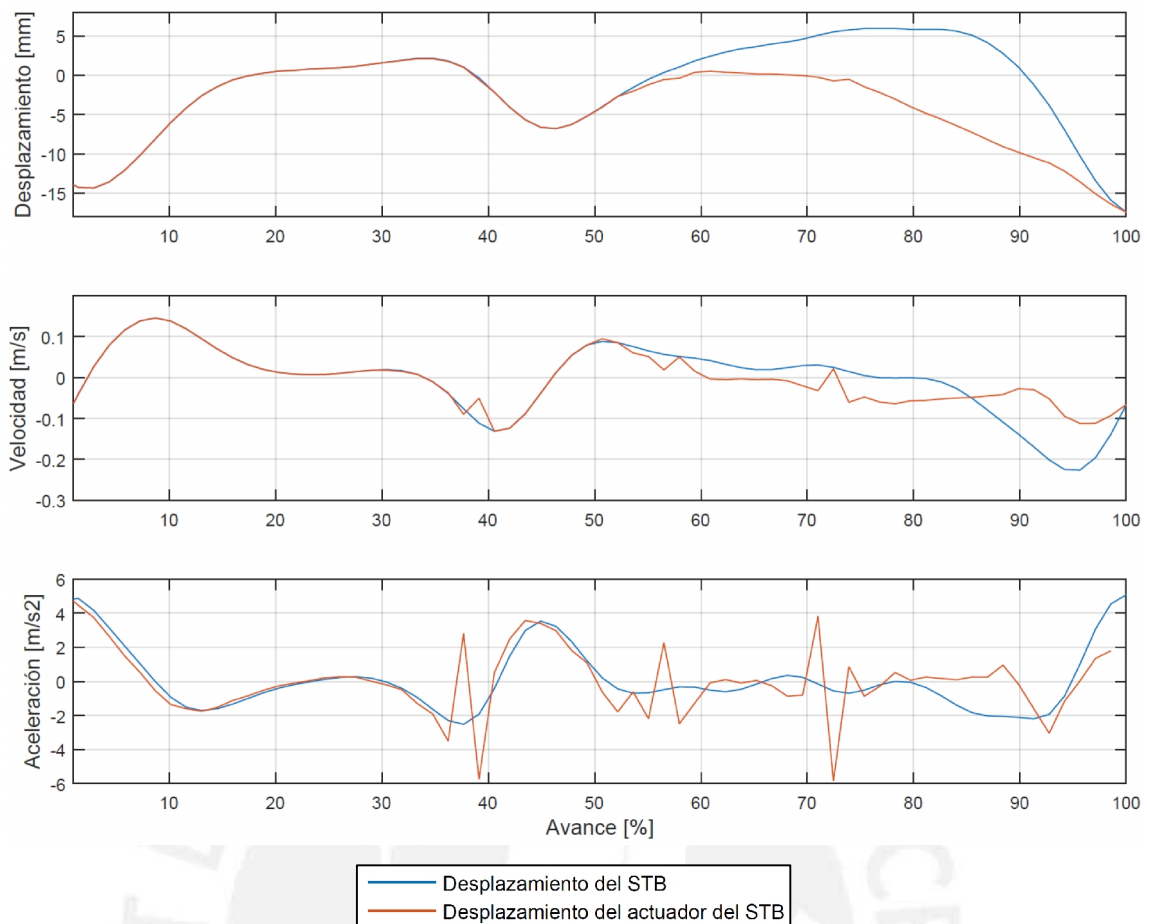


Figura 4.17. Variación del desplazamiento, velocidad y aceleración del sistema de transmisión de potencia del tobillo y del actuador del sistema de transmisión de potencia del tobillo.

De la figura 4.16 (c) se observa que el husillo de bolas está situado dentro del resorte. Cuando el usuario de la prótesis realiza movimientos muy lentos o se encuentra parado o sentado el efecto del resorte en el desplazamiento del actuador del STB es nula. Por lo tanto, el recorrido total de la tuerca del husillo de bolas es mucho mayor que el recorrido producido durante un ciclo de marcha. Esto se debe a que en una zancada en la marcha el ángulo relativo del tobillo varía de -20° a 7° , ver figura 4.10, pero la dorsiflexión y flexión plantar del tobillo para otras actividades puede variar de -22° a 10° . Con estos dos últimos ángulos y las dimensiones de los brazos que sostienen al STB, ver figura 4.11 (a), se calcula que el desplazamiento máximo de expansión es 9 mm y de contracción es 19 mm.

Lo mencionado anteriormente sirve para calcular la longitud mínima del husillo de bolas. En la figura 4.16 se observa que la longitud debe ser mayor a la suma de la longitud del resorte y la expansión y contracción máxima del STB. Además, se considera una distancia de 10 mm para cada extremo, ya que estas distancias evitan que la tuerca se

salga del husillo de bolas o que choque con el apoyo del STB. Por lo tanto, la longitud mínima del husillo debe ser de 150 mm.

De la figura 4.12 y 4.17 se obtiene que la fuerza máxima es 1 835 N, la velocidad máxima es de 0,1458 m/s y la aceleración máxima es de 5,199 m/s². Se procede a seleccionar el husillo de bolas. Se elige que el husillo de bolas sea de la marca SKF [SKF, 2013] y que sea laminado porque es más barato. La selección del husillo de bolas está muy ligado a la selección del motor y reductor, ya que el diámetro nominal y el paso del husillo limita la selección de ellos. Tras iterar varias veces se selecciona un husillo de bolas con la designación SD 16xR10 167/206, lo que significa de es de diámetro nominal de 16 mm, un paso de 10 mm y una longitud de husillo de 167 mm. La tabla 4.9 provee la información del husillo utilizado. El procedimiento mostrado a continuación es la verificación del husillo seleccionado y se hace de la misma manera que se hizo en la subsección 4.1.2.

Tabla 4.9. Husillo de bolas miniatura SD/BD/SH [SKF, 2013].

Diámetro nominal	Paso	Tuerca Capacidad de carga básica dinámica C_a		Número de circuitos de bolas		Juego estándar	Reducción de juego a petición	Inercia	Grasa	Peso	Eje del husillo			Designación
d_0	P_h	C_a	C_{0a}								Masa	Inercia	Grasa	
mm	mm	kN		-		mm		kgmm ²	cm ³	kg	kg/m	kgmm ² /m	cm ³ /m	-
16	2	3,3	6,2	3		0,07	0,03	9,2	0,6	0,1	1,4	39,7	1,7	SD/BD 16x2 R
	5	7,6	10,7	3		0,07	0,03	22,7	0,9	0,135	1,3	33,9	2,1	SD/BD 16x5 R
	10	10,7	17,2	2x1,8		0,07	0,03	24,4	1	0,16	1,21	30,7	1,9	SD/BD 16x10 R
Eje del husillo		Tuerca		Sin rasca-dor	Con rasca-dor	Llave de apriete		Eje del husillo			Rodamiento de apoyo		Soporte de pie	
$d_0 \times P_h$	D_1 h10	M_1 6g	L $\pm 0,3$	L_1	(FACOM)	longitud máx.	d_2	d_1						
mm	mm	mm	mm	mm	-	mm	mm	mm						
16x2	29,5	M25x1,5	27	27	12	126-A35	2 000	14,3	15,5		FLBU 16/PLBU 16	BUF 16		
16x5	32,5	M26x1,5	42	42	12	126-A35	2 000	12,7	15,2		FLBU 16/PLBU 16	BUF 16		
16x10	32	M26x1,5	46	46	12	126-A35	2 000	12,6	15,2		FLBU 16/PLBU 16	BUF 16		

Se determina la carga media equivalente F_{mh} empleando la ecuación 4.17 y los valores de F_n son calculados con la ecuación 4.18 junto con la figura 4.18. En esta última se hace una aproximación de rectas en la variación de la fuerza respecto al avance en el

STB. Los valores de F_n calculados son: 0, 111, 111, 1224 y 1224. Los periodos de F_n son: 39%, 3%, 10%, 34% y 14%, respectivamente. Se obtiene que F_{mh} es 957,9 N y se procede a calcular la vida útil del husillo. La fórmula empleada para hallar la vida útil es la 4.16, donde se reemplaza P_R por F_{mh} , la carga dinámica se obtiene de la tabla 4.9 y el valor de p es 3. La ecuación 4.16 es válida si la relación entre F_{mh} y la carga dinámica es menor o igual que 60%. La relación entre cargas es aproximadamente 9%, lo que permite conseguir el rendimiento de vida media esperado. La vida útil del husillo es 1 394 millones de revoluciones.

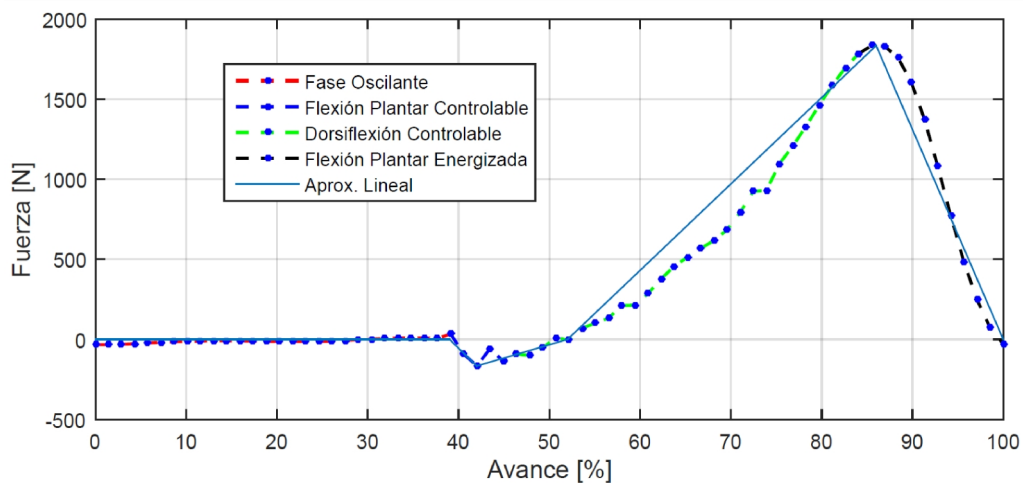


Figura 4.18. Variación de la fuerza respecto al porcentaje de avance en el STB.

El husillo también está sometido a cargas estáticas. El factor de seguridad empleado se toma de la tabla 4.4 el cual es 2, considerando un funcionamiento silencioso y de choques pronunciados. De la tabla 4.9 se obtiene la capacidad de carga estática. Multiplicando la carga máxima por el factor de seguridad se observa que la carga resultante es menor que la capacidad de carga estática, por lo tanto, se verifica que no falla por cargas estáticas.

Se procede a verificar el cumplimiento de la velocidad de giro crítica del eje del husillo n_{cr} , empleando la ecuación 4.19, donde el factor de montaje f_1 es igual a 0,9 por tener apoyo fijo y libre. Se sabe para el presente caso que l_h es 167 mm y d_{2-h} es 11,9 mm. La velocidad crítica del eje del husillo obtenida es de 15 939 rpm. De la figura 4.17 se obtiene que la velocidad máxima alcanzada es de 0,1458 m/s. Se emplea la ecuación 4.20 para obtener la velocidad de giro del husillo n_h . La velocidad de giro máxima del husillo obtenido es 874,8 rpm y es inferior a n_{cr} , por lo tanto, el husillo puede desempeñarse con seguridad.

Se procede a verificar el cumplimiento del límite de velocidad del mecanismo. Para ello se multiplica la velocidad de giro máxima con el diámetro nominal. Como el husillo empleado es de tipo SD, la multiplicación debe ser inferior a 50 000. De la velocidad obtenida anteriormente y con el diámetro nominal, ver tabla 4.9, se obtiene que la multiplicación es 8 748, lo cual es inferior al límite máximo mencionado anteriormente.

Se procede a verificar el cumplimiento de la aceleración admisible del mecanismo. Para obtener la aceleración de giro del husillo α_h se emplea la ecuación 4.21, donde la aceleración lineal a_h se obtiene de la figura 4.17. La aceleración admisible es 4 000 rad/s^2 . La aceleración de giro calculada es 3 267 rad/s^2 y es menor que la aceleración admisible, por lo que cumple con la condición.

Debido a las fuerzas axiales, es necesario verificar que el husillo no falla por pandeo. Para ello se aplica la ecuación 4.22, donde f_3 es 0,25 ya que sus extremos son fijo-libre. La fuerza de pandeo calculada es 7 682 N, la cual es mayor que la fuerza máxima alcanzada de 1835 N. Se concluye que el husillo no falla por pandeo.

Se calcula la eficiencia η_{pdh} y η_{pih} con las ecuaciones 4.23 y 4.24, respectivamente. Para el tipo de husillo empleado BND el valor de μ_h es 0,006. Los valores de η_{pdh} y η_{pih} son 0,8737 y 0,8729, respectivamente.

El motor empleado es de corriente continua sin escobillas. Se elige este tipo de motor ya que tienen ciertas ventajas respecto de un motor con escobillas [MAXON MOTOR, 2016]. Las ventajas de los motores de se mencionan en la subsección 4.1.2. Los motor y reductor seleccionados son de la marca MAXON MOTOR®. Para el sistema de transmisión de potencia de la rodilla se emplea el motor sin escobillas EC22 de 100W y un reductor de engranajes planetarios GP22 A con una relación de transmisión de 14:1.

Calculo de rodamientos

En el sistema de transmisión de potencia del tobillo hay seis rodamientos. Cuatro de ellos se encuentran en el apoyo y dos en la unión con el segmento del pie. Dos de los rodamientos del apoyo están situados exteriormente en la unión del apoyo con el segmento tibial y otros dos en contacto entre el apoyo y el husillo de bolas. Los rodamientos que están en contacto entre el apoyo y el husillo son rodamientos de bolas

de contacto angular, para que el husillo pueda girar libremente y transmitir la fuerza axial a la vez. Los pares de rodamientos que se ubican en las uniones del STB con el segmento tibial y el segmento del pie son rodamientos radiales de bolas, ya que poseen poco espesor.

Se procede a seleccionar los rodamientos interiores del alojamiento. Los dos rodamientos están dispuestos espalda con espalda. La fuerza axial máxima es de 1835 N y la fuerza radial es casi nula. Según catálogo, cuando la relación entre la fuerza axial y radial es mayor que 1,14, la carga equivalente P_R equivale a 0,57 de F_{radial} más 0,93 de la F_{axial} . Para el cálculo se considera solo la fuerza axial ya que la radial es casi nula. Por lo tanto, la carga equivalente es 1707 N. Se considera un factor de seguridad de 2, ver tabla 4.4, por buscar que su funcionamiento sea silencioso y de choques pronunciados. Se selecciona el rodamiento de bolas de contacto angular 7201 BEP, ver tabla 4.6, ya que es pequeño y cumple con la demanda. Se procede a demostrar su buen desempeño. Se analiza la falla por carga estática. Considerando el factor de seguridad la carga equivalente, que es 3413 N, no supera a la capacidad de carga estática básica, por lo tanto el rodamiento no falla por carga estática. Se procede a calcular la vida útil del rodamiento. Empleando la ecuación 4.16 con un exponente p de 3, para rodamiento de bolas, se obtiene que la vida útil del rodamiento es 88,604 millones de revoluciones.

Los rodamientos radiales de bolas son de tipo 16100, ver tabla 4.7. Se procede a estimar el diámetro del eje de los rodamientos. Se calcula el esfuerzo normal a la flexión en la sección del eje del rodamiento utilizando la ecuación 4.15 con un diámetro de eje de 10 mm. La fuerza a considerar es la mitad de la fuerza máxima que es 917,5 N. El esfuerzo obtenido es 102,6 MPa y es mucho menor al esfuerzo de fluencia del aluminio empleado, el cual es AA2024 T4, ver tabla 5.1. Por lo tanto, el diámetro debe ser de aproximadamente 10 mm.

Se procede a corroborar por un análisis de carga estática. Se toma un factor de seguridad s_0 de 2, ver tabla 4.4, por tener cargas de choque pronunciadas y con importancia en funcionamiento silencioso. La capacidad de carga estática del rodamiento es 2360 N, lo cual es mayor que la multiplicación del factor de seguridad elegido y la mitad de la fuerza máxima, que es 1835 N. Por lo tanto, el rodamiento no presenta fallas al estar sometido a cargas estáticas. Se procede, también, a calcular la vida útil del rodamiento L_{10} , en millones de revoluciones, con una confiabilidad del 90%.

Para ello se emplea la ecuación 4.16 y el exponente p igual a 3 por ser un rodamiento de bolas. Se obtiene que la vida útil del rodamiento es 168,7 millones de revoluciones.

4.3. Diseño del sistema transmisión de potencia para la articulación metatarsofalángica

Es necesario conocer la variación del momento respecto del ángulo de giro relativo de la articulación en cada periodo para tener un buen criterio del diseño del sistema. En la figura 4.19 se aprecia la variación del momento respecto del ángulo para la fase oscilante y periodos de la fase estacionaria de la marcha, mencionados en la subsección 1.1.3.

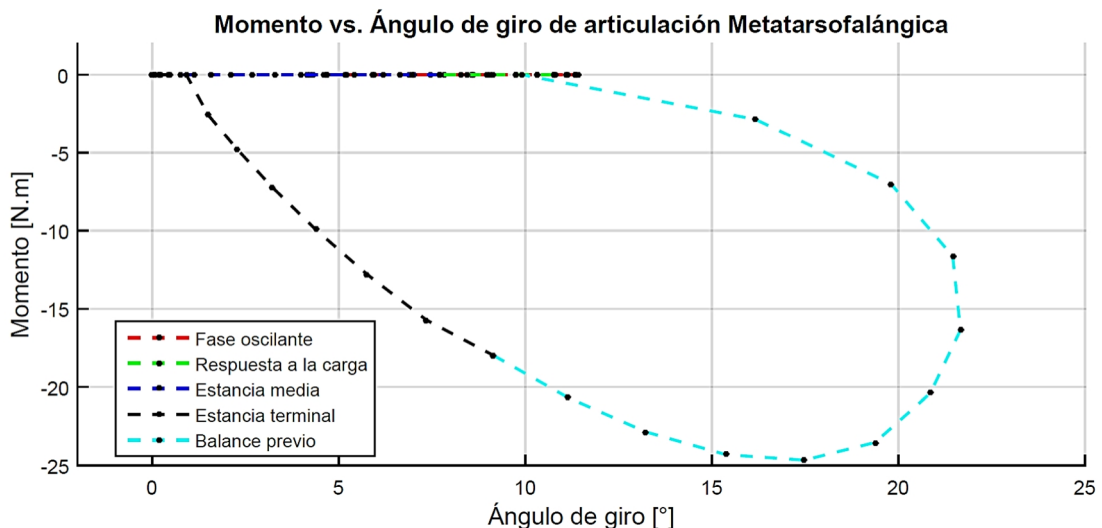


Figura 4.19. Variación de momento con respecto del ángulo de giro de la articulación metatarsofalángica.

En el concepto de solución propuesto se considera a esta articulación como pasiva. Por otro lado, es necesario aproximar la variación del momento respecto del ángulo de giro relativo de la articulación a una curva. Para el diseño del sistema transmisión de potencia para la articulación metatarsofalángica (STM) se emplea un resorte que actúan de forma lineal, ver figura 4.20 (b). Se procede a situar este elemento en una disposición que tengan brazos con una ciertas longitudes unidas a cada segmento de la articulación y con un cierto ángulo que forma cada brazo con el segmento. Las dimensiones de los brazos y los ángulos, mostrados en la figura 4.20 (a), fueron dadas considerando el criterio de estar alojado dentro del segmento del pie. Esto permite tener un centro de masa similar al de un pie real.

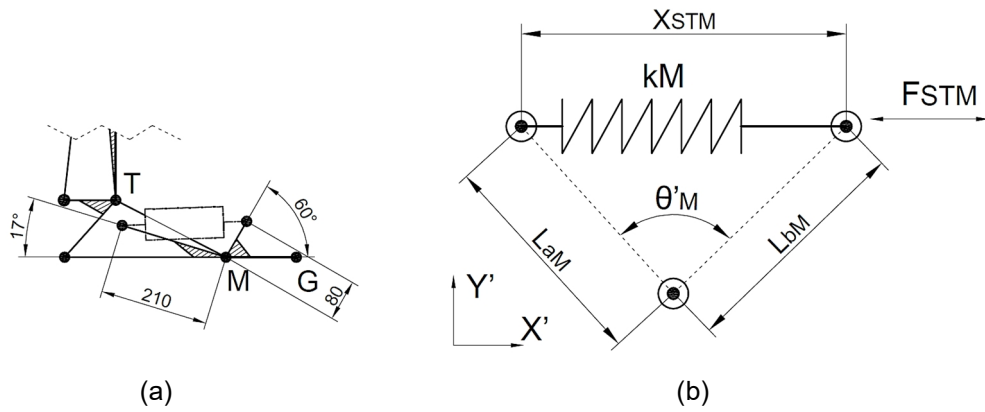


Figura 4.20. Esquema de la ubicación del sistema de transmisión de potencia de la articulación metatarsofalángica. (a) Ubicación del resorte. (b) Funcionamiento del resorte.

De las dimensiones dadas en la figura 4.20 se obtiene la variación de la fuerza que se ejerce en STM respecto de la longitud X_{STM} . Esta variación se muestra en la figura 4.21. La curva de variación de la fuerza respecto de la distancia X_{STM} no tiene forma lineal, sin embargo, ya que se usa un resorte lineal se hace una aproximación. La pendiente de la línea recta es de 22,652 kN/m y presenta una precarga de 179,1 N.

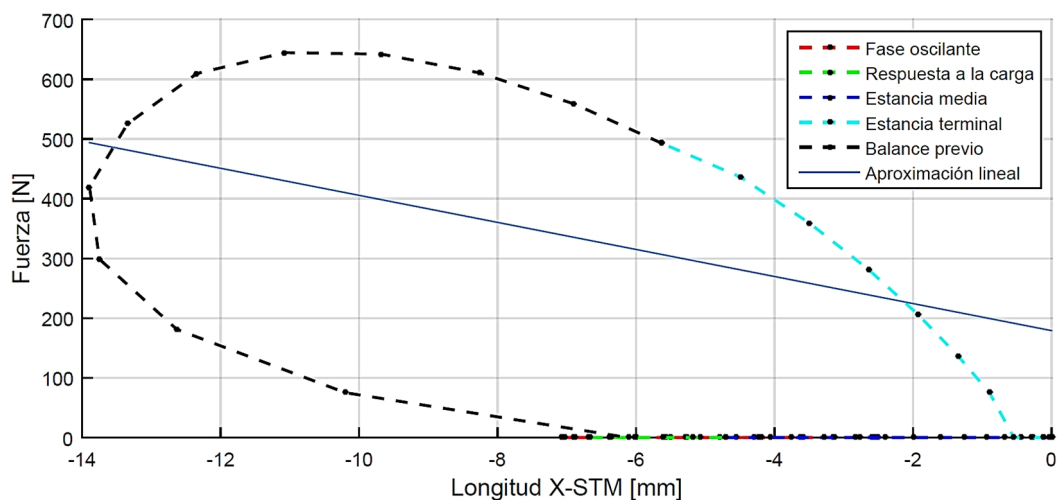


Figura 4.21. Variación de la fuerza respecto de la longitud X_{STM} de la articulación metatarsofalángica.

Cálculo del resorte

Se procede a calcular el resorte. La secuencia de cálculo es la misma que la empleada en el diseño de los resortes del STR, ver la subsección 4.1.1. Se elige que el resorte con k_M sea un resorte helicoidal lineal. Se emplea el alambre de material ASTM A401

por tener buena resistencia a la fatiga y buena resistencia a la tensión [Norton, 2011]. La resistencia máxima a la tensión se calcula con la ecuación 4.2 para diámetros de alambres que varían entre 0.8 y 11 mm. Además, se estima el esfuerzo máximo cortante con la ecuación 4.3 y haciendo uso resistencia máxima a la tensión calculada anteriormente. Se elige que el resorte sea granallado y de diámetro menor a 10 mm, ya que de esta manera el límite de la resistencia a la torsión $S_{Alt(0)}$ para alcanzar una vida infinita aumenta de 310 MPa a 465 MPa, con una razón de esfuerzo τ_{min}/τ_{max} igual a cero. El esfuerzo alternante puro se calcula con la ecuación 4.4. Los valores de C_a se limitan a estar entre 4 y 12, ya que valores menores o mayores impiden la fabricación del resorte o son propenso a pandearse. Los esfuerzos cortantes máximos producto de las cargas estáticas y dinámicas se obtienen con las ecuaciones 4.5.

De la figura 4.21 se obtienen la fuerza máxima y mínima a la que está sometido el resorte, las cuales son 500 N y 180 N, respectivamente. Las fuerzas alternantes y medias, F_a y F_m , requeridas en la ecuación 4.5 se obtienen de las ecuaciones 4.6. El factor de seguridad a la fatiga FS_a se obtiene con la ecuación 4.7, donde τ_{min} se halla aplicando la ecuación para cargas estáticas, ver ecuación 4.5, con la fuerza mínima del resorte.

El número de espiras efectivas del resorte N_a se calcula con la ecuación 4.8, donde G_a módulo de rigidez y K_{res} es la constante de rigidez del resorte. Es necesario saber que por limitaciones de fabricación el número de espiras efectivas debe de ser redondeado al $\frac{1}{4}$ más aproximado luego que ha sido calculada. El número total de espiras depende de los extremos reales del resorte. Para el resorte empleado, en el cual se busca una buena alineación, se decide que los extremos sean cuadrados y esmerilados. Ello conlleva a añadirle dos espirales más al resorte, obteniendo así N_t .

La longitud total del resorte L_f es la suma de $L_{inicial}$, $L_{trabajo}$, L_{choque} y L_s . El valor de $L_{trabajo}$ se puede obtener de forma aproximada de la curva de figura 4.21. Es recomendable que L_{choque} sea de un valor de 10% al 15% de $L_{trabajo}$, ya que evita el choque entre espiras. En el caso presente se emplea un valor de 15% porque permite, también, lograr un buen proceso de granallado. Los valores de $L_{inicial}$ y L_s se obtienen de las ecuaciones 4.9.

Con el fin de evitar que sobrepase la deformación de trabajo y se llegue a comprimir el resorte en su totalidad, se procede a determinar la fuerza máxima instantes antes de

ser totalmente comprimido. F_{cierre} se calcula multiplicando la constante de rigidez por la deformación hasta el cierre, que es la diferencia entre L_f y L_s . Además, F_{cierre} produce τ_{cierre} , que se calcula con la ecuación 4.5 considerando que es una carga estática. El factor de seguridad de cierre es obtenido con la ecuación 4.10.

El resorte requerido se obtiene haciendo iteraciones para diferentes valores de d_a y C_a y se toma como límites que $FS_a \geq 1,3$, $FS_{\text{cierre}} \geq 1,3$ y una longitud de resorte máxima de 60 mm. Las iteraciones que satisfacen los límites se muestran en la tabla 4.10. Existen más valores que cumplen con los límites, sin embargo, presentan un C_a mayor a los mostrados que el diámetro nominal de ellos ya no puede ser considerado útil por el espacio que ocuparían. Se elige el resorte con un C_a de 8,2 y d_a de 5 mm porque es el que tiene menor masa y menor longitud.

Tabla 4.10. Iteración de resorte del sistema de transmisión de potencia de la articulación metatarsofalángica.

d_a [mm]		C_a						
		7.6	7.7	7.8	7.9	8	8.1	8.2
5	K [N/m]	22578	21710	21985	21160	21509	21941	22470
	h [mm]	59	59	58	58	57	56	54
	m [g]	129	131	128	129	126	123	119
d_a [mm]		C_a						
		8.4	8.5	8.6	8.7	8.8	8.9	9
5,5	K [N/m]	21640	22191	21426	20695	21331	20620	21365
	h [mm]	59	57	58	58	56	56	55
	m [g]	169	165	167	168	163	165	160

Alojamiento de resorte

El alojamiento del resorte posee en la parte inferior un regulador de precarga. La regulación se hace por medio de una tuerca que comprime al resorte. En la unión de STB con los segmentos del pie y falángico se encuentran rodamientos que permiten girar libremente. La figura 4.22 muestra un esquema del STB y, también, el STB real.

Se emplean solo dos rodamientos en alojamiento de resorte los cuales son rodamientos de agujas. El propósito por el cual se selecciona este tipo de rodamientos es porque ocupan poco espacio, soportan grandes cargas y pueden soportar los momentos que se generan por cargas en dirección a su eje.

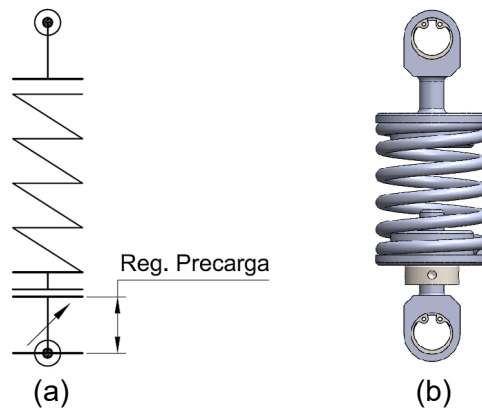


Figura 4.22. Sistema de transmisión de potencia de la articulación metatarsofalángica. (a) Esquema del STB. (b) STB real.

Según la tabla de rodamientos de agujas de SKF [SKF, 2013], tabla 4.3, el menor diámetro interior es de 5 mm. Se procede a hacer un cálculo aproximado del diámetro interior requerido para que se pueda emplear el rodamiento de agujas más pequeño. Se considera un diámetro de 5 mm. El esfuerzo equivalente normal producto del cortante máximo en la sección se obtiene con la ecuación 4.15, el cual es 58,81 MPa y es inferior al esfuerzo de fluencia con un factor de seguridad 2, por lo tanto, no falla por resistencia.

Se elige el rodamiento NKI 5/12 TN y se procede a corroborar por un análisis de carga estática. Se toma un factor de seguridad s_0 de 4, ver tabla 4.4, por tener cargas de choque pronunciadas y con importancia en funcionamiento silencioso. La capacidad de carga estática del rodamiento es 4,25 kN, lo cual es mayor que la multiplicación de s_0 y la fuerza máxima que es 500 N. Por lo tanto, el rodamiento no presenta fallas al estar sometido a cargas estáticas. Se procede, también, a calcular la vida útil del rodamiento L_{10} , en millones de revoluciones, con una confiabilidad del 90%. Para ello se emplea la ecuación 4.16, donde C_R es la capacidad de carga dinámica obtenida de la tabla 4.3, P_R es la carga a la que está sometido el rodamiento y p igual a 10/3 por ser para rodamientos de rodillos. Si el rodamiento no completa una revolución por ciclo, sino un cierto ángulo, la ecuación 4.16 se multiplica por $360/\gamma$, donde γ es el ángulo barrido por ciclo, y de esta manera se obtiene la cantidad de millones de ciclos de vida útil.

Durante un ciclo de marcha el ángulo que se forma entre el brazo del segmento falángico y la línea a lo largo del actuador varía entre 58° a 77° . De la ecuación 4.13 y considerando un ángulo barrido de 19° se obtiene que la vida útil del rodamiento de agujas pertenecientes a los alojamientos de los resortes de la rodilla es de 16 353 millones de ciclos.

CAPÍTULO V

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

La estructura de la prótesis tiene el propósito de transmitir la fuerza del suelo al muñón y albergar los componentes mecánicos y electrónicos. Para ello, el diseño de la estructura debe componerse de cuatro segmentos: femoral, tibial, del pie y falángico y, también debe considerarse las distancias entre articulaciones, ver figura 3.1, cuyos valores se encuentran en la tabla 3.1.

5.1. Consideraciones previas

La estructura se concibe partiendo de la ubicación de los puntos de acción de la prótesis, los cuales son: los apoyos en el muñón y en el suelo, las articulaciones y los apoyos de los sistemas de transmisión de potencia. Estos puntos de acción se muestran en la figura 5.1 (a), donde E, N y G son los extremos de la prótesis, R, T, M son las articulaciones y los puntos nombrados del S1 al S6 son los apoyos de los sistemas de transmisión de potencia. La ubicación de los puntos de acción respecto de los segmentos de la estructura se hace considerando que cada segmento es una línea recta que va de una articulación a otra, excepto el segmento del pie, y los puntos de acción se unen a los segmentos por una recta que tenga la menor distancia al segmento respecto del plano lateral, como se muestra en la figura 5.1 (b). Ya que es conocido el volumen de los sistemas de transmisión de potencia se propone una estructura que pueda alojar a estos sistemas y que la resultante de sus efectos se aplique en los puntos de acción. La estructura propuesta que se acomoda a las demandas de los sistemas se muestra en la figura 5.1 (c) y el diseño final de la estructura se muestra en la figura 5.1 (d).

La zona situada entre los puntos de acción S4 y la articulación T está separa para albergar al circuito eléctrico y a la batería. A continuación se hace una explicación de cada segmento.

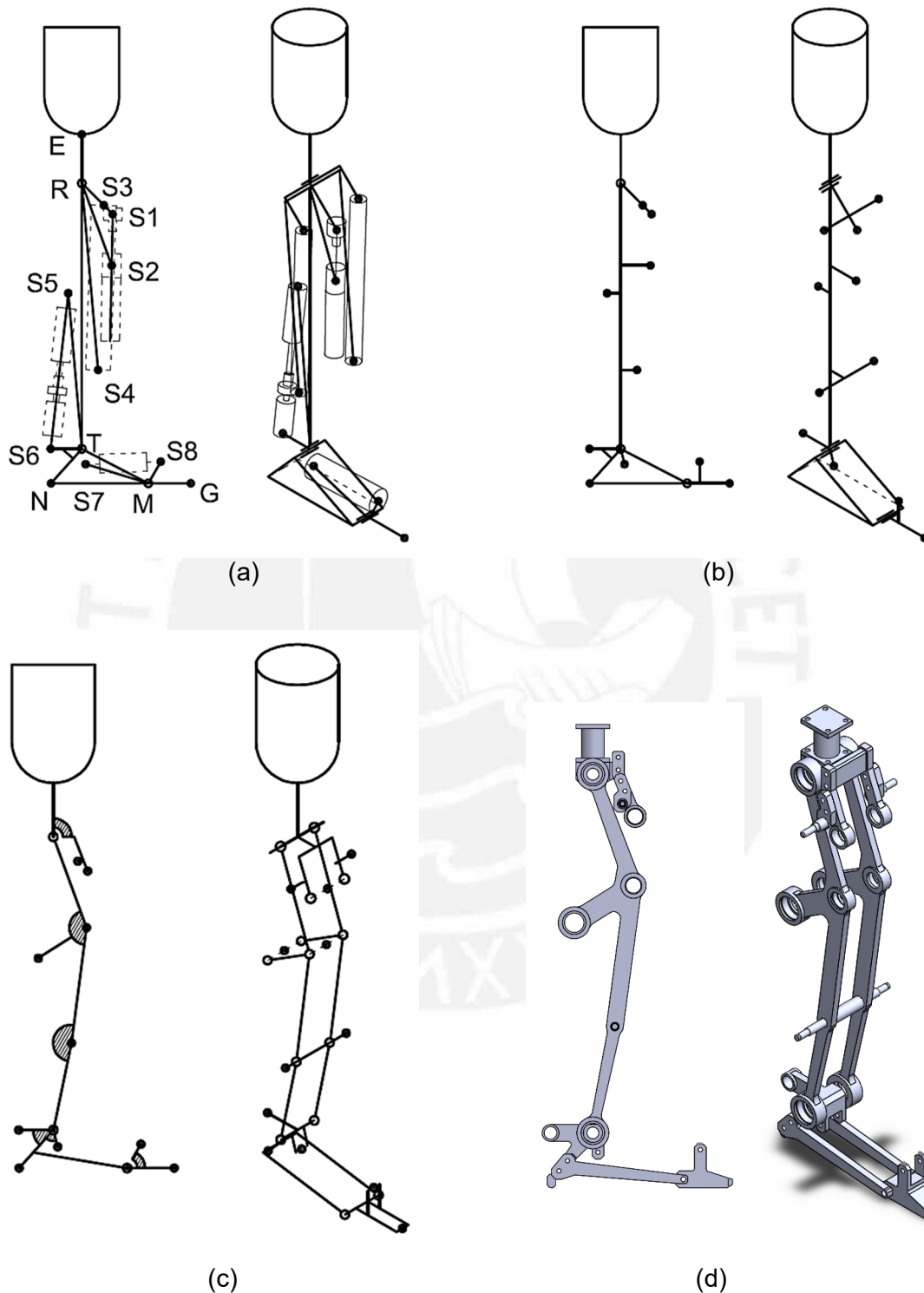


Figura 5.1. Estructura de la prótesis. (a) Ubicación de los puntos de acción en la prótesis. (b) Ubicación de los puntos de acción respecto a los segmentos. (c) Estructura propuesta. (d) Estructura real de la prótesis.

5.1.1. Segmento femoral

El esquema del segmento femoral se muestra en la figura 5.2 (a) y el diseño final de este se puede apreciar en la figura 5.2 (b). El segmento se compone de cuatro partes: brazos del actuador, brazos del resorte RO y del resorte RE, base del segmento y el pilar, ver figura 5.2 (c). Los brazos del actuador y el pilar están unidos a la base del segmento. La base del segmento aloja un eje que sirve de unión entre el segmento femoral y el segmento tibial, ver figura 5.2 (b). Los brazos de los resortes RO y RE no están unidos directamente a la base segmento, sino que están empernados a los brazos del actuador.

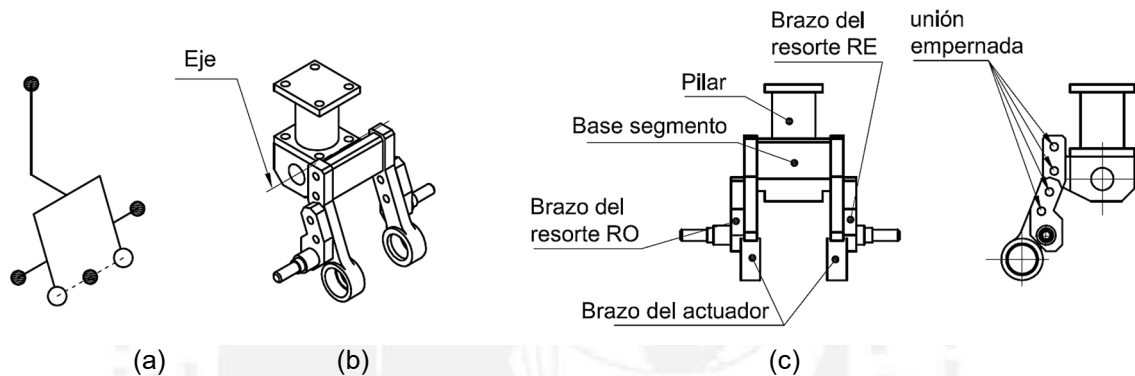


Figura 5.2. Segmento femoral. (a) Esquema del segmento femoral. (b) Segmento femoral real. (c) Partes del segmento femoral.

El muñón de la persona amputada tiene diferentes longitudes dependiendo de la amputación. Por esta razón el diseño del segmento femoral debe tener la capacidad de acondicionarse a la longitud restante que forma el encaje femoral con la rodilla. El pilar permite acondicionarse a esta longitud, la cual no es regulable pero su diseño simple permite una fácil fabricación.

5.1.2. Segmento tibial

El segmento tibial lo conforman dos estructuras laterales. Su vista de perfil se puede ver en la figura 5.3 (b). Ellas se conectan entre sí por medio de los sistemas de transmisión de potencia y los ejes situados en las articulaciones de la rodilla y tobillo. Las dos estructuras laterales permiten que el actuador del STR esté en medio y los alojamientos de los resortes RO y RE del STR estén ubicados a los lados, ver figura 5.3 (c). En el

punto de contacto S4 de las estructuras laterales pasa un eje que sirve de apoyo para los alojamientos de los resortes RO y RE.

Las estructuras laterales constan de tres salientes, cada una que parte del punto de contacto S2 y se extienden a R, S4 y S5, ver figura 5.3 (a). Del punto de contacto S4 parte otra saliente que termina en T. Estas salientes se comportan como vigas a flexión en los extremos, ver figura 5.3 (b). Las secciones de las salientes son de forma rectangular, donde los anchos son constantes pero la alturas de la secciones pueden variar conforme se alejan del punto S2. Esto se hace con el motivo de emplear menos material. Entre el punto de contacto S4 y T se encuentra un espacio que ha sido separado para ubicar la batería y el circuito eléctrico. Ellos están proyectados para sujetarse a la estructura por medio de una plancha agujereada.

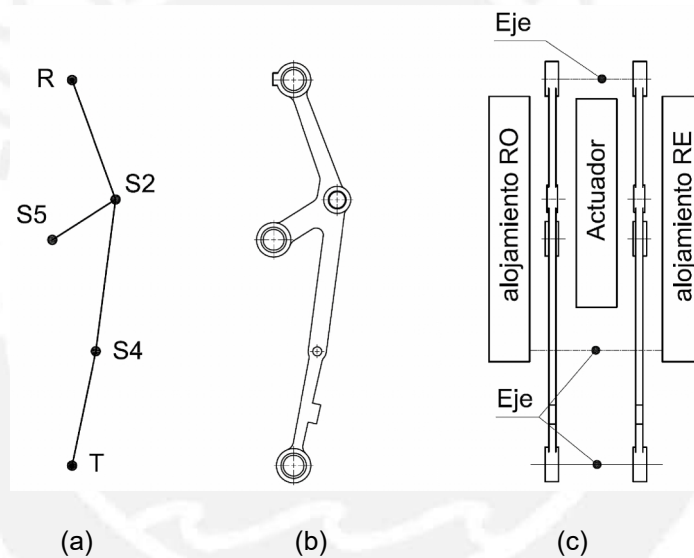


Figura 5.3. Segmento tibial. (a) Esquema del segmento tibial. (b) estructura lateral del segmento tibial. (c) Ubicación del actuador y alojamientos de los resortes RO y RE en el segmento tibial.

5.1.3. Segmento del pie y falángico

El diseño del segmento del pie permite tener dos puntos de contacto al igual que un pie sano, los cuales son el talón y el extremo del metatarso, es decir los puntos de acción N y M, ver figura 5.4 (a). Además, permite alojar al sistema de transmisión de potencia de la articulación metatarsofalángica. Por esta razón el segmento del pie consta de tres partes: la base del pie y dos vigas laterales, ver figura 5.4 (b). La base del pie se une en la parte posterior con el sistema de transmisión de potencia del tobillo, en la parte

superior se une con el segmento tibial, en la parte frontal se une con el sistema de transmisión de potencia de la articulación metatarsofalángica. En la parte central se une a las vigas laterales por medio de clavijas. Las vigas laterales tienen la función de conectar el segmento del pie con el segmento falángico y de transmitir fuerzas y momentos generados en los periodos de estancia media, estancia terminal y balance previo a la base del pie.

El segmento falángico se compone de una única pieza, ver figura 5.4 (a) y (b), y solo funciona durante los periodos de estancia terminal y balance previo, ya que sirve como apoyo a las vigas laterales y al sistema de transmisión de potencia de la articulación metatarsofalángica.

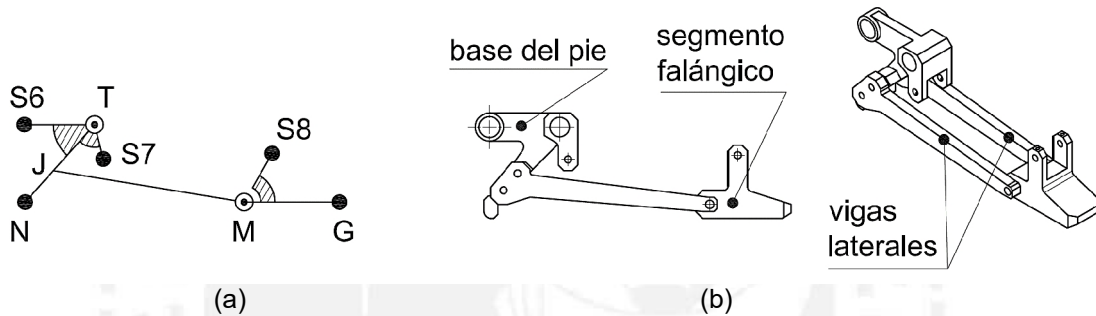


Figura 5.4. Segmento del pie y falángico. (a) Esquema del segmento del pie y falángico. (b) Partes de los segmentos del pie y falángico.

5.2. Diseño de la estructura

La estructura es diseñada considerando que toda ella está hecha de aluminio AA2024 T4. Se elige este material debido a que los aluminios tienen baja densidad, aproximadamente un tercio del acero. También porque AA2024 T4 presenta buenas propiedades mecánicas y es maquinable. Las especificaciones del material se muestran en la tabla 5.1.

Tabla 5.1. Especificaciones del aluminio AA2024 T4.

Densidad [g/cc]	2,78
Módulo de elasticidad [GPa]	73,1
Módulo de corte [GPa]	28
Esfuerzo a la fluencia	324
Esfuerzo de rotura	469
Esfuerzo de fatiga	138
Maquinable	70%

El diseño de la estructura se basa en un análisis cuasiestático. El motivo por el cual se realiza este tipo de análisis y no el análisis por el método de Euler-Lagrange es porque no se conocen las masas ni las inercias reales de los segmentos de la prótesis y, por lo tanto, no se puede analizar dinámicamente. El análisis tiene la finalidad de determinar las fuerzas en los puntos de acción. Para ello se considera únicamente la fuerza del contacto con el piso y las fuerzas producto de la deformación de los resortes RO y RE, se desprecian las masas e inercias y se analiza estáticamente. El análisis cuasiestático toma como referencia el modelo de la estructura mostrado en la figura 5.1 (c).

El análisis se inicia determinando las fuerzas en los actuadores y en los puntos M, T, R y E. Para ello se realizan los siguientes DCLs: segmento falángico, segmento de pie y falángico juntos, segmento tibial, de pie y falángico juntos y de toda la prótesis. Estos DCLs se muestran en la figura 5.5. El análisis explicado a continuación debe ser realizado para cada instante de tiempo. Se hallan las fuerzas \bar{F}_{S8} , \bar{F}_{S6} , \bar{F}_{S2} y \bar{M}_E a través del equilibrio de momentos en los puntos M, T, R y E con las ecuaciones 5.1. Por la acción y reacción que hay entre segmentos se sabe que $\bar{F}_{S7} = -\bar{F}_{S8}$, $\bar{F}_{S5} = -\bar{F}_{S6}$, $\bar{F}_{S3} = -\bar{F}_{S4}$ y $\bar{F}_{S1} = -\bar{F}_{S2}$.



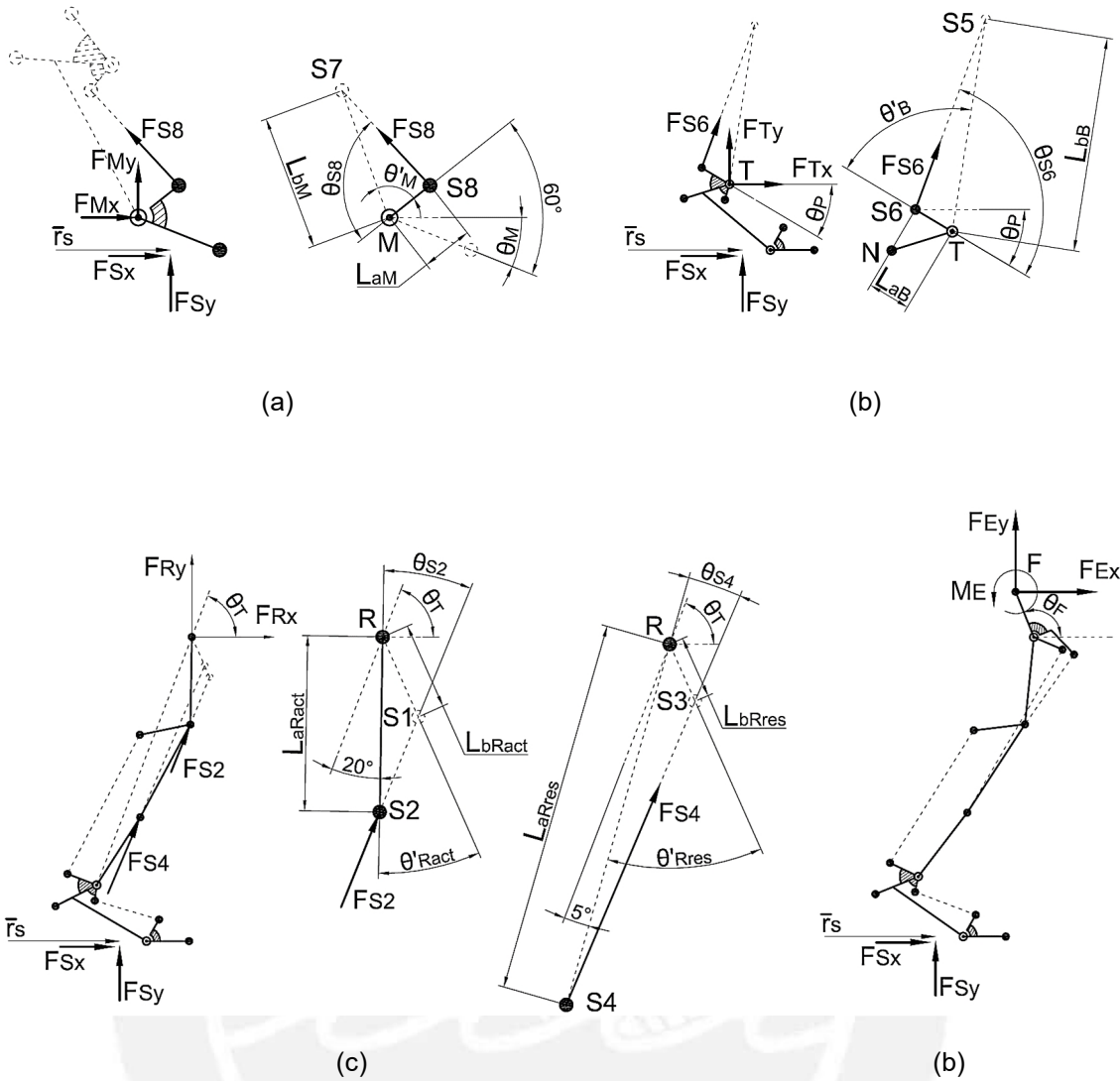


Figura 5.5. DCL de los segmentos de la prótesis. (a) DCL del segmento falángico. (b) DCL del segmento del pie y falángico juntos. (c) DCL del segmento tibial, del pie y falángico juntos. (d) DCL de toda la prótesis.

$$\Sigma M_M=0 \quad \Rightarrow \quad \bar{r}_{M-S} \times \bar{F}_S + \bar{r}_{M-S8} \times \bar{F}_{S8} = 0 \quad , \quad (5.1)$$

$$\Sigma M_T=0 \quad \Rightarrow \quad \bar{r}_{T-S} \times \bar{F}_S + \bar{r}_{T-S6} \times \bar{F}_{S6} = 0 \quad ,$$

$$\Sigma M_R=0 \quad \Rightarrow \quad \bar{r}_{R-S} \times \bar{F}_S + \bar{r}_{R-S2} \times \bar{F}_{S2} + \bar{r}_{R-S4} \times \bar{F}_{S4} = 0 \quad ,$$

$$\Sigma M_E=0 \quad \Rightarrow \quad \bar{r}_{E-S} \times \bar{F}_S + \bar{M}_E = 0 \quad ,$$

donde:

$$\bar{r}_S = (r_S ; 0 ; 0) \quad ,$$

$$\bar{F}_{S8} = (F_{S8} \cos(240^\circ - \theta_{S8} - \theta_M) ; F_{S8} \sin(240^\circ - \theta_{S8} - \theta_M) ; 0) \quad ,$$

$$\bar{F}_{S6} = (F_{S6} \cos(\theta_{S6} + \theta_P) ; F_{S6} \sin(\theta_{S6} + \theta_P) ; 0) \quad ,$$

$$\bar{F}_{S2} = (F_{S2} \cos(20^\circ + \theta_T - \theta_{S2}) ; F_{S2} \sin(20^\circ + \theta_T - \theta_{S2}) ; 0) \quad .$$

Al obtener las fuerzas \bar{F}_{S8} , \bar{F}_{S6} , \bar{F}_{S2} y \bar{M}_E , se procede a determinar las fuerzas \bar{F}_M , \bar{F}_T , \bar{F}_R y \bar{F}_E por medio del equilibrio de fuerzas en los ejes x e y. La fuerza producida por la deformación de los resortes \bar{F}_{S4} depende de la variación de la magnitud del vector \bar{r}_{S4-S3} y, por lo tanto, \bar{F}_{S4} es calculado con la ecuación 5.2. Es importante tener en cuenta que para el segmento falángico el análisis descrito anteriormente solo es válido para los periodos de estancia terminal y balance previo, ya que en estos periodos está sometido a cargas provenientes del contacto con el suelo.

$$\bar{F}_{S4} = (K_R) |\bar{r}_{S4-S3} - r_{S4-S3_0}| \bar{\mu}_{S4-S3} \quad (5.2)$$

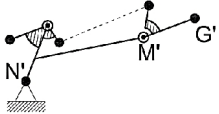
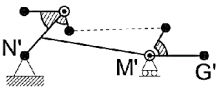
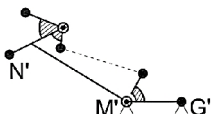
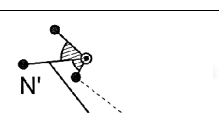
donde: $K_R = K_{R0}$ para los periodos de EO, $K_R = K_{RE}$ para los periodos de FE y EE y $K_R = 0$ para los periodos de FO y BP, ver figura 1.6.

Las direcciones de \bar{F}_{S8} , \bar{F}_{S6} y \bar{F}_{S2} son conocidas, como se muestra en la ecuaciones 5.1, y son dependientes del ángulo que forman con los apoyos de los sistemas de transmisión, θ_S . Este ángulo se calcula con la ecuación 5.3. Las medidas demandadas se encuentran en los DCLs de la figura 5.5 y en las figuras 4.3, 4.11 y 4.20.

$$\theta_S = \arcsen \left(\frac{L_b \sin(\theta')}{\sqrt{L_a^2 + L_b^2 - 2L_a L_b \cos(\theta')}} \right) \quad (5.3)$$

Debido a que el segmento del pie posee dos apoyos en el suelo, y asumiendo que los apoyos en el segmento falángico son en sus extremos, los puntos de contacto con el suelo son N', M' y G' y son considerados, en ciertos instantes, puntos con una o dos restricciones de movimiento. Esto se hace para efectos de tener un análisis isostático. Las restricciones de movimiento dependen de los periodos de la marcha descritos en la subsección 1.1.3. Las restricciones se muestran en la tabla 5.2 junto con las operaciones necesarias para obtener las fuerzas en los puntos de contacto con el suelo N', M' y G'. Las cargas ejercidas por el suelo en los puntos de contacto N' y G' son las mismas que las cargas sobre los puntos de acción pertenecientes a los segmentos del pie y falángico. Sin embargo, las cargas en M' se distribuyen entre los dos segmentos que comparten el punto de acción M.

Tabla 5.2. Determinación de las fuerzas en los apoyos N', M' y G'.

Etapa	Restricciones	Operaciones
Estancia inicial		$\Sigma F=0$, se obtiene $\bar{F}_{N'} = \bar{F}_{M'} = 0$, $\bar{F}_{G'} = 0$.
Estancia media		$\Sigma M=0$ en N' Se obtiene $\bar{F}_{M'} = \Sigma F$, $\bar{F}_{G'} = 0$.
Estancia terminal		$\Sigma M=0$ en M' Se obtiene $\bar{F}_{G'} = \Sigma F$, $\bar{F}_{N'} = 0$.
Balance previo		$\Sigma F=0$, se obtiene $\bar{F}_{G'} = \bar{F}_{N'} = 0$, $\bar{F}_{M'} = 0$.

Las fuerzas producidas en cada punto de acción se distribuyen equitativamente en la estructura de cada segmento, con la excepción de S3 y S4, ya que los resortes RO y RE trabajan en ciertas etapas durante la marcha, ver figura 4.4 (b). Esto hace que la fuerza en R no se distribuya equitativamente. Se procede a calcular las fuerzas en R, S3 y S4 para cada estructura. Los DCLs del segmento femoral y del eje que soporta a los alojamientos de los resortes RO y RE en el segmento tibial se muestran en la figura 5.6. Las fuerzas $F_{R\text{ izq}}$ y $F_{R\text{ der}}$ se determinan haciendo equilibrio de momentos en el eje x e y.

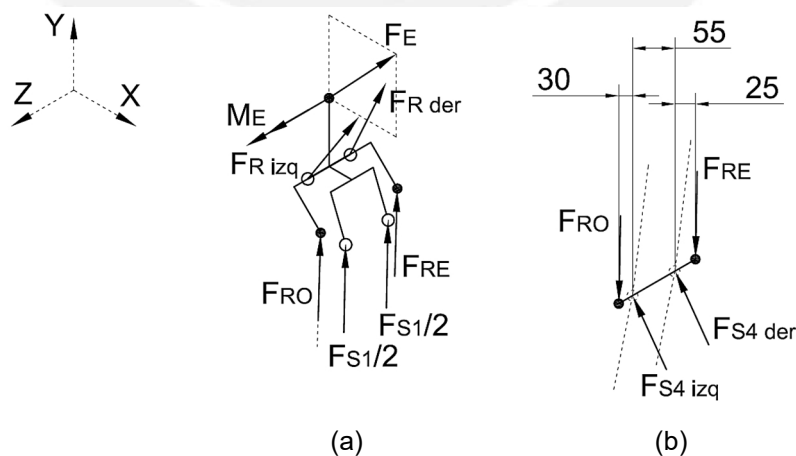


Figura 5.6. DCL de la estructura del segmento femoral y del eje de los alojamientos de los resortes RO y RE. (a) DCL del segmento falángico. (b) DCL del eje de los alojamientos de resortes RO y RE.

Las estructuras de los segmentos están formadas por elementos longitudinales que se comportan como vigas. Por lo tanto, las secciones a lo largo de las vigas están bajo fuerzas normales, fuerzas cortantes y momento flector. Estas cargas varían respecto de la posición y del tiempo durante la marcha. Para determinar estas tres cargas se emplea el modelo generalizado de un elemento que se comporta como viga que va desde el punto A al punto B, ver figura 5.7. El punto V es la posición de la sección a analizar y las coordenadas de la sección son n y t . Se sabe que las fuerzas en la sección V son las mismas que en el punto B y que el momento en la sección V equivale a $(r_B - r_V) \times \bar{F}_B$. Los vectores de las fuerzas son multiplicados por la matriz de cambio de coordenadas, la cual es la matriz de rotación $\mathbf{R}(\theta)$.

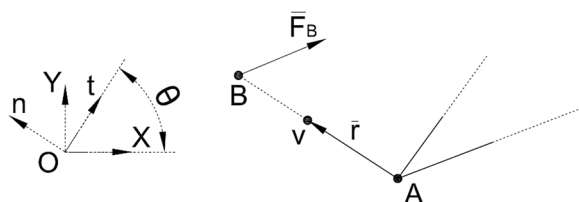


Figura 5.7. Modelo generalizado de la viga de la estructura.

Las secciones se analizan cada 1 mm y se obtienen las cargas en cada sección a lo largo de toda la marcha. Luego, se obtienen los esfuerzos equivalentes máximos en cada sección para cada instante, considerando que la sección es rectangular de ancho constante y de altura variable. Ya que en una misma sección el esfuerzo equivalente máximo varía en el transcurso de la marcha, se considera solo el mayor de los esfuerzos equivalentes máximos producido durante un ciclo de marcha y se obtiene el factor de seguridad de dicha sección. Es importante resaltar que este análisis solo se aplica a las partes de los segmentos que tengan una longitud considerable, ya que en ellas el resultado está más aproximado al valor real. Las dimensiones de las secciones de las partes de los segmentos a analizar se muestran en la tabla 5.3.

Tabla 5.3. Dimensiones de las secciones de la estructura.

Extremos		Área		
Inicio	Final	Altura inicial [mm]	Altura final [mm]	Base [mm]
J	M	15	10	8
T	S6	20	15	8
T	N	16	10	8
S2	R	20	14	8
S2	S5	25	25	8
S2	S4	20	20	8
S4	T	14	10	8

La variación de los factores de seguridad mínimos presentados a lo largo de cada parte de la estructura analizada se muestra en las figuras 5.8 y 5.9. Cabe resaltar que para el caso del segmento tibial son considerados los valores de los factores de seguridad más críticos entre las estructuras laterales. Esto se hace para tener un diseño estructural isométrico respecto del plano sagital. El factor de seguridad empleado para el diseño de la estructura es de dos, ya que se conocen las propiedades del material y se consideran cargas aproximadas a la reales.

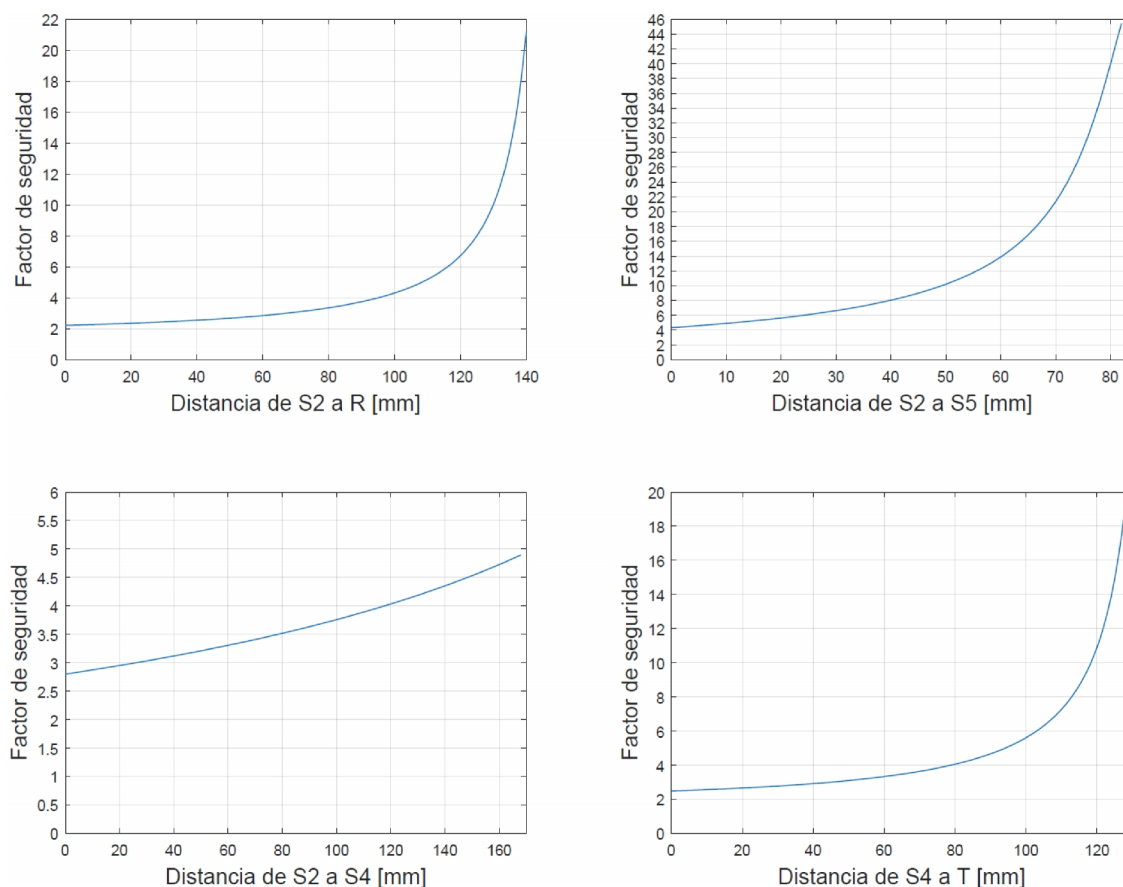


Figura 5.8. Factores de seguridad del segmento tibial.

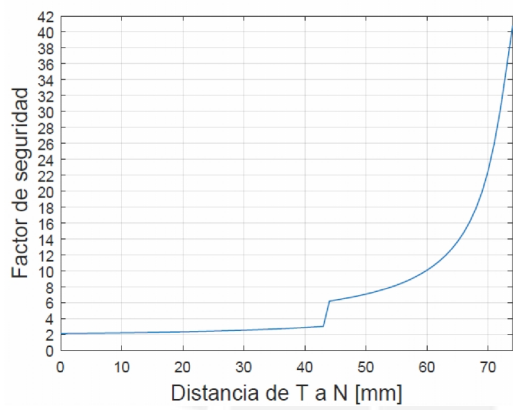
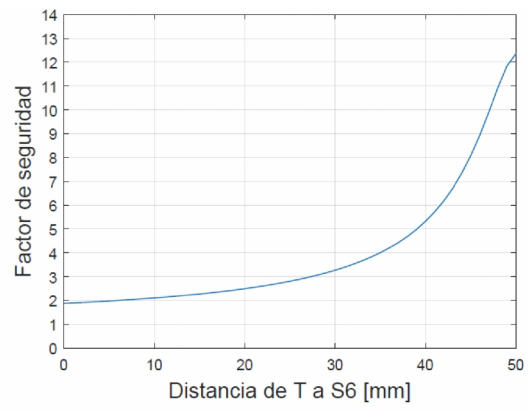
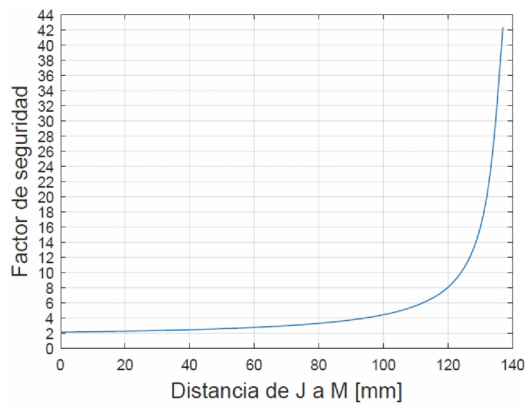
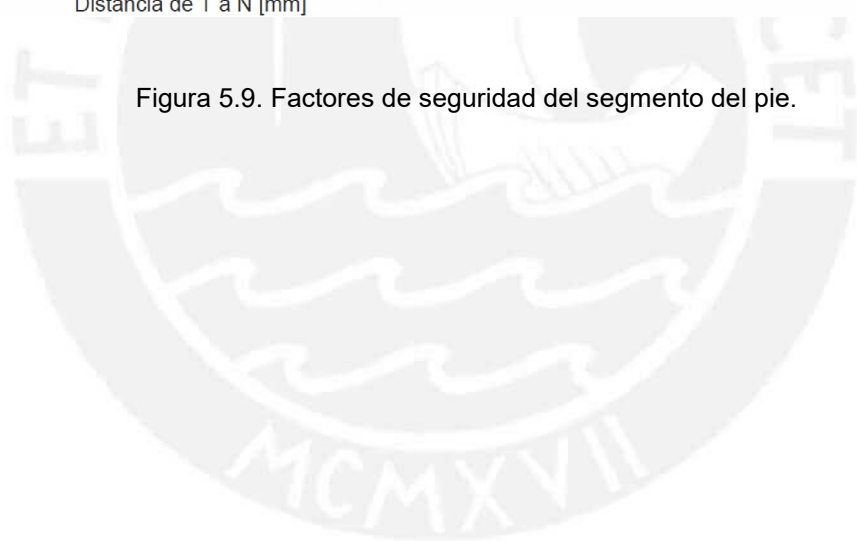


Figura 5.9. Factores de seguridad del segmento del pie.



CAPITULO VI

DISEÑO PRELIMINAR DEL SISTEMA DE CONTROL

El capítulo tiene como finalidad presentar el diseño preliminar del sistema de control para la prótesis. Para ello se describen los actuadores utilizados, los tipos de sensores utilizados y el funcionamiento propuesto para el sistema de control.

6.1. Actuadores

Los actuadores empleados en el diseño se componen de un motor eléctrico rotacional, un reductor de velocidad y un husillo de bolas. Los actuadores solo están presentes en los sistemas de la transmisión de potencia de la rodilla y del tobillo, como se puede notar en el capítulo 4 donde se muestra su selección. La ubicación de cada elemento de los actuadores en la prótesis se muestra en la figura 6.1. En la tabla 6.1 se presentan las especificaciones técnicas de los elementos que componen los actuadores para ambas articulaciones.

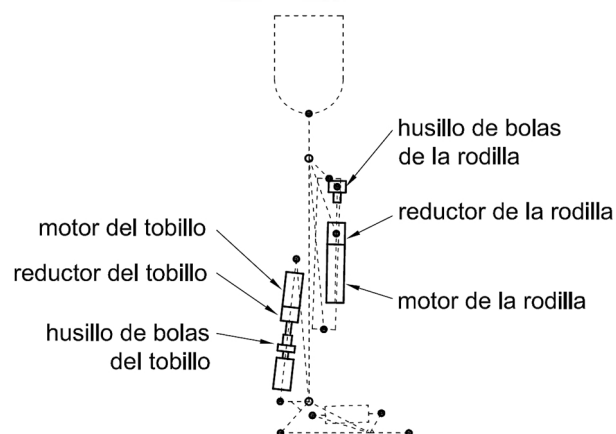


Figura 6.1. Ubicación de los elementos de los actuadores de la rodilla y tobillo.

Tabla 6.1. Especificaciones técnicas de los actuadores.

Actuador de la rodilla		Actuador del tobillo	
Motor		Motor	
Marca:	MAXON MOTOR®	Marca:	MAXON MOTOR®
Modelo:	EC 32	Modelo:	EC22
Potencia [W]:	80	Potencia [W]:	100
Voltaje [V]:	18	Voltaje [V]:	18
Reductor		Reductor	
Marca:	MAXON MOTOR®	Marca:	MAXON MOTOR®
Modelo:	GP 32A	Modelo:	GP 22HP
Coef. Reducción:	3,7:1	Coef. Reducción:	14:1
Torque máximo Intermitente [N.m]:	1,1	Torque máximo intermitente [N.m]:	3
Husillo de bolas		Husillo de bolas	
Marca:	SKF®	Marca:	SKF®
Modelo:	BND	Modelo:	SD
Diámetro nominal [mm]:	16	Diámetro nominal [mm]:	16
Paso [mm]:	10	Paso [mm]:	10

6.2. Sensores

El sistema de control demanda medir el giro en las articulaciones de la rodilla y tobillo, junto con sus variaciones en el tiempo y los instantes de contacto del pie con el suelo. Además, es necesario medir la deformación del resorte del STB. Por esta razón se emplean seis sensores. Tres de ellos son sensores de tacto y están localizados en la parte inferior del segmento del pie y falangico, en los puntos N, M y G, ver figura 3.1. Dos de los sensores son encoders y tienen la finalidad de medir la aceleración, velocidad y posición de las articulaciones de tobillo y de la rodilla. El sexto sensor, es un potenciómetro lineal se encarga de medir la deformación del resorte del STB. Los sensores de tacto se denominan U1, U2 y U3 y están situados en los puntos N, M y G, respectivamente. El encoder de la rodilla se nombra como EnR y el del tobillo como EnB. El potenciómetro se reconoce como PoM. La figura 6.2 muestra la ubicación de cada sensor en la prótesis.

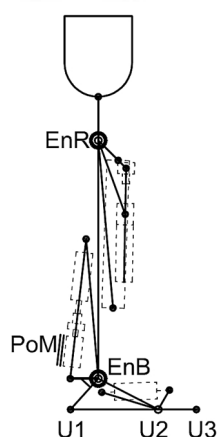


Figura 6.2. Ubicación de los sensores en la prótesis.

La información requerida por la estructura del sistema de control, ver figura 6.3, se describe a continuación. Tres señales de tacto con el suelo en los puntos N, M y G, las cuales son Se1, Se2 y Se3, respectivamente. Cada una de estas señales puede tener como valor solo 0 o 1, que significan inactivo o activo respectivamente. Una señal de deformación del resorte del STB que se nombra como ΔX_{sB} . Señales de la posición, velocidad y aceleración en las articulaciones de la rodilla y tobillo, las cuales son θ_R , $\dot{\theta}_R$, $\ddot{\theta}_R$, θ_B , $\dot{\theta}_B$ y $\ddot{\theta}_B$. La tabla 6.2 muestra los sensores que participan en la obtención de las señales demandadas por la estructura del sistema de control.

Tabla 6.2. Sensores y señales requeridas en la estructura de control de la prótesis.

Sensor	Tipo de sensor	Señal en la que participa el sensor
U1	Sensor de tacto	Se1
U2	Sensor de tacto	Se2
U3	Sensor de tacto	Se3
EnR	Encoder	θ_R , $\dot{\theta}_R$ y $\ddot{\theta}_R$
EnB	Encoder	θ_B , $\dot{\theta}_B$ y $\ddot{\theta}_B$
PoM	Potenciómetro lineal	ΔX_{sB}

6.3. Estructura de control

La prótesis fue diseñada considerando que realiza tres rutinas: marcha, bidestación y sedestación. De ellas solo la rutina de la marcha posee un sistema de control activo. Para el resto de las rutinas el comportamiento de la prótesis es pasivo. La estructura del sistema de control se divide en tres niveles, tomando como referencia la estructura propuesta por Varol [VAROL *et al*, 2010], las cuales son los siguientes: alto, medio y bajo, ver figura 6.3.

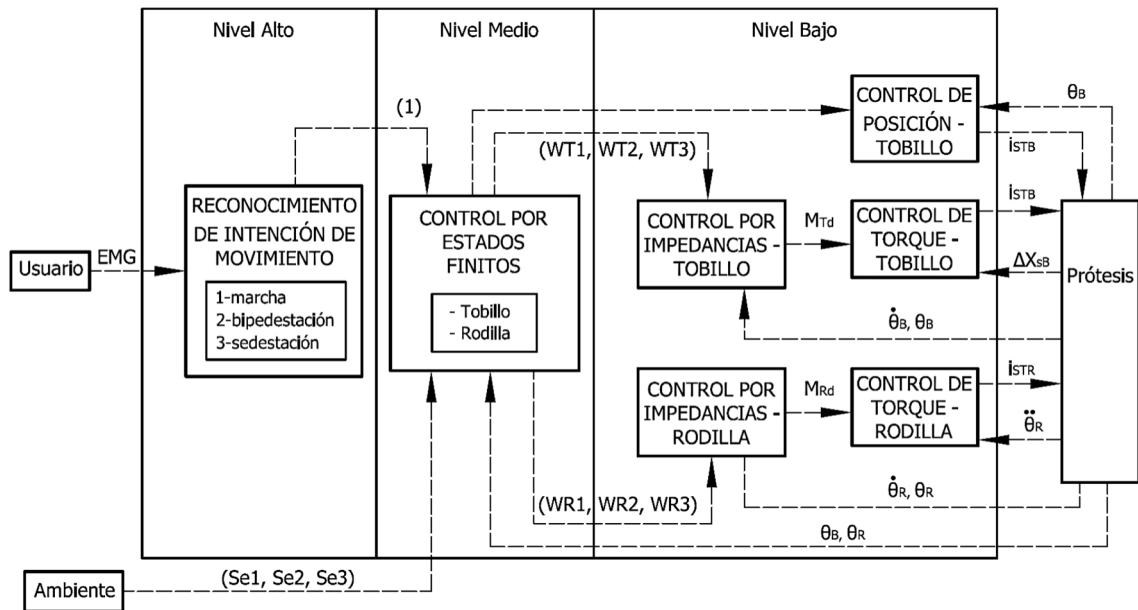


Figura 6.3. Estructura de control para la prótesis activa transfemoral.

El nivel alto se enfoca en el reconocimiento de las intenciones de movimiento obtenidas del muñón del amputado, una forma de obtener información del muñón es por medio de señales electromiográficas EMG. Para el presente diseño no se hace un desarrollo de este nivel, sino se considera que las señales de salida de este nivel son: 1 para marcha, 2 para bipedestación o 3 para sedestación. El nivel medio se compone por un controlador por estados finitos, el cual permite ejecutar solamente los diferentes periodos de la rodilla y el tobillo durante la marcha. El nivel bajo se encarga de controlar la posición angular o el momento demandado en las articulaciones.

6.3.1. Nivel alto

En este nivel las señales de ingreso son de tipo EMG. Las señales, luego de ser procesadas, permiten activar el control medio si la rutina concluida es la marcha. Es necesario entender que no se puede migrar entre rutinas si no se cumple el orden natural del movimiento del ser humano [GRIMES, 1979]. La figura 6.4 muestra la transición natural entre rutinas.

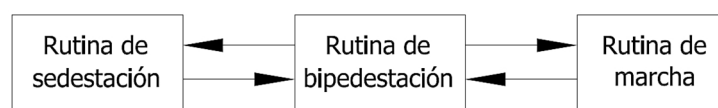


Figura 6.4. Migración entre rutinas en el nivel alto de control.

6.3.2. Nivel medio

El nivel medio se encarga de desarrollar el control adecuado para cada periodo de la marcha y de migrar entre periodos. Para ello emplea una máquina de estados finitos para cada articulación, ver figuras 6.5 y 6.6, como lo propone Zlatnik [ZLATNIK *et al.*, 2002] y Au [AU, 2007]. Las condiciones para migrar entre periodos dependen de las señales de activación y desactivación Se_1 , Se_2 y Se_3 y de los ángulos de las articulaciones θ_R y θ_B . En cada esfera de la máquina de estados se muestra la condición de cada señal y el tipo de control empleado. Para el caso de la máquina de estados de la rodilla se añade la condición de los enclavamientos de los resortes RO y RE.

Los periodos que componen la máquina de estados finitos de cada articulación son los mismos que se mencionan en la figura 1.6. Para el caso del tobillo, la máquina de estados se compone de cinco periodos de control, cuatro pertenecen a la fase estacionaria, los cuales son: T1, T2, T3 y T4, y uno pertenece a la fase oscilante: T5, ver figura 6.5. Los cuatro periodos de control de la fase estacionaria utilizan la ley de control de fuerzas por impedancias, mientras que el periodo de control T5 emplea control de posición.

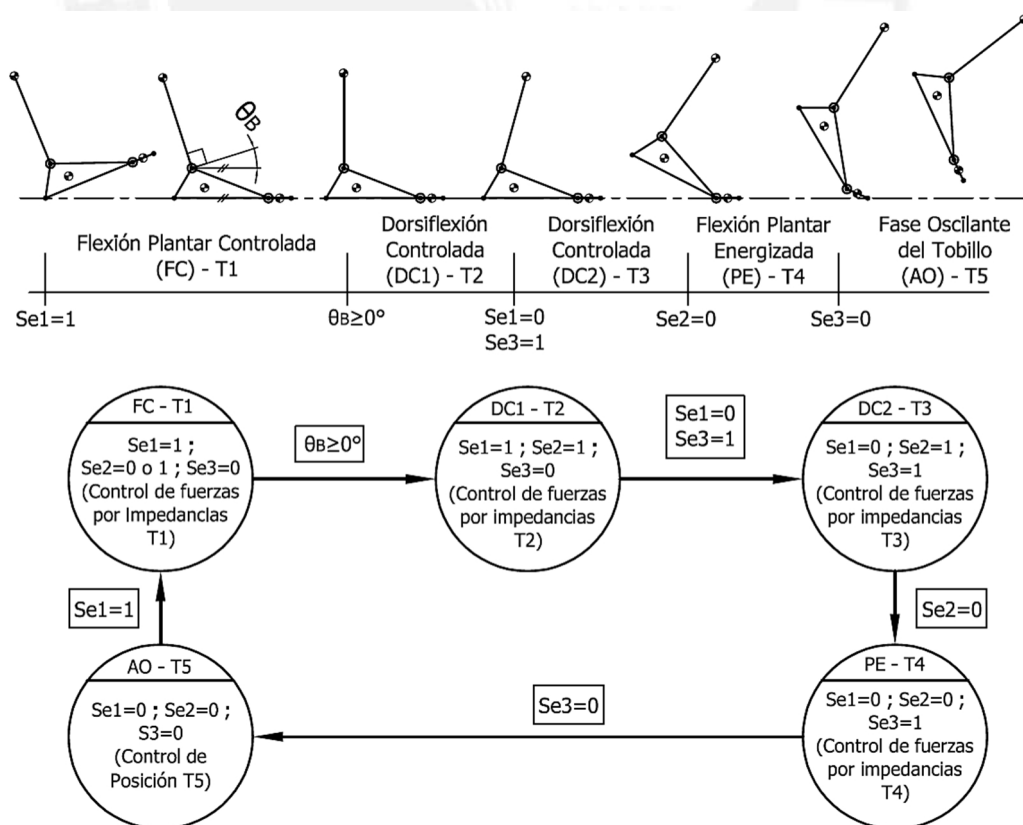


Figura 6.5. Máquina de estados finitos del tobillo para el control del nivel medio.

La máquina de estados finitos de la rodilla se compone de cinco periodos de control, tres pertenecen a la fase estacionaria, los cuales son: R1, R2 y R3, y dos pertenecen a la fase oscilante: R4 y R5. Los cinco periodos de control utilizan la ley de control de fuerzas por impedancias, ver figura 6.6.

A medida que se van realizando los periodos de control de la rodilla, los sistemas de enclavamiento de los resortes RO y RE se activan o desactivan según el ángulo de la rodilla θ_R . La activación y desactivación de los enclavamientos de los resortes RO y RE, los cuales son ROA y REA, se indican con el número 1 y 0, respectivamente.

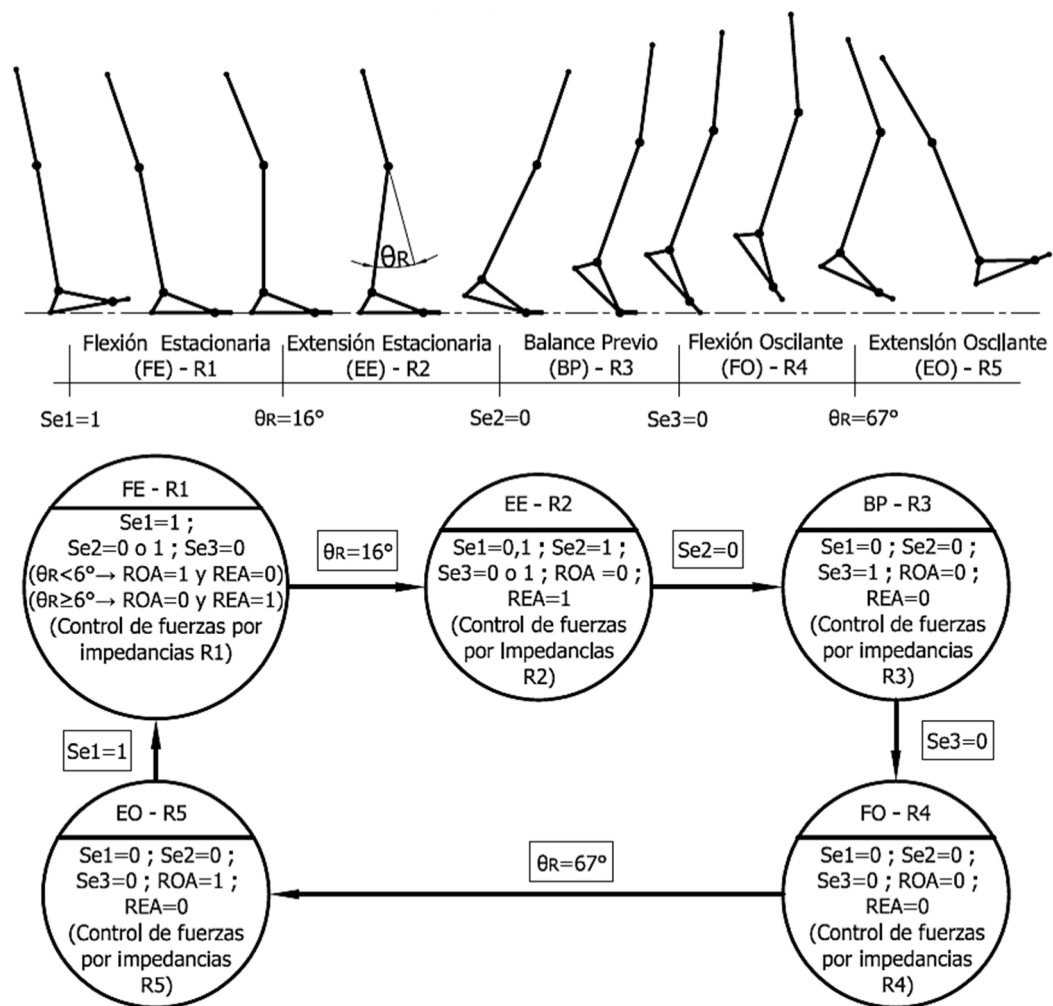


Figura 6.6. Máquina de estados finitos de la rodilla para el control del nivel medio.

6.3.3. Nivel bajo

Durante la fase estacionaria la prótesis tiene interacción con las fuerzas del suelo. Esto conlleva a que la prótesis deba imitar los momentos en las articulaciones durante una

marcha normal. Hogan [HOGAN, 1985] menciona que cuando un manipulador está interactuando con fuerzas externas, la ley de control que se debe emplear es la ley de control de fuerzas por impedancias. En el presente trabajo se considera que durante la fase estacionaria la prótesis se comporta como un manipulador y es por esta razón que las máquinas de estados finitos emplean en varios de sus periodos este tipo de ley de control.

La ley de control de fuerzas por impedancias aplicado al caso de la prótesis consiste en calcular el momento deseado en las articulaciones del tobillo M_{Bd} y la rodilla M_{Rd} , tomando como referencia las posiciones absolutas y velocidades de las articulaciones. Las ecuaciones 6.1 muestran la forma que la ley de control de fuerzas por impedancias se emplea para determinar los momentos, donde $WB1$, $WB2$ y $WB3$ son los coeficientes del tobillo y $WR1$, $WR2$ y $WR3$ son los coeficientes de la rodilla.

$$M_{Bd}=WB1 \theta_B+WB2 \dot{\theta}_B+WB3 \ddot{\theta}_B, \quad (6.1)$$

$$M_{Rd}=WR1 \theta_R+WR2 \dot{\theta}_R+WR3 \ddot{\theta}_R.$$

Los coeficientes WB_i y WR_i , $i=1,2,3$, son propios de cada periodo de la máquina de estados correspondiente. Estos coeficientes son obtenidos empleando como herramienta el comando *pinv* del software MATLAB®, el cual permite hallar valores promedios de coeficientes que den un valor muy próximo al momento deseado. Para ello se emplean los datos de cada articulación. Las posiciones y velocidades son obtenidos de la base de datos de la marcha de una persona brindada por Winter [WINTER, 2009], ver subsección 3.3.2, y los momentos son obtenidos de la figura 3.4. Los valores de los coeficientes para cada periodo se muestran en la tabla 6.3.

Tabla 6.3. Coeficientes para el control por impedancia de las articulaciones.

Tobillo			
	WB1 [N.m.s/rad]	WB2 [N.m/rad]	WB3 [N.m]
T1	-1.242	-71.44	-3.625
T2	-6.436	-384.8	6.388
T3	47.81	251.4	-94.93
T4	0.2365	-210.9	-69.86
Rodilla			
	WR1	WR2	WR3
R1	-0.9866	-7.615	5.949
R2	0.3581	-14.42	16.77
R3	-2.947	-238.2	32.42
R4	0.6491	-3.5992	28.00
R5	-10.20	47.43	19.96

Es importante tener en cuenta que las unidades de las posiciones, velocidades y los momentos en las articulaciones utilizadas para obtener los valores de W_{Bi} y W_{Ri} están en radianes, rad/s y N.m.

Según lo mostrado en la figura 6.3 el nivel medio es el que designa el tipo de control que se usa en el sistema de transmisión de potencia de cada articulación. Para el caso del tobillo durante el periodo Fase Oscilante del Tobillo se asigna un control de posición, ya el pie no soporta cargas y solo requiere acomodarse a la posición deseada. Sin embargo, para el caso de todos los periodos del tobillo pertenecientes a la fase estacionaria, y todos los periodos de la rodilla, se emplean un control de torque. Esto se debe a que lo más importante de la fase estacionaria es imitar el torque más que la posición y la velocidad.

Los controladores de posición y torque demandan tener el modelo de los sistemas de transmisión de potencia con el fin de obtener el controlador. En las figuras 6.7 y 6.8 se muestran los esquemas de los modelos de la parte mecánica del STB y STR, respectivamente. En los modelos se desprecia el efecto de la fricción de Coulomb, se consideran fijas la inercia del conjunto compuesto por el pie con la falange para el caso del tobillo y la inercia del conjunto entre la tibia, el pie y la falange para el caso de la rodilla. Es importante aclarar que los mecanismos de palanca empleados en los sistemas de transmisión de potencia brindan una no linealidad entre el desplazamiento longitudinal y la rotación de la articulación, sin embargo, debido a las dimensiones de los mecanismos, se puede aproximar el efecto de palanca al de una polea donde la distancia entre la línea de acción de las fuerzas y el eje es casi invariable.

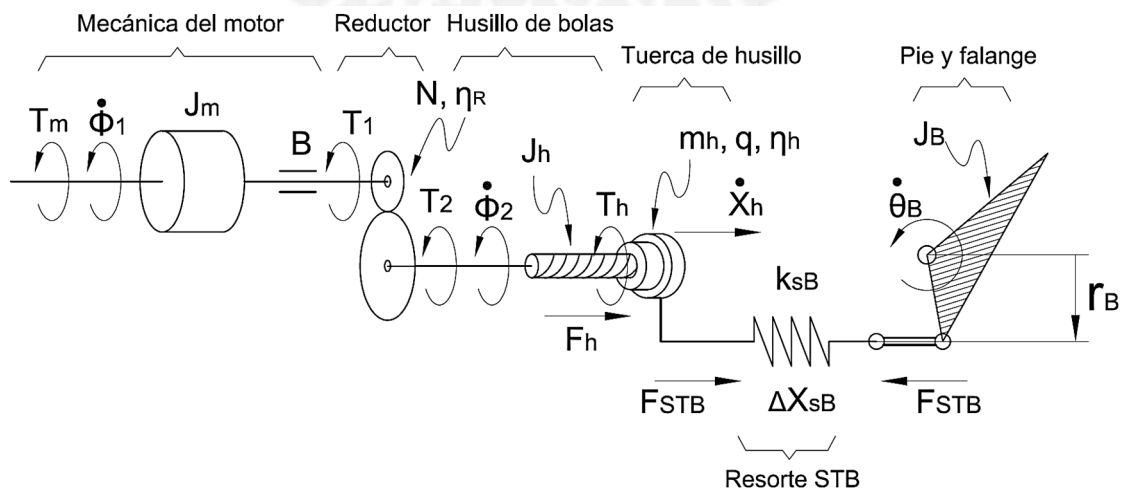


Figura 6.7. Esquema del modelo mecánico del Sistema de Transmisión de Potencia del Tobillo.

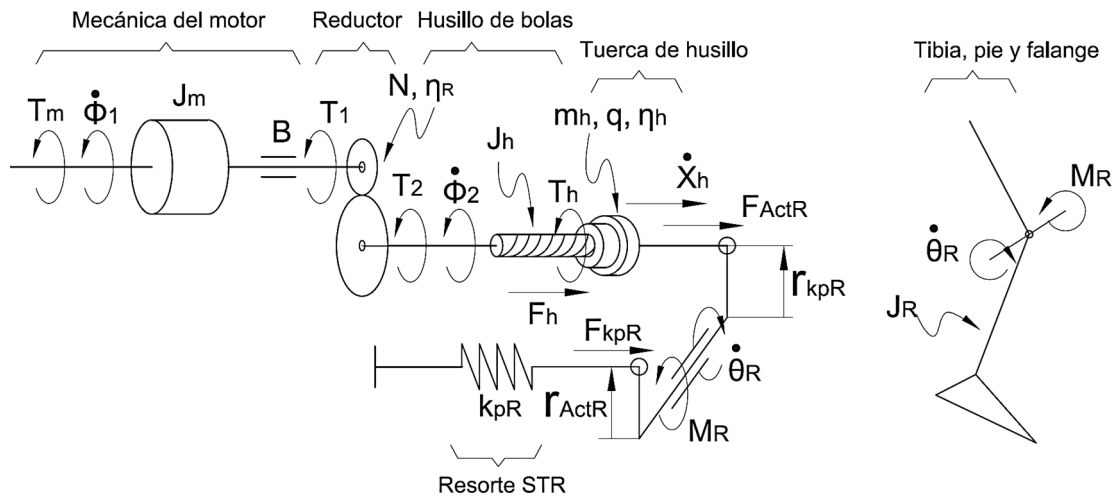


Figura 6.8. Esquema del modelo mecánico del Sistema de Trasmisión de Potencia de la Rodilla.

El control del motor se realiza por control de corriente. De esta forma se puede emplear la ecuación de relación entre la corriente y el torque, que es $i_{sT}K_t = T_m$. El lazo de control de posición y control de torque del tobillo se muestra en la figura 6.9. El lazo de control de torque de la rodilla se muestra en la figura 6.10, donde la función de transferencia $ActR(s)$ pertenece al modelo del motor, reductor y husillo juntos.

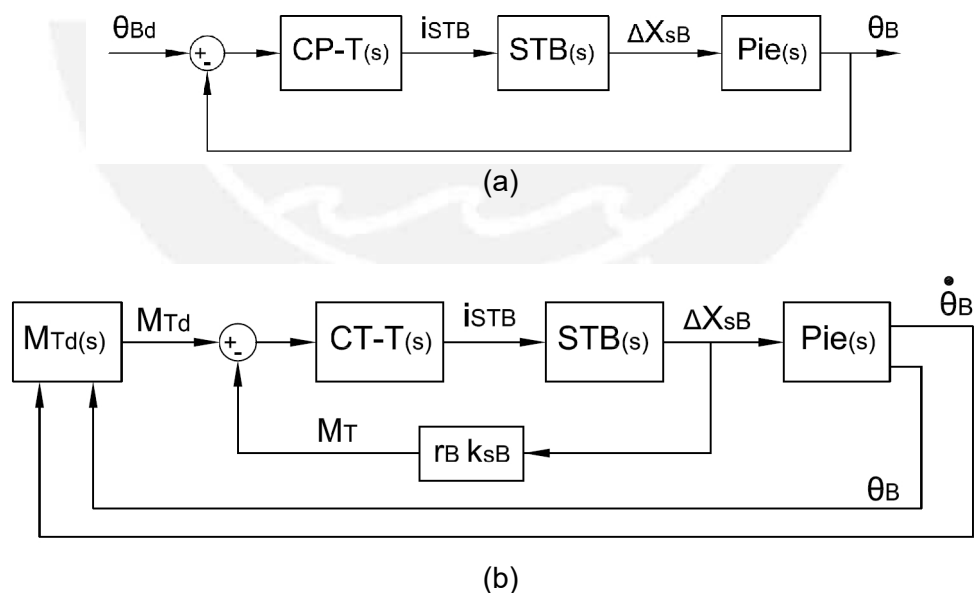


Figura 6.9. Lazos de control del STB. (a) Lazo de control de posición. (b) Lazo de control de torque.

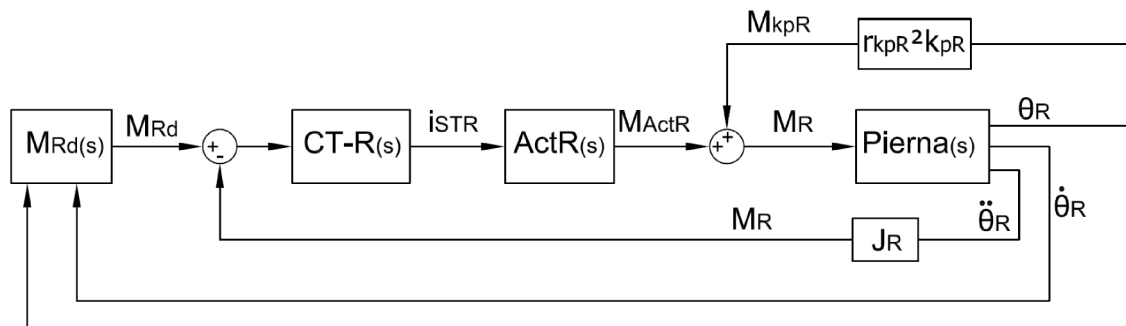


Figura 6.10. Lazo de control de torque del STR.

Los controladores de posición del tobillo $CP-T_{(s)}$, de torque del tobillo $CT-T_{(s)}$ y de torque de la rodilla $CT-R_{(s)}$ no han sido determinados, ya que el objetivo del presente trabajo es el diseño mecánico de la prótesis activa propiamente. En el anexo 7 se pueden apreciar las funciones de transferencia pertenecientes a cada bloque de los lazos cerrados de las figuras 6.9 y 6.10.



CAPÍTULO VII

PRÓTESIS ACTIVA TRANSFEMORAL Y ESTIMADO DE COSTOS

El capítulo presenta el diseño final de una prótesis activa transfemoral. En él se hace un reconocimiento de las características más importantes de la prótesis para un usuario. Además se presenta un cálculo aproximado del costo que requiere para ser construida.

7.1. Prótesis activa transfemoral

A continuación se hace una descripción de la prótesis y su diseño. La prótesis activa transfemoral fue diseñada para permitir al usuario realizar las rutinas de marcha, bipedestación y sedestación. De estas tres la marcha es la rutina que tiene la capacidad de imitar los movimientos y fuerzas de una pierna sana. Para las otras rutinas el comportamiento es similar al de una prótesis pasiva.

La prótesis se compone de cuatro segmentos que hacen la función de fémur, tibia, pie y el primer dedo del pie. Ellos están situados en serie y unidos por una articulación monocéntrica. Las articulaciones formadas por los segmentos equivalen a las de la rodilla, tobillo y metatarsofalángica. Cada articulación tiene un solo grado de libertad y es en el plano sagital.

Las articulaciones correspondientes a la rodilla y al tobillo son energizadas, pudiendo imitar la potencia requerida en cada instante del ciclo de marcha. Ello lo logra por medio de un sistema de transmisión de potencia en cada articulación, que al ejercer o recibir cargas logra imitar el movimiento deseado. Cada sistema de transmisión de potencia

brinda cargas y movimientos lineales, pero debido a su disposición en los segmentos su efecto produce un torque y giro.

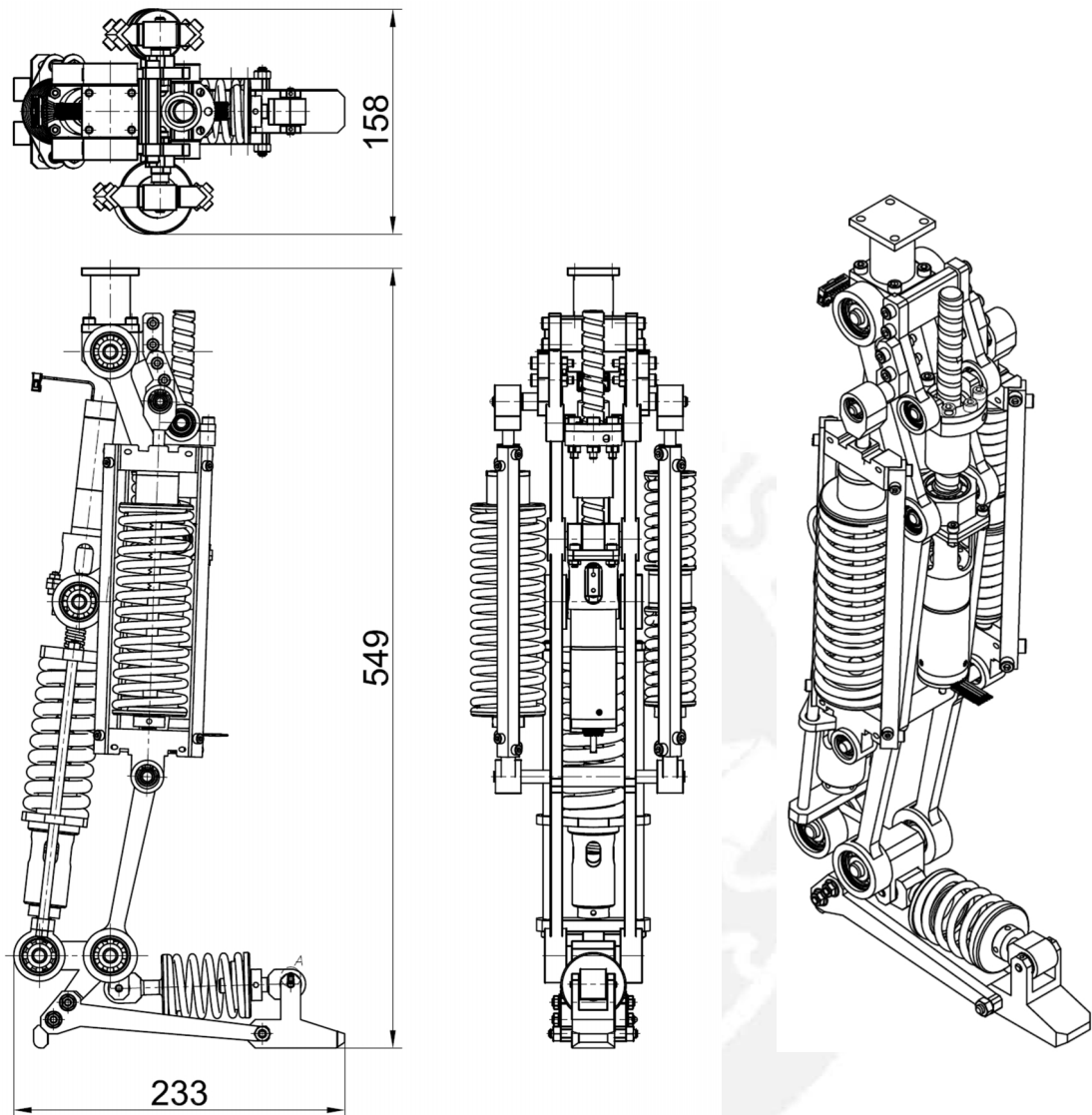


Figura 7.1. Diseño final de la prótesis activa transfemoral.

Cada sistema de transmisión de potencia posee un motor eléctrico rotacional unido a un reductor y, este a su vez, a un husillo de bolas. Además, poseen resortes como elementos de almacenamientos, que permiten reducir el tamaño y trabajo de los motores. El sistema de transmisión de potencia de la rodilla posee dos resortes, los cuales actúan paralelamente al efecto del husillo para poder reducir la carga soportada por este último. El resorte usado en el sistema de transmisión de potencia del tobillo actúa en serie con el husillo del motor reduciéndole el pico de potencia. Debido a que en cada articulación durante ciertos intervalos de tiempo generan energía, el diseño de

los sistemas de transmisión de potencia permite que esta energía pueda ser almacenada para luego ser utilizada.

A diferencia de estas dos articulaciones mencionadas, la articulación metatarsfalángica es pasiva y no puede imitar el comportamiento real de la articulación, sin embargo, aun así brinda la posibilidad de entregar cargas durante la marcha. Este comportamiento lo logra a través de un resorte que si bien brinda cargas y movimientos lineales su disposición en los segmentos produce un torque y giro.

En las uniones articuladas se usa mayormente rodamientos para reducir el efecto de la fricción. Por otro lado, la estructura está hecha de un aluminio maquinable. Eso permite reducir la masa de la prótesis y, también, tener la forma necesaria para alojar a los rodamientos.

En la figura 7.1 se presenta un esquema con las vistas correspondientes a la prótesis activa transfemoral. En ella también se muestran sus dimensiones máximas. Cabe resaltar que en el diseño y en la descripción anterior no se considera el encaje femoral debido a que su presencia tiene poca relevancia en comparación con otros componentes ya que es un elemento que, a diferencia de otros, puede ser cambiado con mayor rapidez y su variedad no afecta en gran manera el diseño.

Adicionalmente, se presentan dos clases de información referente a la prótesis. La primera se enfoca en el usuario u operario, ya que presenta la información técnica requerida para lograr un buen desempeño de la prótesis. La segunda clase de información tiene que ver con su construcción y, para ello, se presenta una lista con los planos correspondientes. Son un total trece planos, dos ellos están abocados a dar a conocer el ensamble y el resto tiene como objetivo mostrar la información necesaria para la fabricación de cada pieza.

7.1.1 Especificaciones técnicas

Las especificaciones técnicas de la prótesis requeridas por un usuario son las que se muestran en la tabla 7.1.

Tabla 7.1. Especificaciones técnicas de la prótesis activa transfemoral.

Rutinas activas:	Marcha a nivel
Rutinas pasivas:	bipedestación y sedestación
Velocidad promedio de marcha [m/s]:	1,4
Altura [mm]:	550
Ancho [mm]:	158
Profundidad [mm]:	233
Masa [kg]:	5,5
Energía consumida [J/zancada]:	7,835
Voltaje [V]:	18

7.1.2. Lista de planos

El diseño se plasma en trece planos. La denominación empleada es la que se muestra a continuación: PAT-XXX-PYY-AZ

PAT : prótesis activa transfemoral

XXX : Tipo de plano. Ensamble (ENS) o Despiece (DES)

PYY : plano N^o YY

AZ : tamaño de hoja

La tabla 7.2 muestra la lista de todos los planos de la prótesis.

Tabla 7.2. Lista de planos de la prótesis activa transfemoral.

ABREVIACIÓN Y NOMBRE DE PLANOS	
Denominación	Nombre
PAT-ENS-P01-A0	Ensamble de prótesis activa transfemoral
PAT-ENS-P02-A1	Secciones y vistas de ensamble
PAT-DES-P01-A1	Ejes
PAT-DES-P02-A4	Segmento falángico
PAT-DES-P03-A2	Segmento del pie
PAT-DES-P04-A1	Segmento tibial
PAT-DES-P05-A2	Segmento femoral
PAT-DES-P06-A4	Pilar
PAT-DES-P07-A1	Partes de sistema de transmisión de potencia del tobillo
PAT-DES-P08-A2	Partes de sistema de transmisión de potencia de la rodilla
PAT-DES-P09-A1	Alojamiento de resorte RO
PAT-DES-P10-A1	Alojamiento de resorte RE
PAT-DES-P11-A2	Partes de sistema de transmisión de potencia de la articulación metatarsofalángica
PAT-DES-P12-A3	Acoples de motorreductor y clavija

7.2. Estimado de costos

Los costos estimados de la prótesis se pueden dividir en costo de fabricación, costo de diseño y costo de armado. El costo perteneciente a la fabricación se compone de dos partes, elementos diseñados y elementos seleccionados. El resumen de costos se aprecia en la tabla 7.3. Cabe mencionar que en la cotización no se ha considerado el IGV.

Tabla 7.3. Resumen de costos en nuevos soles (S/.).

Costos de fabricación	
Elementos diseñados	5 653.84
Elementos seleccionados	7 737.00
Subtotal	13 390.84
Costo de diseño	9 000.00
Costo de armado	480.00
Costo total	22 870.84

7.2.1. Costo de fabricación

Los elementos seleccionados fueron cotizados y sus precios se muestran en la tabla 7.5. Cada elemento diseñado fue estimado en costo de fabricación y su valor se muestra en la tabla 7.7. En el costo de fabricación se incluye el costo del material más el costo de cada operación requerida. El costo de las operaciones de fabricación consideradas son los que se muestran en la tabla 7.4, tomando en cuenta que la tasa de cambio es de 3.28 nuevos soles y que está incluido dentro del costo de operaciones los costos indirectos, que principalmente son: salario del operador, insumos para la fabricación y la depreciación de la máquina.

Tabla 7.4. Costos de las operaciones de fabricación.

Operaciones de fabricación	Costo	Operación de fabricación	Costo
Torno :	8 US\$/h	Corte :	6 US\$/h
Banco :	6 US\$/h	Taladro :	6 US\$/h
Fresa :	12 US\$/h	Soldadura :	10 US\$/m
Corte :	6 US\$/h		

En la tabla 7.6 se muestra el material considerado para el diseño de cada elemento y sus respectivas dimensiones. Es importante aclarar que los elementos mostrados en la tabla 7.7 están ordenados según en número de ítem otorgado en la tabla 7.6. Es

importante mencionar que en la cotización de los elementos seleccionados no se incluye el costo de los sensores.

7.2.2. Costo de diseño

El tiempo dedicado para el desarrollo del diseño es de 9 meses y el costo del tiempo dedicado por mes es de S/. 1000. Esto lleva a tener un costo total de diseño de S/.9 000.00 (nueve mil con 00/100 nuevos soles). Cabe resaltar que no se considera el estimado del costo del diseño electrónico.

7.2.3. Costo de armado

El armado es ejecutado por un técnico calificado. El armado se realiza durante dos días y se trabaja 8 horas diarias. Considerando el costo de 30 soles/h.hombre, por lo tanto, el costo total de armado es de S/.480.00 (cuatrocientos ochenta con 00/100 nuevos soles).

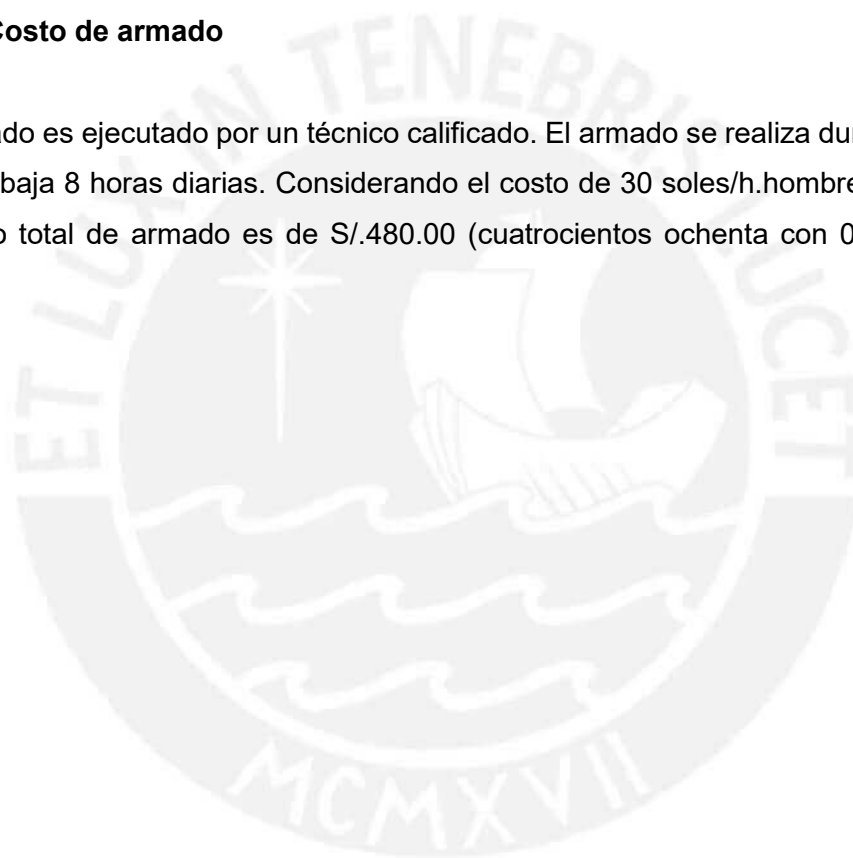


Tabla 7.5. Costos de los elementos seleccionados.

Elemento	Cant.	Costo unit. (S/.)	Costo total (S/.)
Motor Brushless EC 32 de 80 W	1	1021.29	1021.29
Reductor GP 32 A de motor de 80 W	1	369.91	369.91
Motor Brushless EC 22 de 100 W	1	767.62	767.62
Reductor GP 22 A de motor de 100 W	1	290.03	290.03
Husillo de bolas SND 16x10 R 150/187	1	1737.68	1737.68
Husillo de bolas SD 16x10 R 167/206	1	2565.34	2565.34
Resorte helicoidal Ø48x133 de 7,017 kN/m	1	60.00	60.00
Resorte helicoidal Ø32x60 de 116,4 kN/m	2	45.00	90.00
Resorte helicoidal Ø50x92 de 146,6 kN/m	1	67.00	67.00
Resorte helicoidal Ø46x54 de 22,47 kN/m	1	60.00	60.00
Rodamientos de agujas NKI 5/12 TN	2	30.36	60.72
Rodamientos de agujas NKI 7/12 TN	4	33.74	134.96
Rodamientos radial de bolas 16100	8	21.96	175.68
Rodamientos radial de bolas 619/9	4	34.17	136.68
Rodamiento de contacto angular 7200 BEP	2	43.21	86.42
Rodamiento de contacto angular 7201 BEP	2	43.93	87.86
Tuerca de fijación KM0	1	2.30	2.30
Tuerca de fijación KM1	1	3.00	3.00
Prisionero de cabeza hueca hexagonal M3x6	4	0.08	0.32
Prisionero de cabeza hueca hexagonal M4x8	2	0.10	0.20
Prisionero de cabeza hueca hexagonal M3x5	2	0.09	0.18
Tornillo de cabeza hueca hexagonal M4x12	8	0.12	0.96
Tuerca hexagonal M4	8	0.07	0.54
Tornillo de cabeza hueca hexagonal M2x6	4	0.08	0.32
Tornillo de cabeza hueca hexagonal M3x6	4	0.09	0.36
Tornillo de cabeza hueca hexagonal M5x25	10	0.20	2.00
Tuerca hexagonal M5	14	0.08	1.12
Tornillo de cabeza hueca hexagonal M5x16	4	0.18	0.72
Tornillo de cabeza hueca hexagonal M5x12	16	0.16	2.56
Tuerca hexagonal M6	2	0.10	0.20
Tuerca hexagonal con arandela M5	4	0.15	0.60
Tuerca de agujeros cruzados M10	4	1.30	5.20
Anillo de seguridad M15, M17, M20 y M28	18	-	4.96
Arandela A10,5	1	0.10	0.10
Arandela A13	1	0.17	0.17
TOTAL			7737.00

Tabla 7.6. Materiales y dimensiones de los elementos diseñados.

N°	Elemento	Material	Dimensiones del material	Unidad de venta
01	Base superior de alojamiento de resorte RO	AA2024-T4	Bloque 44x20x35	kg
02	Asiento deslizante de resorte RO	AA2024-T4	Disco de Ø52 x 5/8"	kg
03	Base inferior de alojamiento de resorte RO	AA2024-T4	Bloque 23x66x75	kg
04	Vástago para alojamiento de resorte RO	AA2024-T4	Plancha de 3/4"x23x182	kg
05	Asiento fijo de resorte RO	AA2024-T4	Disco de Ø52 x 5/8"	kg
06	Base superior de alojamiento de resorte RE	AA2024-T4	Plancha de 3/4"x18x59	kg
07	Asiento deslizante de resorte RE	AA2024-T4	Disco de Ø36 x 5/8"	kg
08	Asiento fijo de resorte RE	AA2024-T4	Disco de Ø36 x 5/8"	kg
09	Base inferior de alojamiento de resorte RE	AA2024-T4	Bloque 23x54x75	kg
10	Vástago para alojamiento de resorte RE	AA2024-T4	Plancha de 3/4"x23x197	kg
11	Caja de acople de STR	AA2024-T4	Bloque 36x38x48	kg
12	Caja de rodamientos STR	AA2024-T4	Bloque 22x36x48	kg
13	Acople de motorreductor STR	AISI 1045	Barra de Ø3/4"x20	kg
14	Apoyo de rodamientos en husillo STR	AA2024-T4	Plancha de 1/2"x48x62	kg
15	Base inferior de alojamiento de resorte STB	AA2024-T4	Bloque 80x66x36	kg
16	Regulador de precarga STB	AA2024-T4	Barra de Ø1 1/4"x52	kg
17	Asiento de resorte STB	AA2024-T4	Plancha de 1/2"x46x80	kg
18	Base superior de alojamiento de resorte STB	AA2024-T4	Plancha de 3/4"x46x80	kg
19	Guía para resorte STB	AA2024-T4	Barra de Ø3/8"x211	kg
20	Caja de acople de STB	AA2024-T4	Bloque 36x36x48	kg
21	Caja de rodamientos de STB	AA2024-T4	Bloque 22x36x48	kg
22	Acople de motorreductor STB	AISI 1045	Barra de Ø3/4"x18	kg
23	Base inferior de alojamiento de resorte STM	AA2024-T4	Plancha de 3/4"x21x61	kg
24	Base superior de alojamiento de resorte STM	AA2024-T4	Barra de Ø2"x55	kg
25	Asiento de resorte STM	AA2024-T4	Disco de Ø46 x 3/4"	kg
26	Segmento falángico	AA2024-T4	Bloque 68x52x30	kg
27	Viga de segmento del pie	AA2024-T4	Plancha de 3/8"x35x161	kg
28	Talón de segmento del pie	AA2024-T4	Bloque 75x75x30	kg
29	Estructura izquierda del segmento tibial	AA2024-T4	Plancha de 5/8"x104 x463	kg
30	Estructura derecha del segmento tibial	AA2024-T4	Plancha de 5/8"x104 x463	kg
31	Base del segmento femoral	AA2024-T4	Bloque 55x46x39	kg
32	Brazo izquierdo del segmento femoral	AA2024-T4	Plancha de 1/2"x 90x40	kg
33	Brazo derecho del segmento femoral	AA2024-T4	Plancha de 1/2"x 90x40	kg
34	Brazo de RO del segmento femoral	AA2024-T4	Bloque 48x40x20	kg
35	Brazo de RE del segmento femoral	AA2024-T4	Bloque 48x35x20	kg
36	Pilar del segmento femoral			
		AA6061	Plancha de 1/4"x 40x36	kg
		AA6061	Tubo circular Ø26,7x2,35x35	kg
37	Eje de STM	AISI 1045	Barra de Ø1/4"x34	kg
38	Eje de articulación metatarsfalángica	AISI 1045	Barra de Ø1/2"x64	kg
39	Eje de STB	AISI 1045	Barra de Ø3/4"x49	kg
40	Eje de articulación del tobillo	AISI 1045	Barra de Ø5/8"x70	kg
41	Eje de resortes RO y RE	AISI 1045	Barra de Ø5/8"x136	kg
42	Eje de articulación de la rodilla	AISI 1045	Barra de Ø5/8"x70	kg
43	Clavija de talón	AISI 1045	Barra de Ø1/4"x58	kg
44	Soporte de alojamiento de resorte RE	AA2024-T4	L 1"x1"x1/8"x218	Perfil
45	Soporte de alojamiento de resorte RO	AA2024-T4	L 1"x1"x1/8"x218	Perfil

Tabla 7.7. Costos de los elementos diseñados.

Ítem	Costo por unidad (soles/u.)	Cantidad a utilizar (u.)	Costo total de material (S/.)	Procesos de manufactura (*)						Costo total de procesos (S/.)	Costo total (S/.)
				Torno	Taladro	Fresa	Banco	Sold.	Corte		
01	70	0,083	6.51	-	-	2	1	-	1	118.08	124.59
02	70	0,091	6.37	2	-	-	-	-	-	52.48	58.85
03	70	0,308	21.56	1	-	2	-	-	1	124.64	146.2
04	70	0,216	15.12	2	-	2	-	-	-	131.2	146.32
05	70	0,091	6.37	2	1	-	-	-	-	72.16	78.53
06	70	0,055	3.85	-	1	2	1	-	-	118.08	121.93
07	70	0,132	9.24	2	-	-	-	-	-	52.48	61.72
08	70	0,044	3.08	-	1	-	-	-	-	19.68	22.76
09	70	0,252	17.04	1	-	2	-	-	1	124.64	141.68
10	70	0,234	16.38	2	-	2	-	-	-	131.2	147.58
11	70	0,123	8.61	0,5	0,5	1	-	1	-	95.12	103.73
12	70	0,103	7.21	-	-	4	-	-	1	177.12	184.33
13	4.59	0,045	0.207	2	0,5	-	1	-	-	82	82.207
14	70	0,086	6.02	-	1	3	-	-	-	137.76	143.78
15	70	0,513	35.91	1	-	3	-	-	-	144.32	180.23
16	70	0,111	7.70	2	-	1	-	-	-	91.84	99.54
17	70	0,126	8.82	-	0,5	4	0,5	-	1	196.8	205.62
18	70	0,189	13.23	-	0,5	4	0,5	-	1	196.8	210.03
19	70	0,041	2.87	2	-	-	-	-	-	52.48	55.35
20	70	0,116	8.12	0,5	0,5	1	-	1	-	95.12	103.24
21	70	0,103	7.21	-	-	4	-	-	1	177.12	184.33
22	4.59	0,040	0.184	2	0,5	-	1	-	-	82	82.184
23	70	0,066	4.62	1,5	0,5	1	-	-	-	88.56	93.18
24	70	0,301	21.07	1,5	0,5	1	-	-	-	88.56	109.63
25	70	0,086	6.02	2	-	-	-	-	-	52.48	58.5
26	70	0,286	20.02	-	0,5	1	1	-	1	88.56	108.58
27	70	0,290	20.30	-	0,5	1	0,5	-	-	59.04	79.34
28	70	0,456	31.92	-	1	3	1	-	1	177.12	209.04
29	70	2,064	144.48	-	1	4	-	-	2	216.48	360.96
30	70	2,064	144.48	-	1	4	-	-	3	236.16	380.64
31	70	0,266	18.62	-	1,5	2	2	-	1	167.28	185.9
32	70	0,123	8.61	-	1,5	2	-	-	1	127.92	136.53
33	70	0,123	8.61	-	1,5	2	-	-	1	127.92	136.53
34	70	0,104	7.28	-	0,5	2	1	-	1	147.6	154.88
35	70	0,091	6.37	-	0,5	2	1	-	1	147.6	153.97
36	50	0,042	2.10	-	1	-	0,5	2	-	95.12	97.22
37	4.59	0,006	0.03	1	-	0,5	-	-	-	45.92	45.95
38	4.59	0,044	0.20	2	-	0,5	-	-	-	72.16	72.36
39	4.59	0,075	0.34	2	-	0,5	-	-	-	72.16	72.5
40	4.59	0,075	0.34	2	-	0,5	-	-	-	72.16	72.5
41	4.59	0,145	0.67	2,5	-	0,5	-	-	-	85.28	85.95
42	4.59	0,075	0.34	2	-	0,5	-	-	-	72.16	72.5
43	4.59	0,015	0.069	2	-	-	-	-	-	52.48	52.549
44	30.50	0,220	6.71	-	1	1,5	0,5	-	-	108.24	114.95
45	30.50	0,220	6.71	-	1	1,5	0,5	-	-	108.24	114.95
		Total:	671.52						Total:	4 982.32	5 653.84

(*) Los valores mostrados por cada proceso corresponden a: hora, kilogramos o metros, según la variante para costos de cada proceso indicado en la tabla 7.4.

CONCLUSIONES

- 1) Se realizó el diseño mecánico de una prótesis activa transfemoral capaz de imitar el movimiento de una pierna sana. Esto se logra por medio del empleo de actuadores y mecanismos que funcionan como músculos y utilizando cuatro segmentos unidos en serie que funcionan como fémur, tibia, pie y falanges que permiten tener las tres articulaciones de una pierna sana. Además, se consideró que la estructura fuera diseñada de aluminio AA2024 T4 por su baja densidad en comparación con otros metales y tener buenas propiedades mecánicas y de mecanizado.
- 2) Se utilizaron resortes en disposición serial y paralela con el motivo de reducir los picos de potencia en las articulaciones y disminuir la cantidad de energía consumida por ciclo de marcha. Esto se debe a que el resorte funciona como elemento de almacenamiento de energía en cierto intervalo de tiempo. Reducir los picos de potencia conlleva a reducir el tamaño del actuador a utilizar y a prolongar la vida de la batería.
- 3) El sistema de transmisión de potencia metatarsal-falángica se diseñó con la finalidad de obtener un impulso similar al natural durante los periodos de Estancia Terminal y Balance Previo. El diseño se compone de un resorte. No se utilizó un actuador ya que aumentaría la masa de la prótesis. La aproximación lineal que se hizo a la curva de variación del momento respecto al ángulo de flexión en la articulación no se asemeja al comportamiento real, sin embargo, la fuerza brindada se acerca bastante a la fuerza requerida.
- 4) El diseño de la estructura propuesta permite amoldarse a la disposición de los sistemas de transmisión de potencia y hacer la función de las tres articulaciones. Este diseño permite que cada segmento que conforma la estructura en su totalidad esté compuesto por elementos longitudinales con secciones reducidas. Ello conlleva a emplear poco material y así lograr que la estructura sea liviana.
- 5) El diseño preliminar del sistema de control se realizó enfocándose en una estructura compuesta básicamente por tres niveles, los cuales son: nivel alto, nivel medio y nivel bajo. Esta división permite tener un criterio ordenado de

control en la prótesis, que comienza con el reconocimiento de las señales de intención de movimiento y seleccionando la rutina que el usuario desea realizar. Luego, si se identifica la rutina de la marcha como la deseada, se procede a reconocer el periodo en el que se encuentra cada articulación y se le asigna el comportamiento que debe tener durante ese periodo. Finalmente, se controlan los sistemas de transmisión de potencia energizados para poder alcanzar el torque o velocidad angular deseada, dependiendo del caso.



TRABAJOS FUTUROS

Los trabajos futuros para el diseño mecánico se enfocan en mejoras para los sistemas de transmisión de potencia, las articulaciones y la estructura. Los trabajos correspondientes para los sistemas de transmisión de potencia son básicamente cuatro. El primer trabajo consiste en analizar otros elementos de almacenamiento de energía de menor tamaño y masa que los resortes helicoidales lineales, pero con posibilidad de alcanzar valores de constante de rigidez y deformación demandadas por el diseño de la prótesis. Esto se hace con el motivo de aligerar la prótesis. El segundo trabajo a futuro se encarga de cambiar la disposición del motor rotacional a una posición paralelo con el husillo de bolas, con la finalidad de reducir la longitud del sistema de transmisión de potencia. El tercer trabajo se enfoca en el diseño de un sistema de embrague que reemplace al sistema de enclavamiento para los alojamientos de los resortes RO y RE, esto con el propósito de reducir el impacto generado en los alojamientos. Finalmente, el cuarto se trata de analizar el uso de teflón como lubricante en los ejes en los que el ángulo de barrido sea muy pequeño. Esta propuesta se hace con la intención de evitar el uso de rodamientos, los cuales aumentan el volumen y la masa de la prótesis.

Con respecto a las articulaciones los cambios a futuro se concentran en obtener movimientos que imiten mejor movimientos normales. En el caso de la rodilla, considerar un diseño policéntrico permite que la prótesis pueda tener un movimiento más cercano al de una rodilla sana y, así, reducir el costo metabólico en la marcha y disminuir las lesiones provocadas por movimientos anormales en la cadena. En el caso del tobillo, considerar el movimiento de eversión e inversión de forma pasiva brinda al pie la oportunidad de amoldarse a terrenos con irregularidades en el plano frontal.

La estructura puede obtener diferentes formas con el propósito de optimizarla. Sin embargo, la mejora más próxima se enfoca en realizar un análisis por elementos finitos a cada segmento que compone la estructura buscando la optimización de las secciones con el objetivo de reducir el peso de la misma.

BIBLIOGRAFÍA

- [AU, 2007] AU, S. K. W. (2007). *Powered ankle-foot prosthesis for the improvement of amputee walking economy* (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology).
- [AU et al., 2007] AU, S. K., HERR, H., WEBER, J., & MARTINEZ-VILLALPANDO, E. C. (2007). Powered ankle-foot prosthesis for the improvement of amputee ambulation. In *Engineering in Medicine and Biology Society, 2007. EMBS 2007. 29th Annual International Conference of the IEEE* (pp. 3020-3026). IEEE.
- [AU et al., 2008] AU, S., BERNIKER, M., & HERR, H. (2008). Powered ankle-foot prosthesis to assist level-ground and stair-descent gaits. *Neural Networks, 21*(4), 654-666.
- [BELLMAN et al., 2008] BELLMAN, R. D., HOLGATE, M. A., & SUGAR, T. G. (2008). SPARKy 3: Design of an active robotic ankle prosthesis with two actuated degrees of freedom using regenerative kinetics. In *Biomedical Robotics and Biomechanics, 2008. BioRob 2008. 2nd IEEE RAS & EMBS International Conference on* (pp. 511-516). IEEE.
- [BORJIAN et al., 2008] BORJIAN, R., LIM, J., KHAMESEE, M. B., & MELEK, W. (2008). The design of an intelligent mechanical active prosthetic knee. In *Industrial Electronics, 2008. IECON 2008. 34th Annual Conference of IEEE* (pp. 3016-3021). IEEE.
- [CHERELLE et al., 2014] CHERELLE, P., GROSU, V., MATTHYS, A., VANDERBORGHT, B., & LEFEBER, D. (2014). Design and validation of the ankle mimicking prosthetic (AMP-) foot 2.0. *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering, 22*(1), 138-148.
- [FARRO et al, 2012] FARRO, L., TAPIA, R., BAUTISTA, L., MONTALVO, R., & IRIARTE, H. (2012). Características clínicas y demográficas del paciente amputado. *Revista Médica Herediana, 23*(4), 240-243.
- [FICANHA & RASTGAAR, 2014] FICANHA, E. M., & RASTGAAR, M. (2014). Preliminary design and evaluation of a multi-axis ankle-foot prosthesis. In *Biomedical Robotics and Biomechanics (2014 5th IEEE RAS & EMBS International Conference on* (pp. 1033-1038). IEEE.
- [FLYNN et al., 2015] FLYNN, L., GEEROMS, J., JIMENEZ-FABIAN, R., VANDERBORGHT, B., VITIELLO, N., & LEFEBER, D. (2015). Ankle-knee prosthesis with active ankle and energy transfer: Development of the CYBERLEGS Alpha-Prosthesis. *Robotics and Autonomous Systems, 73*, 4-15.

- [FU *et al.*, 2013] FU, A., FU, C., WANG, K., ZHAO, D., CHEN, X., & CHEN, K. (2013). The key parameter selection in design of an active electrical transfemoral prosthesis. In *Robotics and Biomimetics (ROBIO), 2013 IEEE International Conference on* (pp. 1716-1721). IEEE.
- [GENG *et al.*, 2012] GENG, Y., YANG, P., XU, X., & CHEN, L. (2012). Design and simulation of active transfemoral prosthesis. In *Control and Decision Conference (CCDC), 2012 24th Chinese* (pp. 3724-3728). IEEE.
- [GOLDFARB *et al.*, 2014] GOLDFARB, M., VAROL, H. A., SUP IV, F. C., MITCHELL, J., & WITHROW, T. J. (2014). *U.S. Patent No. 8,652,218*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [GRIMMER *et al.*, 2012] GRIMMER, M., ESLAMY, M., GLIECH, S., & SEYFARTH, A. (2012). A comparison of parallel-and series elastic elements in an actuator for mimicking human ankle joint in walking and running. In *Robotics and Automation (ICRA), 2012 IEEE International Conference on* (pp. 2463-2470). IEEE.
- [HOGAN, 1985] HOGAN, N. (1985). Impedance control: An approach to manipulation: Part I—Theory. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 107, 17.
- [HOLLANDER *et al.*, 2006] HOLLANDER, K. W., ILG, R., SUGAR, T. G., & HERRING, D. (2006). An efficient robotic tendon for gait assistance. *Journal of biomechanical engineering*, 128(5), 788-791.
- [INEI, 2014] INSTITUTO NACIONAL DE ESTADÍSTICAS E INFORMÁTICA. (2014). *Primera Encuesta Nacional Especializada sobre Discapacidad 2012*. Fuente: www.inei.gob.pe [Accedido: 30 Septiembre.2015].
- [LAPRE & SUP, 2013] LAPRE, A. K., & SUP, F. (2013). Redefining prosthetic ankle mechanics: Non-anthropomorphic ankle design. In *Rehabilitation Robotics (ICORR), 2013 IEEE International Conference on* (pp. 1-5). IEEE.
- [MARTINEZ-VILLALPANDO *et al.*, 2008] MARTINEZ-VILLALPANDO, E. C., WEBER, J., ELLIOTT, G., & HERR, H. (2008). Design of an agonist-antagonist active knee prosthesis. In *Biomedical Robotics and Biomechatronics, 2008. BioRob 2008. 2nd IEEE RAS & EMBS International Conference on* (pp. 529-534). IEEE.
- [MARTINEZ-VILLALPANDO & HERR, 2009] MARTINEZ-VILLALPANDO, E. C., & HERR, H. (2009). Agonist-antagonist active knee prosthesis: A preliminary study in level-ground walking. *Journal of rehabilitation research and development*, 46(3), 361.

- [MASUM *et al.*, 2014] MASUM, H., BHAUMIK, S., & RAY, R. (2014). Conceptual Design of a Powered Ankle-foot Prosthesis for Walking with Inversion and Eversion. *Procedia Technology*, 14, 228-235.
- [MAXON MOTOR, 2016] MAXONMOTOR.ES. (2016). *maxon motor - Motores DC o Brushless customizados de máxima calidad*. Fuente: <http://www.maxonmotor.es/maxon/view/content/index> [Accedido: 20 Junio. 2016].
- [MOHNEY, 2017] MOHNEY, G. (2017). *Costs for Marathon Amputees Add Up*. ABC News. Fuente: <http://abcnews.go.com/Health/health-care-costs-boston-marathon-amputees-add-time/story?id=19035114> [Accedido: 20 Enero. 2017].
- [NORTON, 2011] NORTON, R. L. R. L. (2011). *Diseño de máquinas*. Pearson.
- [PERRY & BURNFIELD, 2010] PERRY, J., & BURNFIELD, J. (2010). *Gait Analysis: Normal and Pathological Function*. SLACK.
- [PILLAI *et al.*, 2011] PILLAI, M. V., KAZEROONI, H., & HURWICH, A. (2011). Design of a semi-active knee-ankle prosthesis. In *Robotics and Automation (ICRA), 2011 IEEE International Conference on* (pp. 5293-5300). IEEE.
- [POLIAKOV *et al.*, 2013] POLIAKOV, O. M., LAZAREV, V. B., & CHEPENYUK, O. O. (2013). Transfemoral Prosthesis with Polycentric Knee Mechanism: Design, Kinematics, Dynamics and Control Strategy. *Journal of Rehabilitation Robotics*, 1(2), 109-123.
- [RARICK *et al.*, 2014] RARICK, R., RICHTER, H., VAN DEN BOGERT, A., SIMON, D., WARNER, H., & BARTO, T. (2014, June). Optimal design of a transfemoral prosthesis with energy storage and regeneration. In *American Control Conference (ACC), 2014* (pp. 4108-4113). IEEE.
- [SEGAL *et al.*, 2006] SEGAL, A. D., ORENDURFF, M. S., KLUTE, G. K., & MCDOWELL, M. L. (2006). Kinematic and kinetic comparisons of transfemoral amputee gait using C-Leg® and Mauch SNS® prosthetic knees. *Journal of rehabilitation research and development*, 43(7), 857.
- [SKF, 2013] SKF. (1973). *Catálogo general*. SKF.
- [VAROL *et al.*, 2010] VAROL, H. A., SUP, F., & GOLDFARB, M. (2010). Multiclass real-time intent recognition of a powered lower limb prosthesis. *IEEE Transactions on Biomedical Engineering*, 57(3), 542-551.

- [VDI, 1993] Richtlinie, V. D. I. (1993). 2221 Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf.
- [VDI, 2004] Richtlinie, V. D. I. (2004). 2206 Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf.
- [WHITTLE, 2007] WHITTLE, M. W. (2007). *Gait analysis: an introduction*. Butterworth-Heinemann.
- [WINTER, 2009] WINTER, D. A. (2009). *Biomechanics and motor control of human movement*. John Wiley & Sons.
- [ZHU *et al.*, 2014] ZHU, J., WANG, Q., & WANG, L. (2014). On the design of a powered transtibial prosthesis with stiffness adaptable ankle and toe joints. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 61(9), 4797-4807.
- [ZLATNIK *et al.*, 2002] ZLATNIK, D., STEINER, B., & SCHWEITZER, G. (2002). Finite-state control of a trans-femoral (TF) prosthesis. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 10(3), 408-420.

