

ANEXOS

Se adjunta algunas tablas realizadas para el estado del arte, diseño conceptual y hojas técnicas de los diversos componentes utilizados en el diseño del exoesqueleto.

| | |
|---|------|
| Anexo A: Cuadro comparativo de exoesqueletos | A-1 |
| Anexo B: Cuadro comparativo de órtesis activas | A-2 |
| Anexo C: Lista de exigencias..... | A-3 |
| Anexo D: Dimensiones de una persona adulta con altura $H_{\text{máx}}$ | A-4 |
| Anexo E: Ángulos de rotación y oscilación de una persona adulta joven en el plano (a) frontal y (b) lateral | A-5 |
| Anexo F: Ejercicio para amplitud articular en flexión dorsal y plantar | A-6 |
| Anexo G: Ejercicio de miembro inferior para ganar recorrido articular de cadera y rodilla | A-7 |
| Anexo H: Ejercicio de apoyo monopodal | A-8 |
| Anexo I: Ejercicio con escalera..... | A-9 |
| Anexo J: Ejercicio de marcha normal..... | A-10 |
| Anexo K: Estructura de funciones..... | A-11 |
| Anexo L: Matriz morfológica..... | A-12 |
| Anexo M: Alternativa de solución 1 | A-13 |
| Anexo N: Alternativa de solución 2..... | A-14 |
| Anexo O: Alternativa de solución 3 | A-15 |
| Anexo P: Evaluación técnica de conceptos de solución | A-16 |
| Anexo Q: Evaluación económica de conceptos de solución | A-17 |
| Anexo R: Fuerzas radiales y axiales de salida en el plano sagital en un ciclo de marcha | A-18 |
| Anexo S: Procedimiento a detalle del análisis estructural..... | A-19 |

Anexo T: Procedimiento a detalle de la selección de componentes.....A-33
Anexo U: Momentos y velocidades angulares de salida en el plano sagital
en un ciclo de marcha.....A-46
Anexo V: Potencia de salida en el plano sagital en un ciclo de marcha..A-47



Anexo A: Cuadro comparativo de exoesqueletos

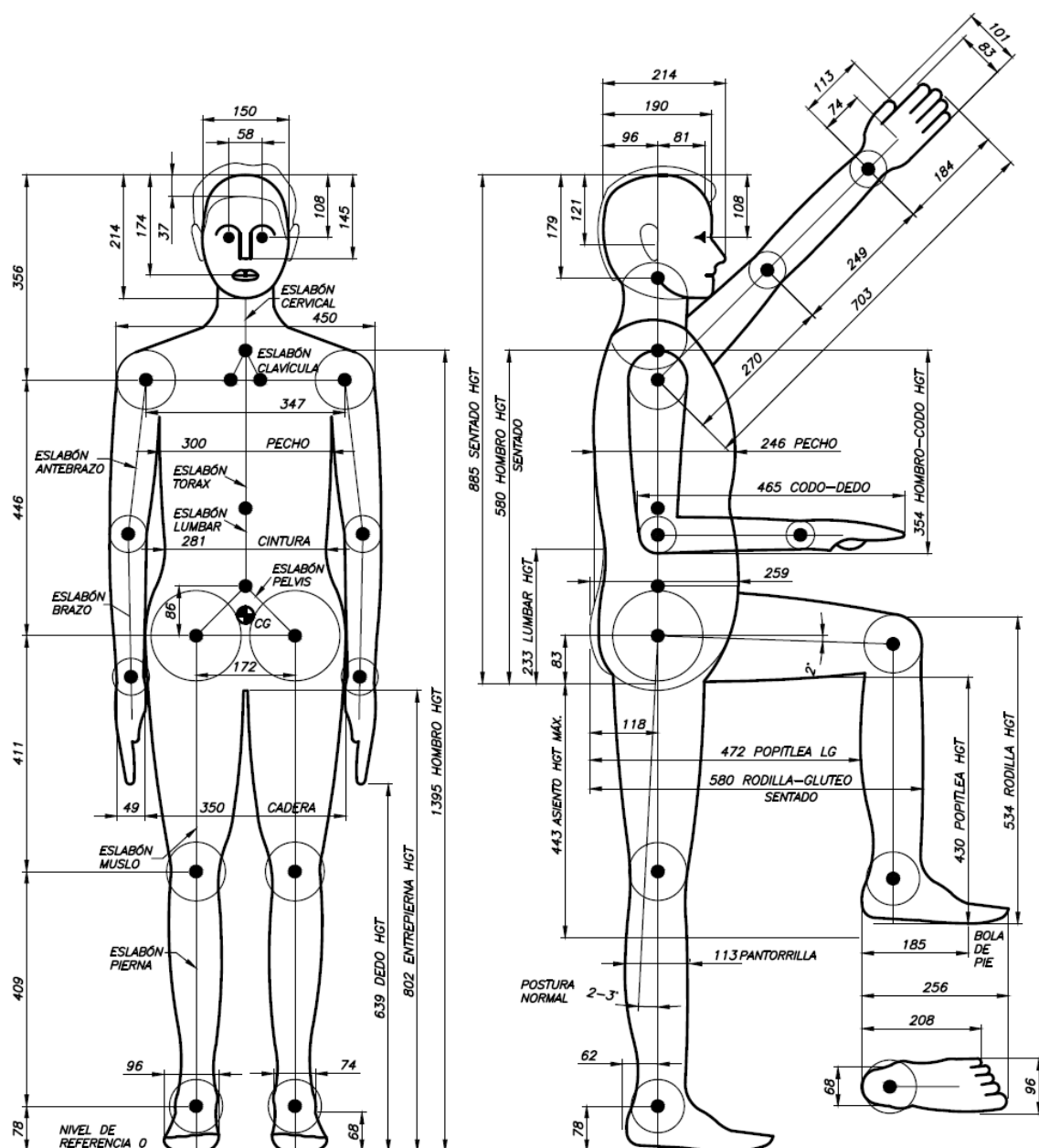
| Sistema | Articulaciones | Reductores | Actuadores | Sistema de Control | Sistema de Sensado | Energía | Peso (kg) | Carga (kg) | Velocidad (m/s) | Tiempo de uso | Movimientos dirigidos | Uso | Usuarios | Espacio de uso | Soporte | Ventajas | Desventajas | Etapas de desarrollo | Etapas comerciales |
|-----------------------|--|----------------------------|---|--|--|--|-----------|------------|-----------------|---------------|--------------------------------|---|---------------|-------------------|-------------|--|---|----------------------|--------------------|
| Power Assist Suit | Tobillo (1), rodilla (1), cadera (1), hombro (1), codo (1) | Ninguno, Conexión directa | Neumáticos rotativos + micro bombas | SOPC, APEX20K200E, FPGA, convertidor A/D, SRAM (2), EEPROM | Sensores en músculos (tensión superficial), Potenciómetros | Alimentación con pilas portátiles de níquel-cadmio 12V | 30 | 90 | No específica | 20 minutos | Plano Sagital y Frontal brazo | Asistencia médica (caminar, cargar) | Adultos sanos | Terrano plano | No necesita | Comodidad y seguridad del paciente que carga | Robusto | 1970-2005 | Prototipo |
| Exoesqueleto MIT | Tobillo (1), rodilla (1), cadera (3), columna (2) | Ninguno, Brazo de palanca. | Muelles + amortiguador variable + muelles antagonicos | No específica | Calibradores de tensión, Potenciómetros | Alimentación eléctrica con batería (48V (2W)) | 11.8 | 106 | 1 | No específica | Plano Sagital | Socorro, (caminar, cargar) | Adultos sanos | Terrano irregular | No necesita | Eficiente energéticamente | Interfiere en el modo natural de caminar. | 2000 - Actualidad | Prototipo |
| Raytheon Sarcos XOS 2 | Tobillo (1), rodilla (1), cadera (2), hombro (1), codo (1), efector terminal (1) | Ninguno, Conexión directa | Hidráulicos rotativos + servo-válvulas | Get out of the way control | Sensores de contacto | Alimentación con generador de electricidad | 95 | 91 | 1.6 | 40 minutos | Plano Sagital | Militar (caminar, correr, saltar, patrear, cargar) | Adultos sanos | Terrano irregular | No necesita | Amplificación de fuerza y resistencia | Mucho volumen y peso. | 2000- Actualidad | Prototipo |
| Bleex | Tobillo (3), rodilla (1), cadera (3) | Ninguno, Brazo de palanca. | Resorte en tobillo, cilindros hidráulicos bidireccionales | Codificadores (8), Get out of the way control | Sensores exoesqueleto/medio, Acelerómetros lineales (16), Sensores de fuerza (8), Inclinómetro (1) | Fuente de alimentación portátil, Hidráulica (1.143 W) Electrónica y control (200W) | 14 | 70 | 1.3 | No específica | Plano Sagital y Frontal cadera | Socorro, Militar (caminar, correr, saltar, subir y bajar, cargar) | Adultos sanos | Terrano irregular | No necesita | Amplificación de fuerza y resistencia, Facilidad en ponerse. | Robusto | 2005- Actualidad | Prototipo |
| HAL 5 | Tobillo (1), rodilla (1), cadera (1), hombro (1), codo (1) | Disco armónico | Motores eléctricos | Control basado en EMG + basado en control autónomo | Sensores EMG + fuerza, potenciómetros + giroscopios + acelerómetros | Alimentación con baterías (100V) | 23 | 80 | No específica | 2 horas | Plano Sagital | Socorro, (caminar, cargar) | Adultos sanos | Terrano irregular | No necesita | Práctico | Fuerzas efectivas sentidas por el usuario | 2004 - Actualidad | 2010 |
| HULC | Tobillo (2), rodilla (1), cadera (3) | No específica | Hidráulicos pistones de bajo caudal y alta presión | Sin palanca de mando o control de mecanismo | Sensores de almohadillas, de movimiento | Alimentación con baterías de polímero de litio | 24 | 100 | 1.4 | 8 horas | Plano Sagital | Militar (caminar, correr, saltar, subir y bajar, cargar) | Adultos sanos | Terrano irregular | No necesita | Amplificación de fuerza y resistencia, Facilidad en ponerse. | Fuerzas efectivas sentidas por el usuario | 2008- Actualidad | 2012 |

Anexo B: Cuadro comparativo de órtesis activas

| Sistema | Articulaciones | Reductores | Actuadores | Sistema Control | Sistema de Sensores | Energía | Peso (kg) | Carga (kg) | Velocidad (m/s) | Tiempo de uso | Movimientos dirigidos | Uso | Usuarios | Espacio de uso | SopORTE | Ventajas | Desventajas | Etapas de desarrollo | Etapas comercial |
|---------------------------|---|----------------------------|--|--|---|--|-----------|------------|-----------------|---------------|------------------------------|--|--------------------------------------|----------------|-------------------------------|--|-------------|----------------------|------------------|
| LokomatPro version 6 | Metatarso (1), tobillo (1), rodilla (1), cadera (1), tronco (1) | Sin reductor | Cinta rodante, motores eléctricos lineales | Control de patrón de marcha y fuerza de guía mediante pantalla | Sensor de fuerza Sensor de posición | Alimentación con toma de corriente | - | 135 | 0.89 | - | Plano Sagital | Asistencia (caminar) | Adultos y niños (parapleja) | Terreno plano | Estructura soporte | Simulador de marcha, evaluación documentada del paciente | - | 1996 - Actualidad | 2001 |
| Bodyweight support assist | Tobillo (1), rodilla (1), cadera (1), | Reductor | Motores eléctricos | Relés de control en los pies | Sensores de presión en los pies | Alimentación con baterías de iones de litio | 6.5 | 80 | 1.25 | 2 horas | Plano Sagital | Asistencia (caminar, subir y bajar) | Adultos (ancianos) | Terreno plano | No necesita | Ligero | - | 1999 - Actualidad | 2008 |
| Stride management assist | Cadera (1) | Sin reductor | Motores DC sin escobillas | | Sensor de ángulo en motor | Alimentación con baterías de iones de litio | 2.8 | 80 | 1.25 | 2 horas | Plano Sagital | Asistencia (caminar) | Adultos (ancianos) | Terreno plano | No necesita | Ligero | - | 1999 - Actualidad | 2008 |
| Roboknee | Rodilla (1) | Ninguno, Brazo de palanca. | Actuador lineal elástico + muelle interno + motor | Control analógico PD + 5912 PC-104 | Células de carga + potenciómetro lineal | Alimentación con baterías Niquel-Metal híbrido (16.4W) (24-48 V) | 1.13 | 60 | 2.5 | 45 minutos | Plano Sagital | Asistencia (caminar, subir y bajar) | Adultos (discapacidad en el rodilla) | Terreno plano | No necesita | Cómodo | - | 2000 - Actualidad | 2010 |
| ReWalk | Tobillo (1), rodilla (1), cadera (2) | No específica | Motores DC | Control remoto mediante Wireless | Sensores de movimiento | Alimentación con baterías recargables | 22 | 100 | 0.25 | 8 horas | Plano Sagital | Asistencia y rehabilitación (caminar, subir y bajar) | Adultos (parapleja) | Terreno plano | Bastones, andadores | Práctico | - | 2001 - Actualidad | 2011 |
| REX | Tobillo (2), rodilla (1), cadera (3) | No específica | No específica | Control mediante Joystick | Sin sensores | Alimentación con baterías | 39 | 100 | 0.05 | 2 horas | Plano Sagital, plano frontal | Asistencia (caminar, subir y bajar) | Adultos (parapleja) | Terreno plano | No necesita | Movimiento más natural | Robusto | 2003 - Actualidad | 2011 |
| HAL Peripherals | Tobillo (1), rodilla (1), cadera (1), | Disco armónico | Motores eléctricos, | Control basado en EMG + basado en control autónomo | Sensores EMG + fuerza, potenciómetros + giroscopios + acelerómetros | Alimentación con baterías (100V) | 15 | 80 | No específica | 5 horas | Plano Sagital | Asistencia y rehabilitación (caminar, subir y bajar) | Adultos (parapleja) | Terreno plano | Andadores, estructura soporte | Práctico | - | 2004 - Actualidad | 2010 |
| Eksobionics | Tobillo (2), rodilla (1), cadera (3) | Ninguno, Brazo de palanca. | Pistones hidráulicos de bajo caudal y alta presión | Control mediante intensión de movimiento-4 modos de marcha | Sensores de fuerza + movimiento | Alimentación con baterías | 23 | 100 | 0.89 | 6 horas | Plano Sagital | Asistencia y rehabilitación (caminar, subir y bajar) | Adultos (parapleja) | Terreno plano | Bastones, andadores | Práctico | - | 2010 - Actualidad | 2011 |

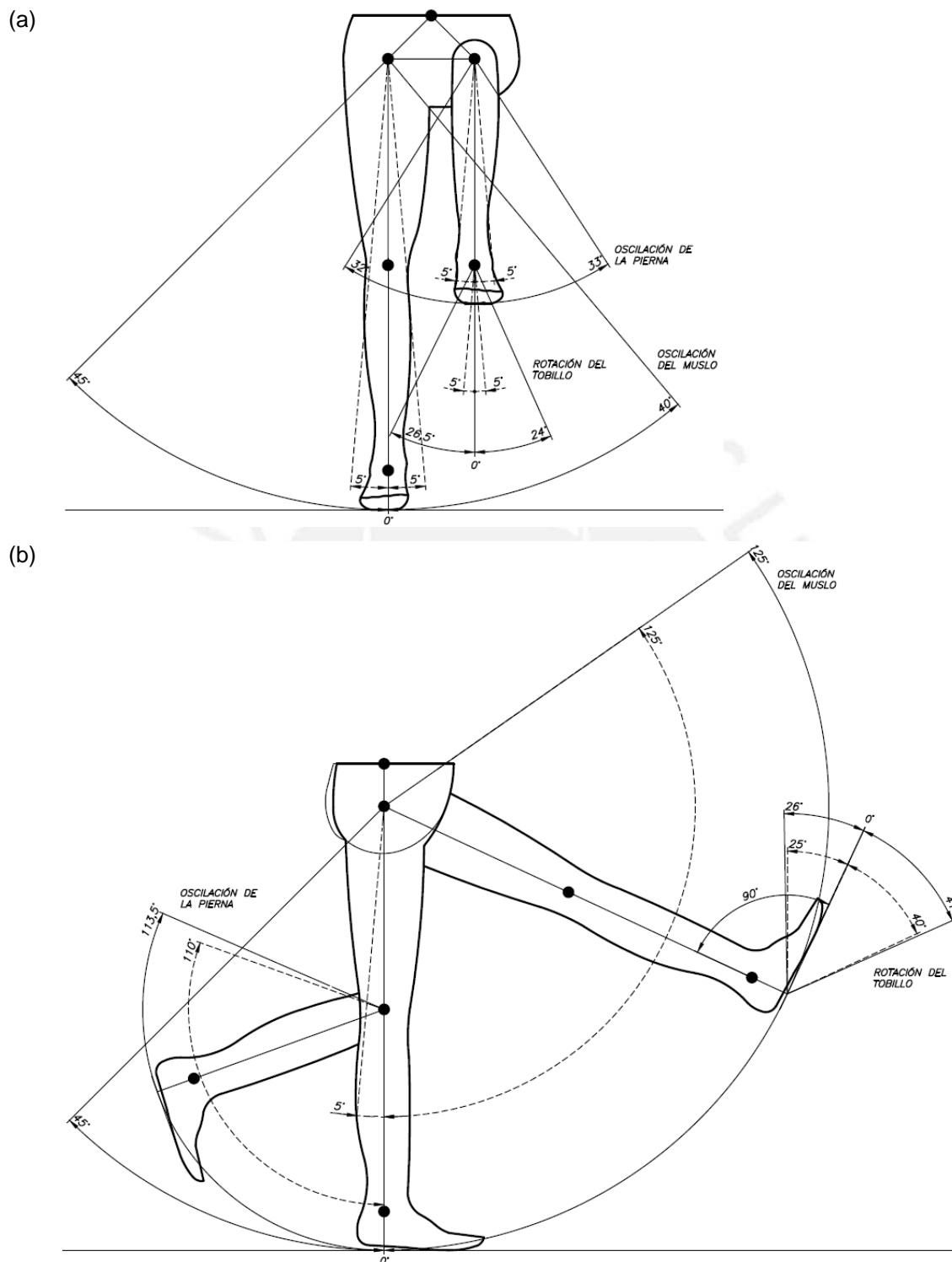
Anexo C: Lista de exigencias

| LISTA DE EXIGENCIAS | | |
|---------------------|-------------------|---|
| TESIS: | | DISEÑO DE UN MECANISMO DEL TIPO EXOSQUELETO DE MIEMBROS INFERIORES QUE PERMITA REPRODUCIR PATRONES DE MOVIMIENTO |
| Fecha (cambios) | Deseo o Exigencia | DESCRIPCIÓN |
| 27/02/2014 | E | FUNCION PRINCIPAL: El sistema robótico tipo exoesqueleto debe ser capaz de accionar los movimientos en el plano sagital, para que la persona pueda reproducir la marcha normal o los movimientos asistidos dirigidos. Los movimientos asistidos en el plano sagital serán: tobillo, rodilla-cadera, apoyo monopodal, subir escalón, marcha normal. El sistema debe ser capaz de mantener la estabilidad de la persona tanto en reposo como durante todo el tiempo de realización de los patrones de movimiento. |
| 27/02/2014 | E | ERGONOMÍA: El mecanismo tipo exoesqueleto solo se limitará en el desarrollo del tronco y las extremidades inferiores. |
| 27/02/2014 | E | GEOMETRIA: El mecanismo se ajustará con la estatura y peso de una persona peruana adulta joven con rango de valores de 1,60 a 1,75 m y de 60 a 80 kg. |
| 27/02/2014 | E | CINEMÁTICA: La velocidad de accionamiento del mecanismo del robot bípedo debe ser la necesaria para poder realizar el movimiento continuo para mantener una marcha normal de 80 pasos por minuto. |
| 27/02/2014 | E | FUERZA: Cada elemento del mecanismo debe soportar las cargas generadas por su movimiento, su propio peso y el de la persona. |
| 27/02/2014 | E | ENERGIA: Se debe proveer la energía necesaria al sistema para que pueda realizar el movimiento de cada extremidad durante la marcha. |
| 27/02/2014 | E | MATERIAL: El material en las articulaciones del robot debe tener un coeficiente de rozamiento cercano al de las articulaciones del cuerpo humano o mediante componentes que faciliten la rodadura o deslizamiento. El material debe ser ligero para que la persona discapacitada pueda utilizarlo sin realizar esfuerzo adicional. |
| 27/02/2014 | D | FABRICACIÓN: Se utilizarán materiales disponibles en el mercado local y será posible su fabricación en talleres locales. |
| 27/02/2014 | E | MONTAJE: Será de fácil montaje y desmontaje. |
| 27/02/2014 | E | MANTENIMIENTO: Fácil acceso hacia las partes que requieran mantenimiento. Fácil reposición de piezas u obtención de repuestos. |
| 27/02/2014 | E | COSTO: El costo de materiales de las piezas del sub-sistema tipo exoesqueleto no superará los 12,000.00 soles. El costo de componentes del sub-sistema tipo exoesqueleto no superará los 45,000.00 soles. El costo de fabricación de las piezas del sub-sistema tipo exoesqueleto no superará los 17,000.00 soles. El costo de del diseño del sub-sistema tipo exoesqueleto será de 42,000.00 soles por un plazo de 15 meses. |
| 27/02/2014 | E | PLAZO: La documentación completa de la tesis se entregará antes del 1 diciembre del 2016. |

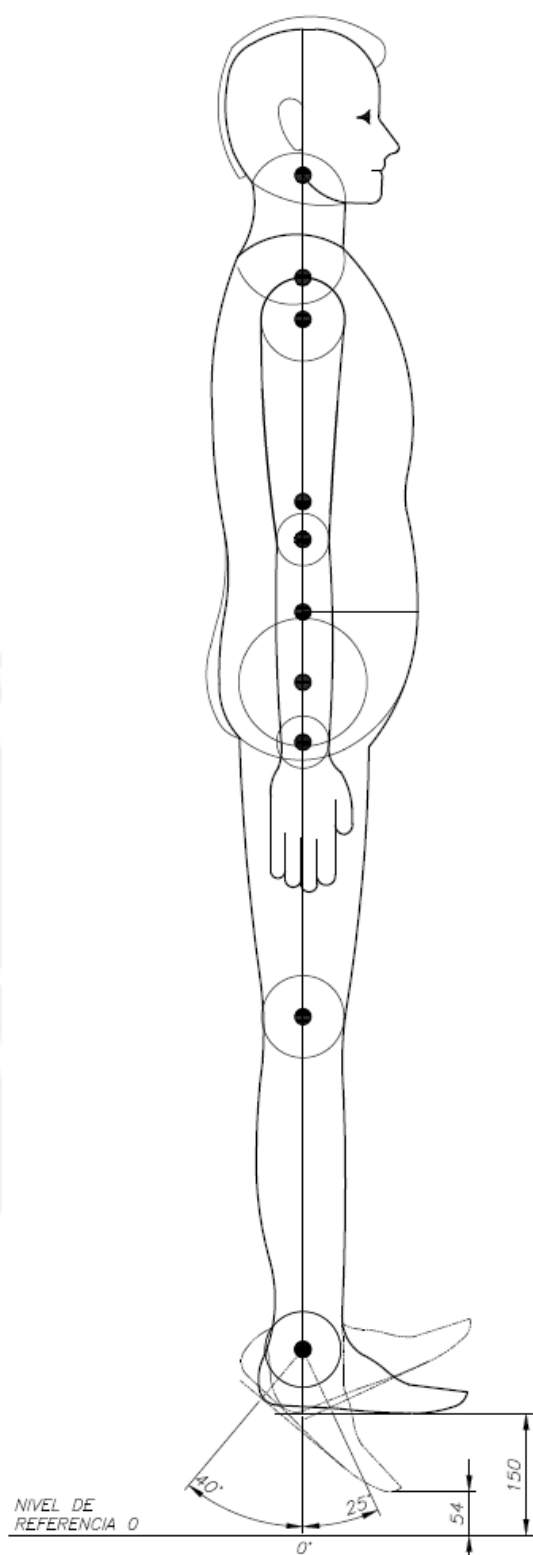
Anexo D: Dimensiones de una persona adulta con altura H_{máx.}¹

¹ El dibujo se realizó con la información tomada del libro The measure of man and woman. Henry Dreyfuss Associates.

Anexo E: Ángulos de rotación y oscilación de una persona adulta joven en el plano (a) frontal y (b) lateral²

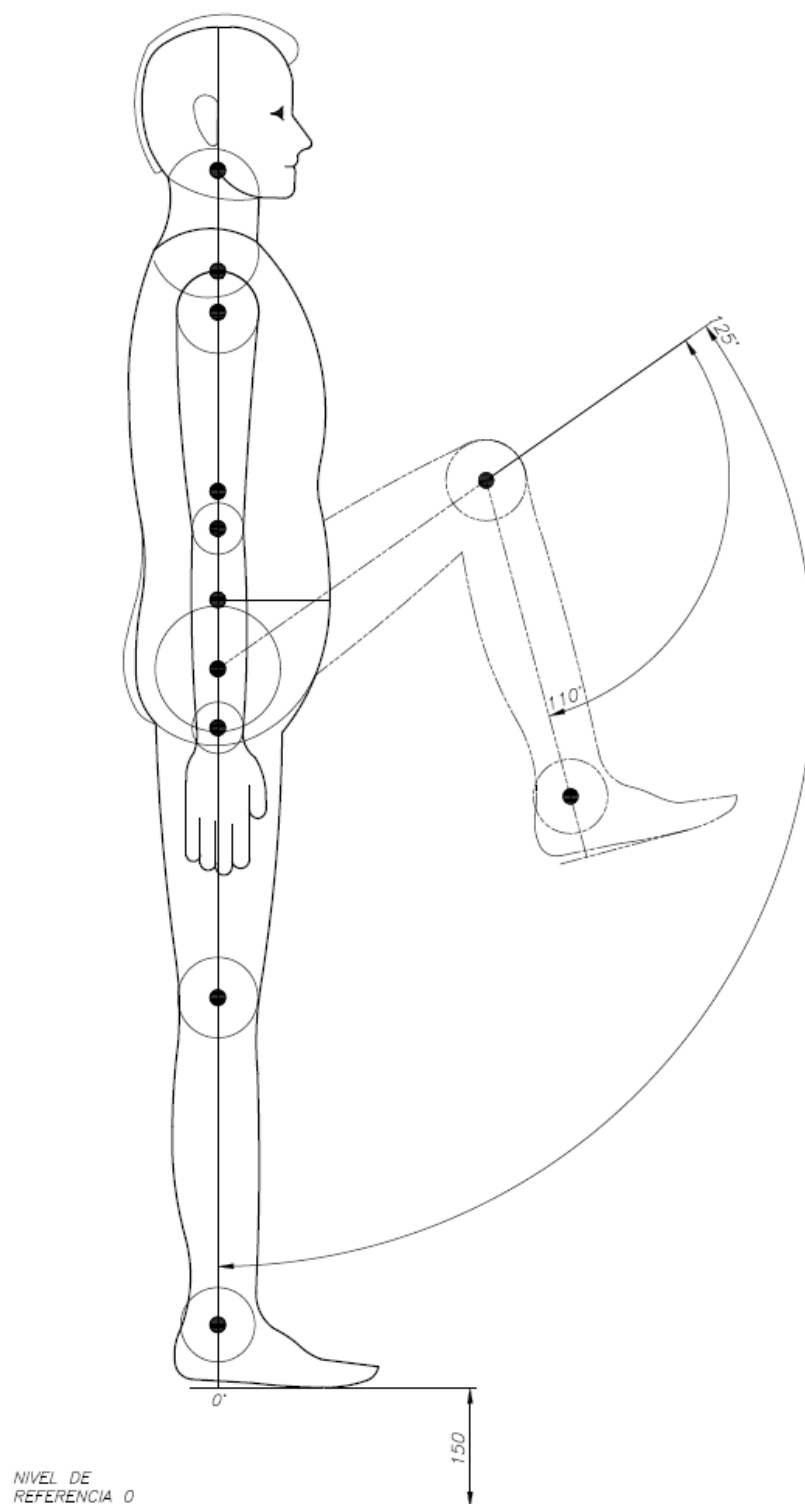


² El dibujo se realizó con la información tomada del libro The measure of man and woman. Henry Dreyfuss Associates.

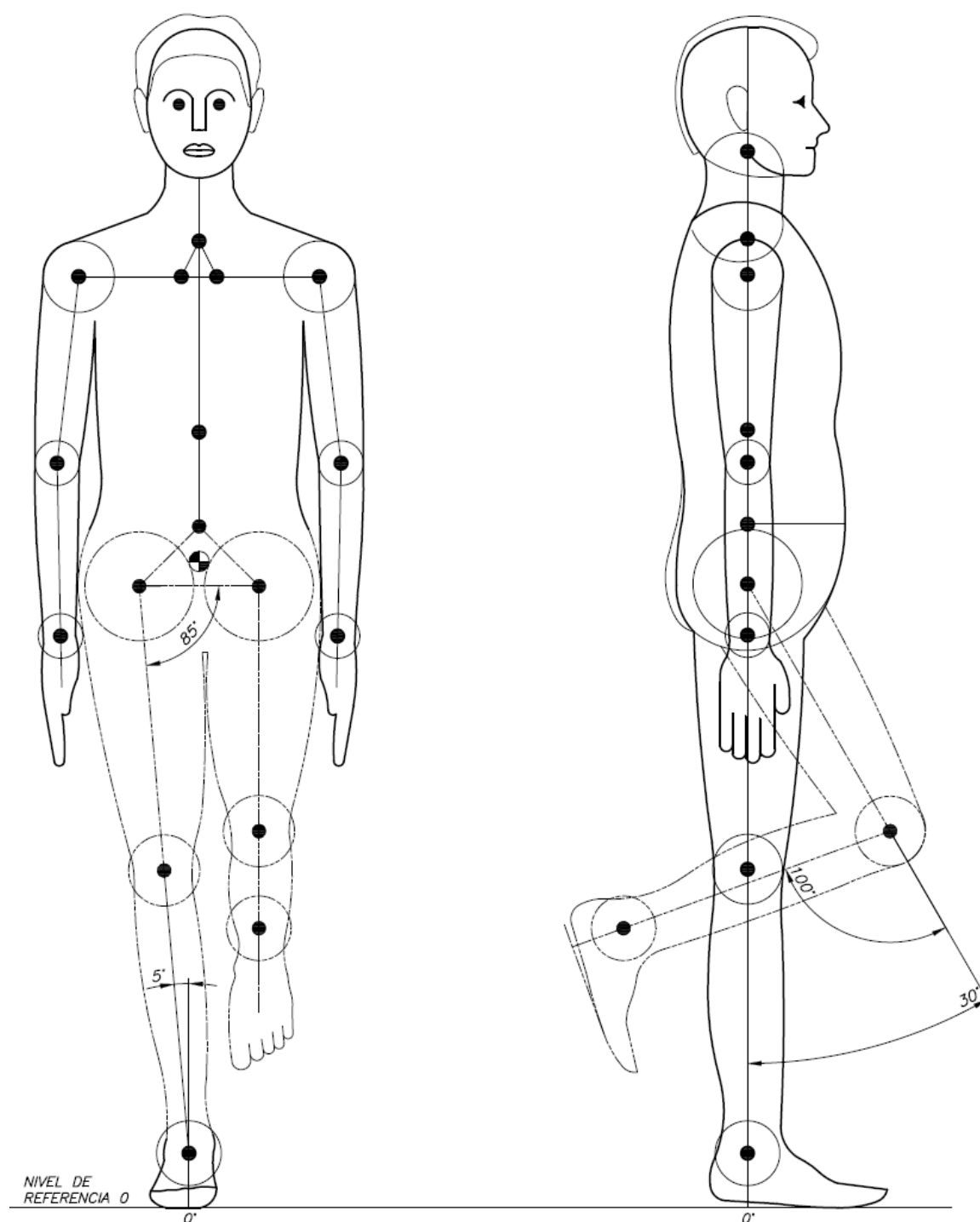
Anexo F: Ejercicio para amplitud articular en flexión dorsal y plantar.³

³ El dibujo se realizó con la información tomada del libro The measure of man and woman. Henry Dreyfuss Associates.

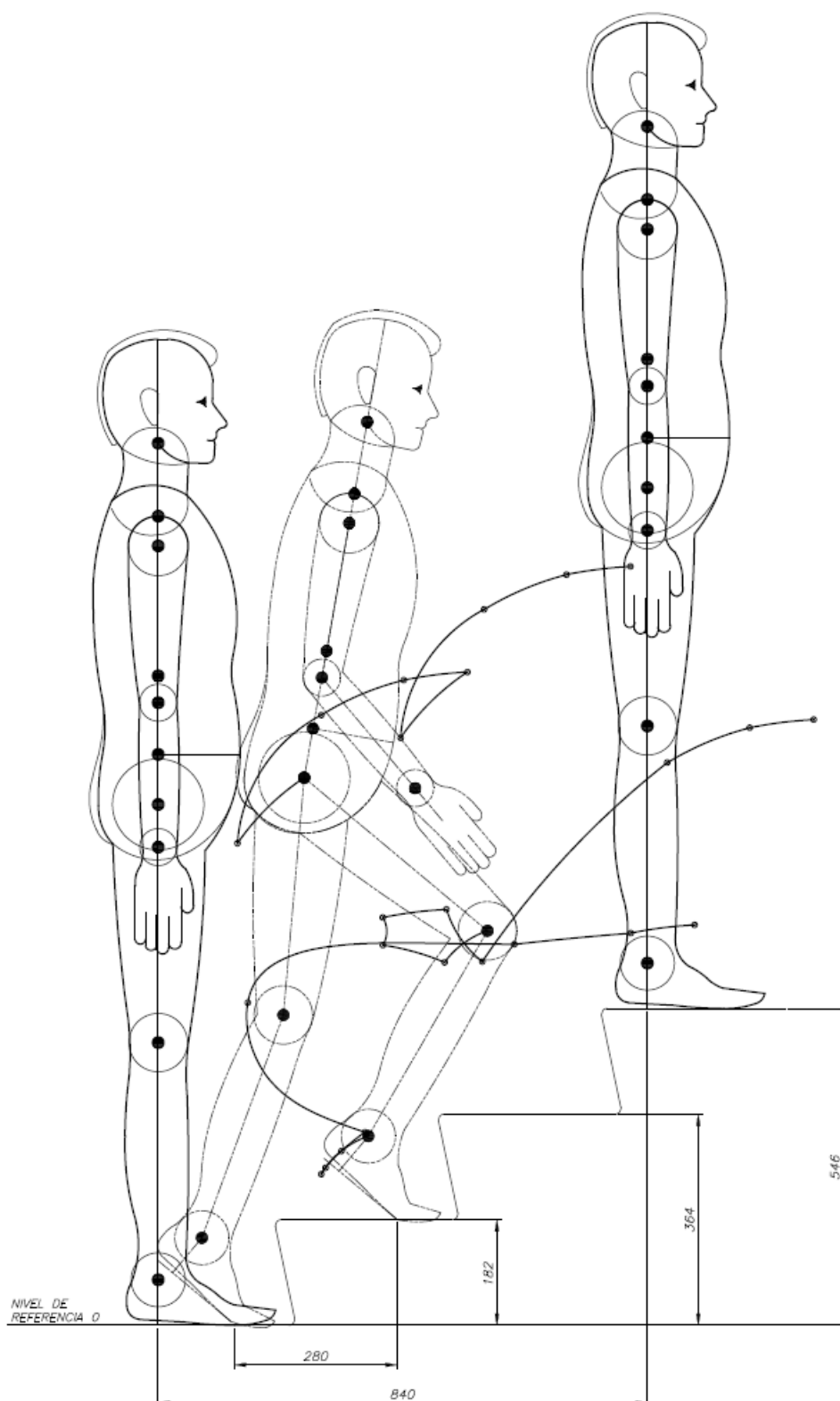
Anexo G: Ejercicio de miembro inferior para ganar recorrido articular de cadera y rodilla.⁴



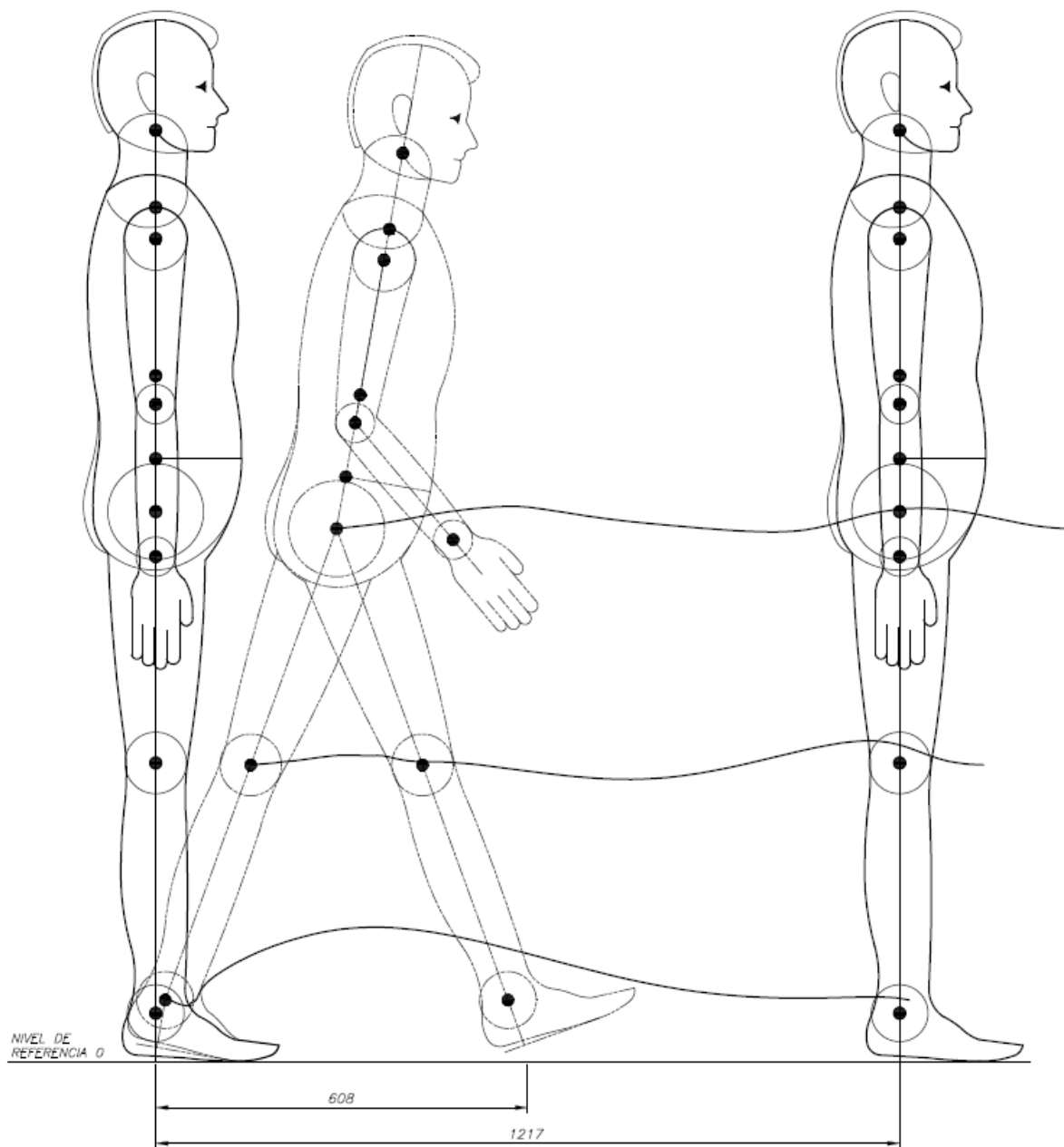
⁴ El dibujo se realizó con la información tomada del libro The measure of man and woman. Henry Dreyfuss Associates.

Anexo H: Ejercicio de apoyo monopodal.⁵

⁵ El dibujo se realizó con la información tomada del libro The measure of man and woman. Henry Dreyfuss Associates.

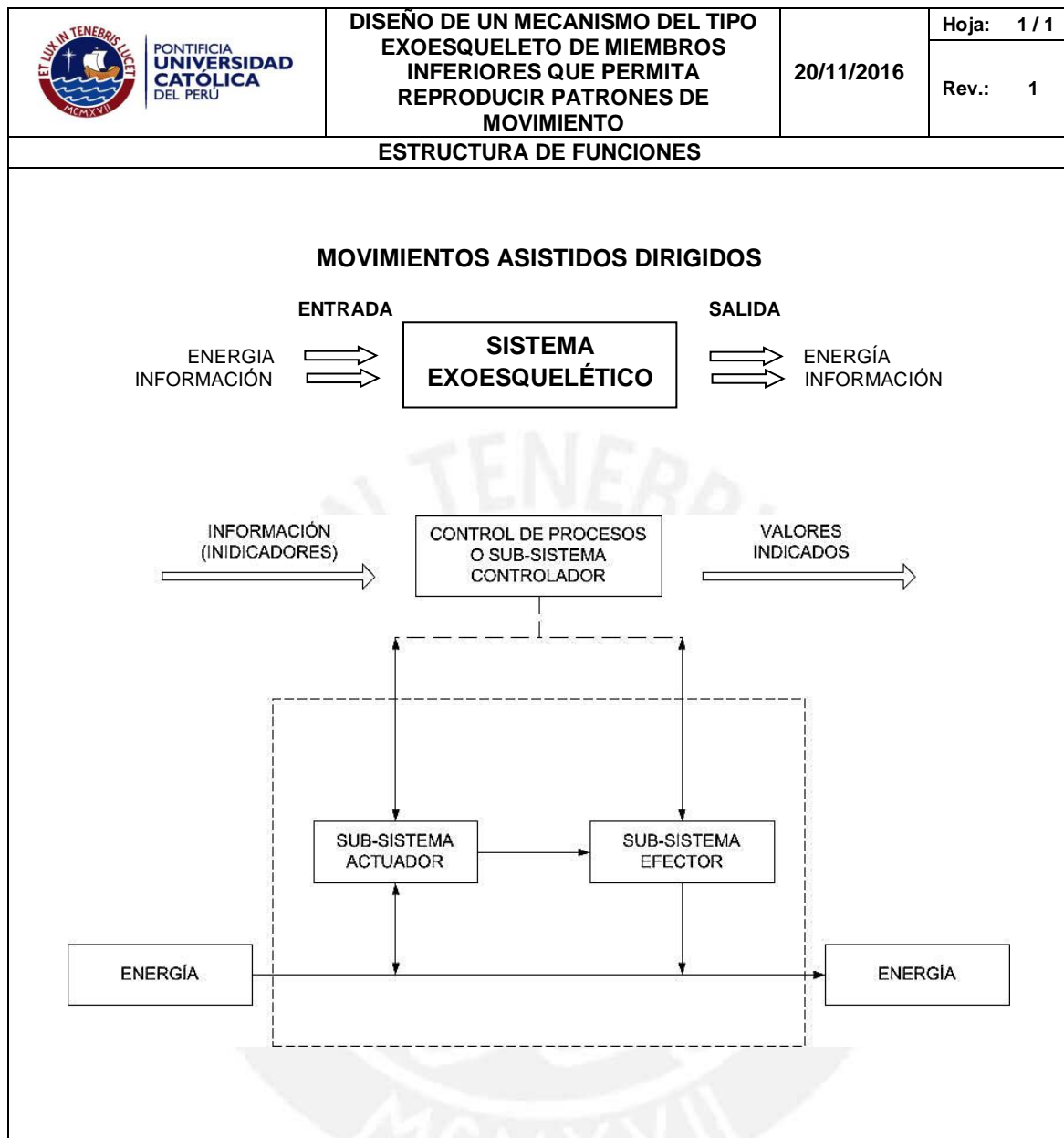
Anexo I: Ejercicio con escalera.⁶

⁶ El dibujo se realizó con la información tomada del libro The measure of man and woman. Henry Dreyfuss Associates.


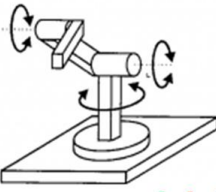
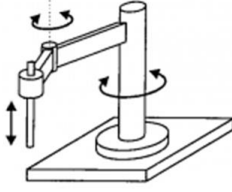
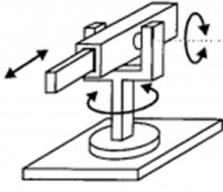




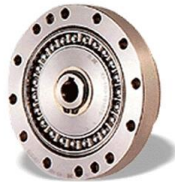



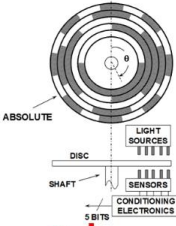
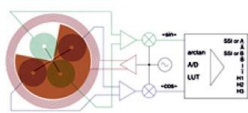
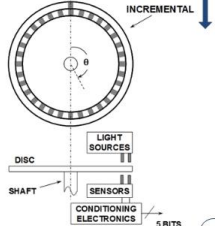
Anexo J: Ejercicio de marcha normal.⁷

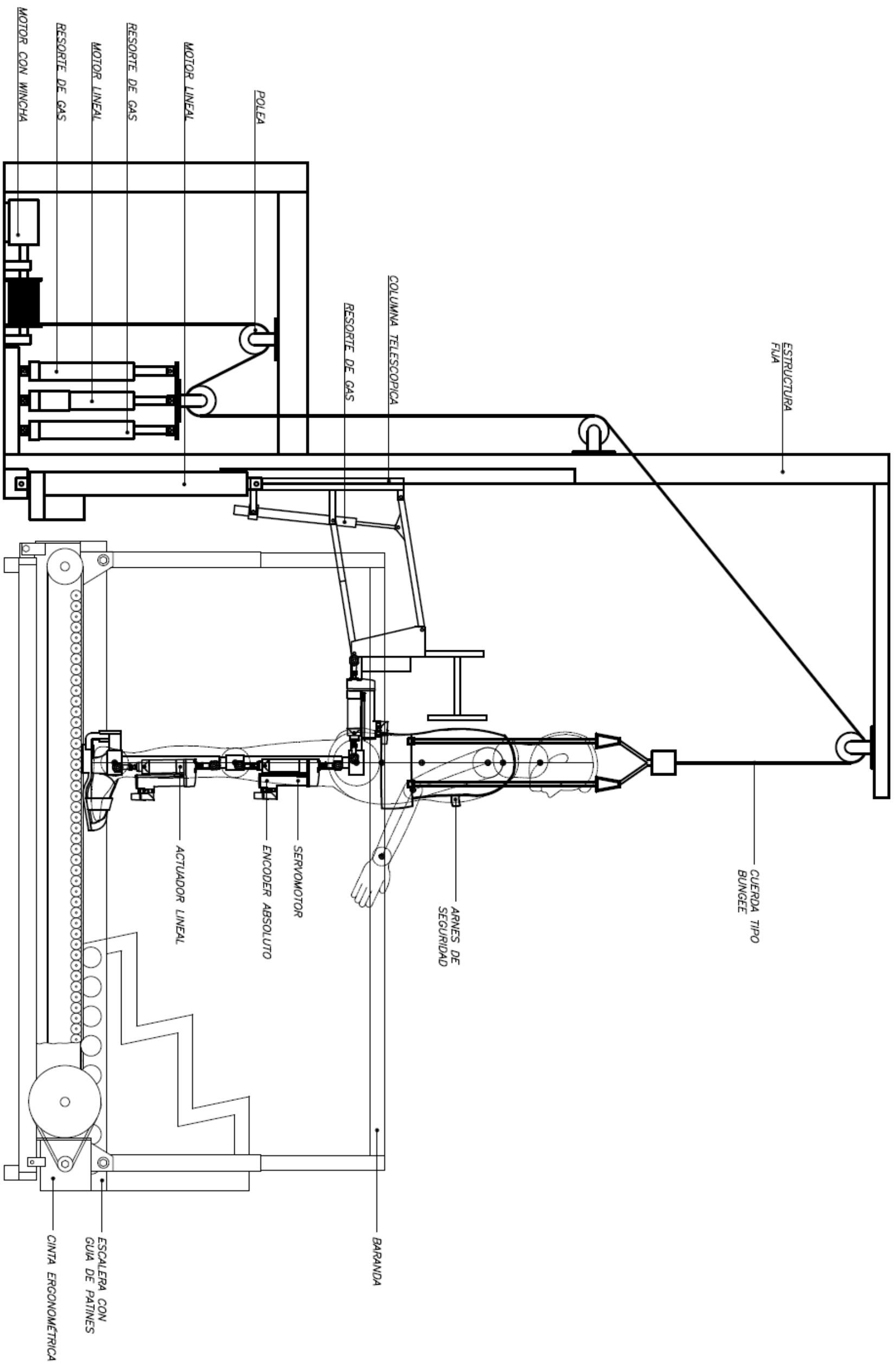
⁷ El dibujo se realizó con la información tomada del libro The measure of man and woman. Henry Dreyfuss Associates.

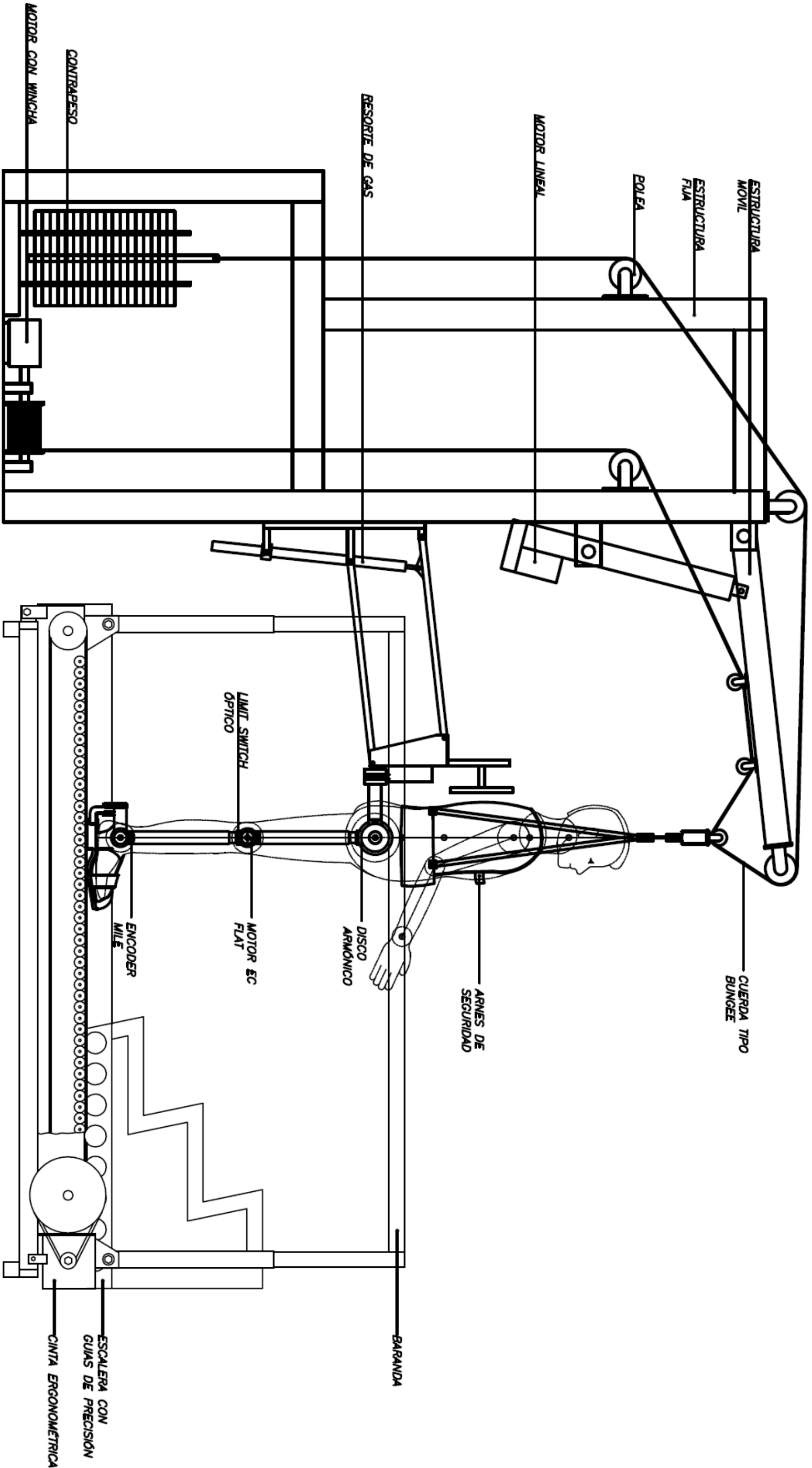
Anexo K: Estructura de funciones.



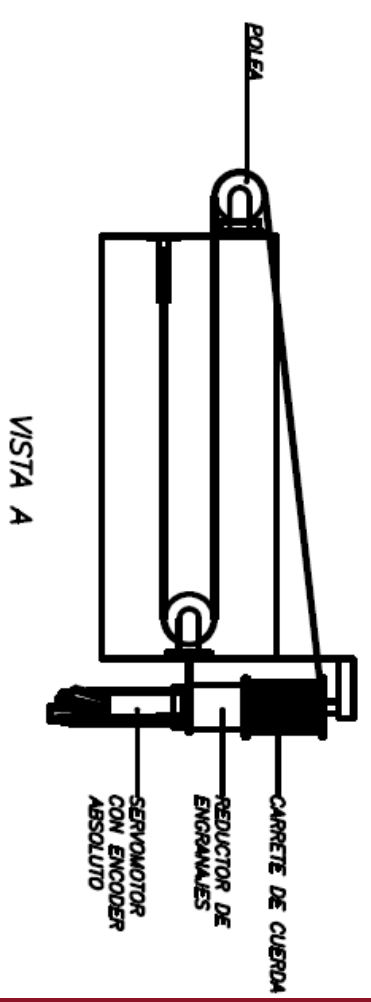
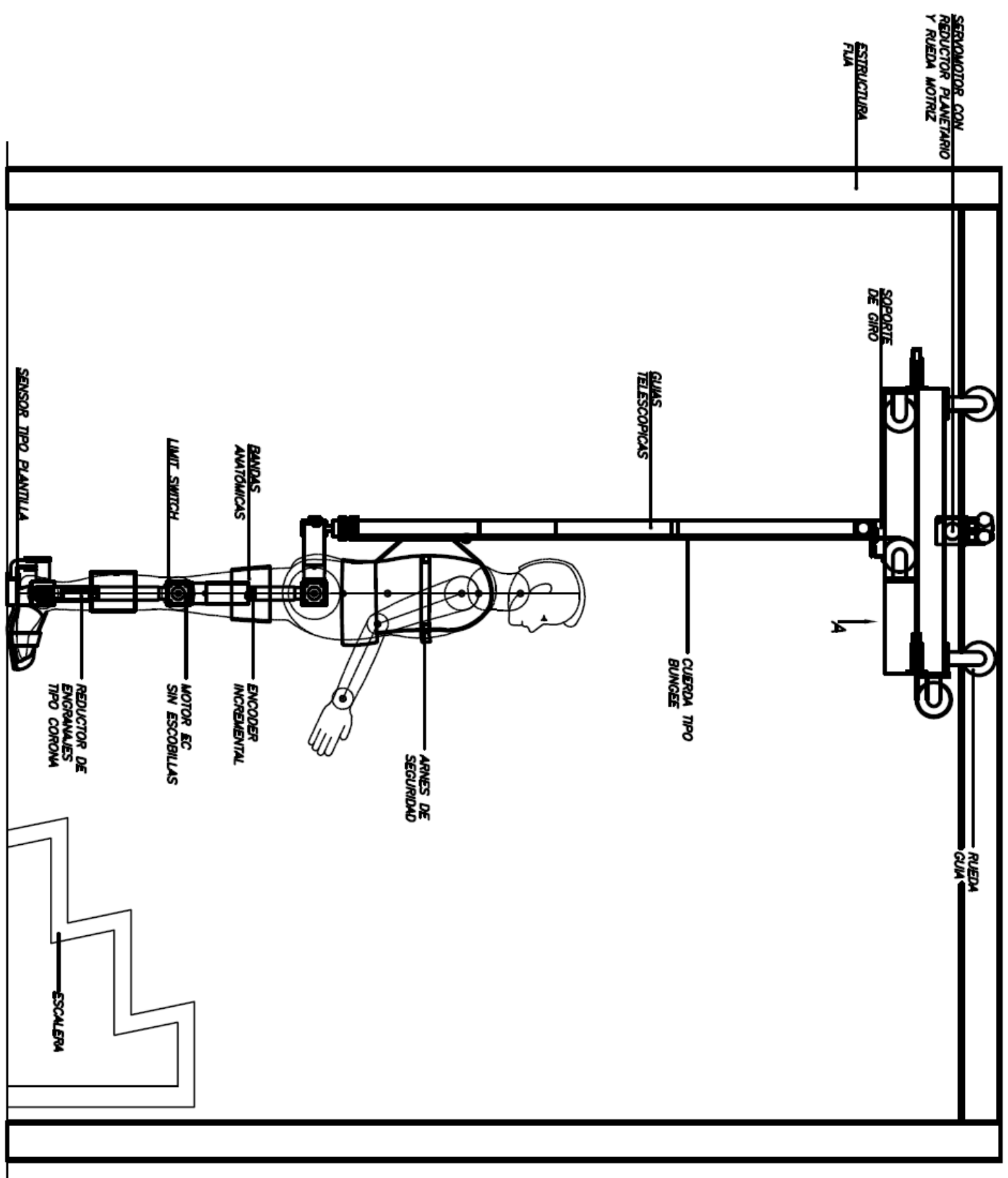
Anexo L: Matriz morfológica.

|  PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ | | DISEÑO DE UN MECANISMO DEL TIPO EXOESQUELETO DE MIEMBROS INFERIORES QUE PERMITA REPRODUCIR PATRONES DE MOVIMIENTO | | | HOJA: 1/1 REV: 1 |
|---|---|--|--|---|---------------------|
| SISTEMA | FUNCIÓN | ALTERNATIVA 1 | ALTERNATIVA 2 | ALTERNATIVA 3 | |
| EXOESQUELETO | SUB-SISTEMA EFECTOR | ROBOT ANGULAR  | ROBOT SCARA  | ROBOT ESFERICO  | |
| | SUB-SISTEMA DE UNIÓN | ROTACIÓN  | ROTULA  | | |
| | SUB-SISTEMA ACTUADOR | REDUCTOR ENGRANAJES TIPO CORONA  | CILINDRO ELÉCTRICO  | DISCO ARMÓNICO  | |
| | ACTUADORES | SERVO MOTOR  | MOTOR EC. TIPO FLAT  | MOTOR EC SIN ESCOBRILLAS  | |
| SUB-SISTEMA CONTROLADOR | SENSORES ENCODER ABSOLUTO  | ENCODER MILE  | ENCODER INCREMENTAL  | | |
| | | 1 | 2 | 3 | |





Anexo O: Alternativa de solución 3.



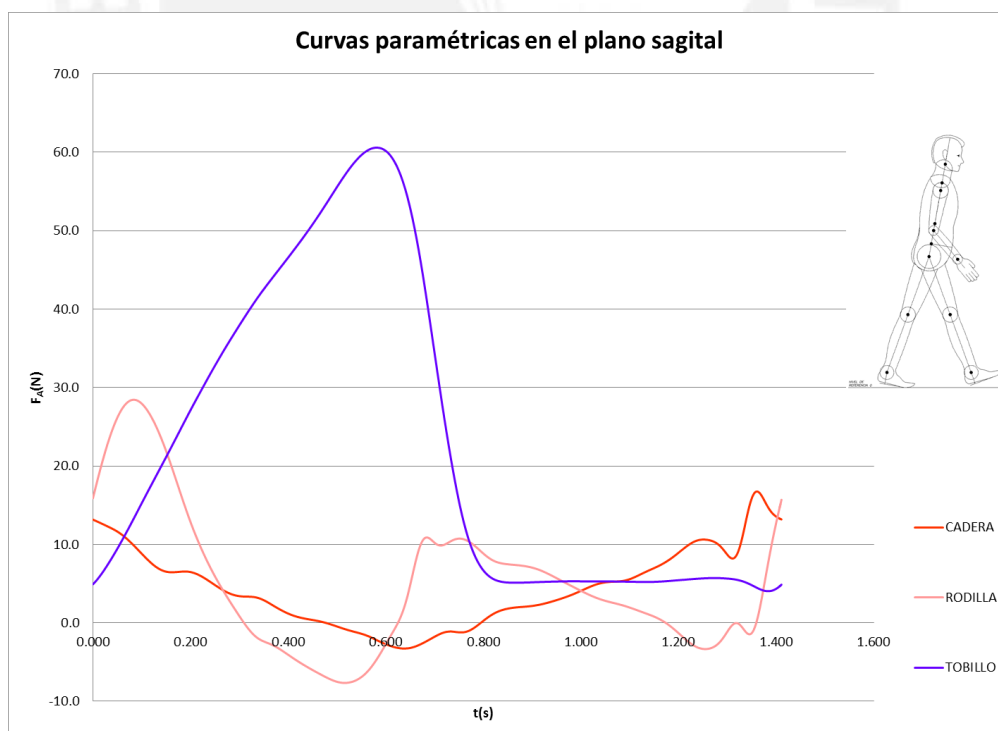
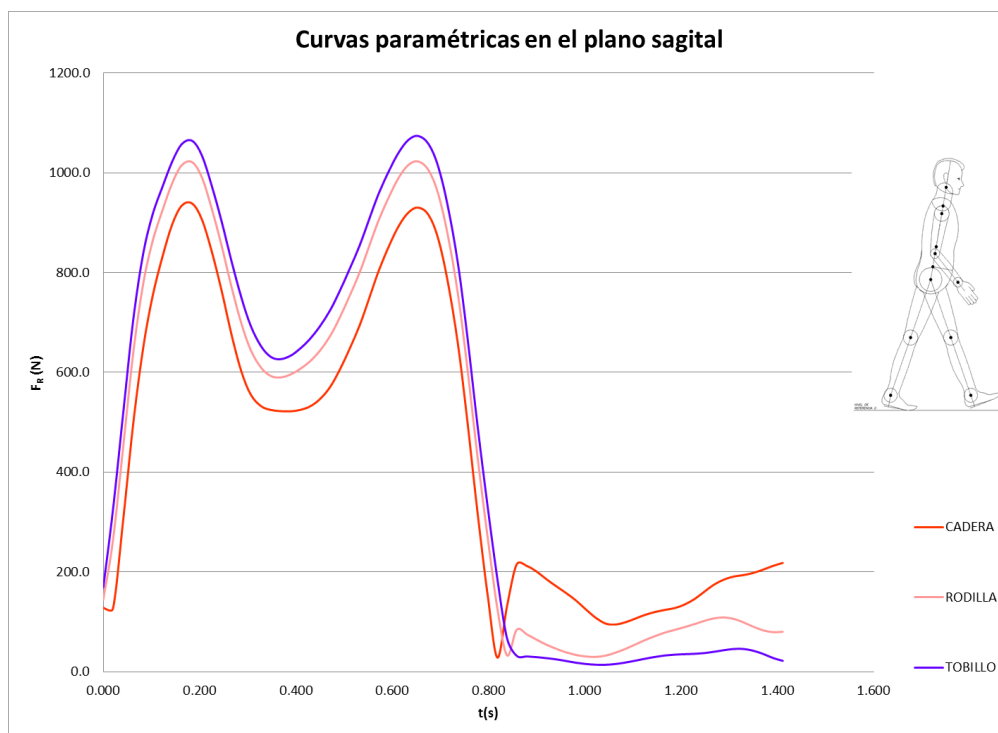
Anexo P: Evaluación técnica de conceptos de solución.

| DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS Valor Técnico (Xi) | | | | | | | | | | ÁREA DE DISEÑO | |
|---|-------------------------------|--|------------------|----|------|------------------|------|------------------|------|---------------------------|-----|
| Tesis: | | DISEÑO DE UN MECANISMO DEL TIPO EXOSQUELETO DE MIEMBROS INFERIORES QUE PERMITA REPRODUCIR PATRONES DE MOVIMIENTO | | | | | | | | | |
| <p>p: Puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal) g: Es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.</p> | | | | | | | | | | | |
| Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos | | | | | | | | | | | |
| Variantes de Concepto/Proyectos | | | Solución 1 S1 | | | Solución 2 S2 | | Solución 3 S3 | | Solución Ideal S ideal | |
| Nro. | Criterios de Evaluación | | g | p | gp | p | gp | p | gp | p | gp |
| 1 | Función principal | | 4 | 3 | 12 | 3 | 12 | 3 | 12 | 4 | 16 |
| 2 | Estabilidad | | 3 | 3 | 9 | 3 | 9 | 2 | 6 | 4 | 12 |
| 3 | Ergonomía | | 3 | 3 | 9 | 3 | 9 | 3 | 9 | 4 | 12 |
| 4 | Geometría | | 2 | 2 | 4 | 3 | 6 | 3 | 6 | 4 | 8 |
| 5 | Rigidez | | 2 | 3 | 6 | 3 | 6 | 2 | 4 | 4 | 8 |
| 6 | Rapidez | | 2 | 3 | 6 | 3 | 6 | 3 | 6 | 4 | 8 |
| 7 | Buen uso de fuerza | | 2 | 3 | 6 | 3 | 6 | 2 | 4 | 4 | 8 |
| 8 | Buen uso de energía | | 3 | 2 | 6 | 2 | 6 | 3 | 9 | 4 | 12 |
| 9 | Material | | 2 | 2 | 4 | 2 | 4 | 3 | 6 | 4 | 8 |
| 10 | Confiabilidad | | 3 | 3 | 9 | 2 | 6 | 2 | 6 | 4 | 12 |
| 11 | Seguridad | | 4 | 3 | 12 | 3 | 12 | 2 | 8 | 4 | 16 |
| 12 | Transportable | | 3 | 2 | 6 | 2 | 6 | 3 | 9 | 4 | 12 |
| 13 | Facilidad de manejo | | 4 | 2 | 8 | 2 | 8 | 3 | 12 | 4 | 16 |
| 14 | Complejidad | | 2 | 2 | 4 | 2 | 4 | 3 | 6 | 4 | 8 |
| 15 | Posibilidad de automatización | | 2 | 3 | 6 | 3 | 6 | 1 | 2 | 4 | 8 |
| Puntaje máximo Σp o Σgp | | | 41 | 39 | 107 | 39 | 106 | 38 | 105 | 60 | 164 |
| Valor Técnico Xi | | | | | 0.65 | | 0.65 | | 0.64 | | 1 |

Anexo Q: Evaluación económica de conceptos de solución.

| DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS Valor Económico (Yi) | | | | | | | | | | ÁREA DE DISEÑO | | |
|---|---------------------------------|---|----|------|------------------|------|------------------|------|------------------|----------------|---------------------------|----|
| Tesis: | | DISEÑO DE UN MECANISMO DEL TIPO EXOESQUELETO DE MIEMBROS INFERIORES QUE PERMITA REPRODUCIR PATRONES DE MOVIMIENTO | | | | | | | | | | |
| <p>p : puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal) g : es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.</p> | | | | | | | | | | | | |
| Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos | | | | | | | | | | | | |
| Variantes de Concepto/Proyectos | | | | | Solución 1 S1 | | Solución 2 S2 | | Solución 3 S3 | | Solución Ideal S ideal | |
| Nro. | Criterios de Evaluación | g | p | gp | p | gp | p | gp | p | gp | p | gp |
| 1 | Número de piezas | 2 | 2 | 4 | 2 | 4 | 3 | 6 | 4 | 8 | 4 | 8 |
| 2 | Fácil adquisición de materiales | 3 | 3 | 9 | 3 | 9 | 3 | 9 | 4 | 12 | 4 | 12 |
| 4 | Productividad | 3 | 3 | 9 | 3 | 9 | 3 | 9 | 4 | 12 | 4 | 12 |
| 6 | Costos diversos | 3 | 2 | 6 | 2 | 6 | 3 | 9 | 4 | 12 | 4 | 12 |
| 7 | Costo de tecnología | 4 | 2 | 8 | 2 | 8 | 3 | 12 | 4 | 16 | 4 | 16 |
| 8 | Fácil montaje | 3 | 2 | 6 | 2 | 6 | 3 | 9 | 4 | 12 | 4 | 12 |
| 9 | Fácil mantenimiento | 3 | 2 | 6 | 2 | 6 | 3 | 9 | 4 | 12 | 4 | 12 |
| 10 | Costos de operación | 3 | 2 | 6 | 2 | 6 | 3 | 9 | 4 | 12 | 4 | 12 |
| Puntaje máximo Σp ó Σgp | | 24 | 18 | 54 | 18 | 54 | 24 | 72 | 32 | 96 | 32 | 96 |
| Valor Económico Yi | | | | 0.56 | | 0.56 | | 0.75 | | 1 | | 1 |

Anexo R: Fuerzas radiales y axiales de salida en el plano sagital en un ciclo de marcha.⁸



⁸ El dibujo se realizó con la data del modelamiento matemático de la marcha del exoesqueleto.

Anexo R: Procedimiento a detalle del análisis estructural.

1. Cálculo de eje

En base al esquema de la figura 3.3 y las cargas máximas en los ejes (ver tabla 2), se realiza el diagrama de cuerpo libre del eje que se muestra en la figura 1; después un análisis estático; y finalmente se hallan las reacciones en el tobillo (ver tabla 3).

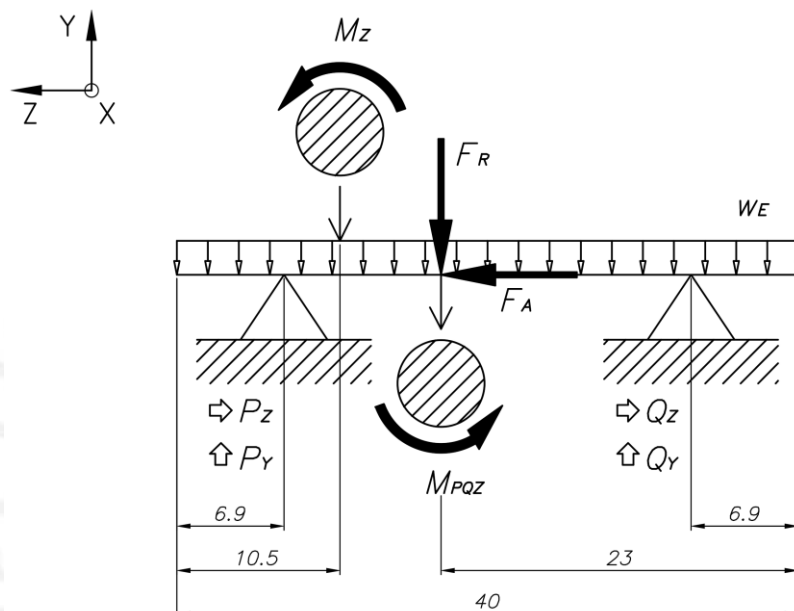


Figura 1.- Diagrama de cuerpo libre del eje.

Tabla 2: Cargas en el eje.

| Parámetros | Símbolo | Unidad | Valor |
|-----------------------|---------|--------|----------|
| Fuerza en dirección X | F_X | N | 154.0 |
| Fuerza en dirección Y | F_Y | N | 1062.6 |
| Fuerza radial | F_R | N | 1073.7 |
| Fuerza axial | F_A | N | 51.6 |
| Momento de entrada | M_Z | N.m | 45.9 |
| Peso distribuido | W_E | N/mm | 0.063765 |

Tabla 3: Reacciones en el eje.

| Parámetros | Símbolo | Unidad | Valor |
|------------------------------------|-----------|--------|---------|
| Reacción de apoyo P en dirección Z | P_Z | N | 31.843 |
| Reacción de apoyo P en dirección Y | P_Y | N | 661.056 |
| Reacción de apoyo Q en dirección Z | Q_Z | N | 19.757 |
| Reacción de apoyo Q en dirección Y | Q_Y | N | 415.170 |
| Momento de salida | M_{PQZ} | N.m | 42.512 |

Se desarrolla los siguientes diagramas de fuerzas internas del eje 2

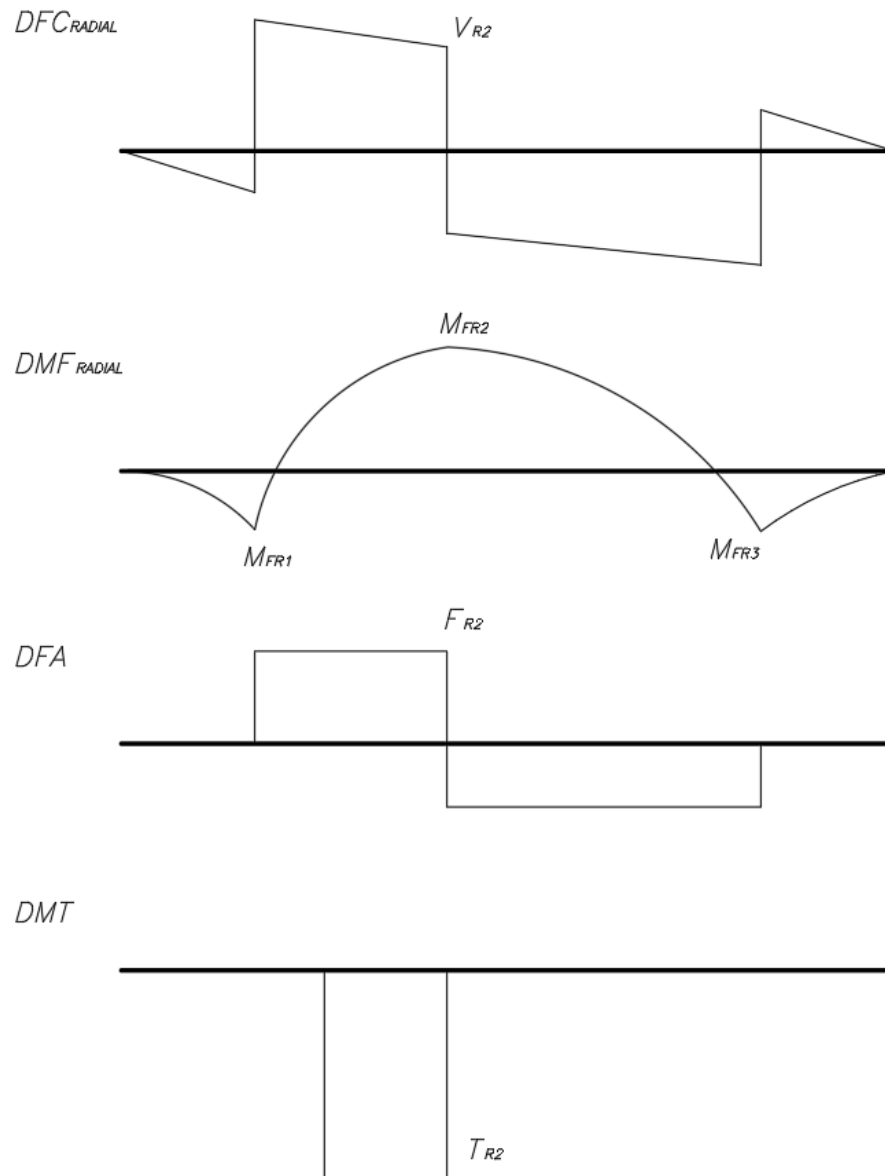


Figura 2.- Diagrama de fuerzas internas del eje.

A través del diagrama de fuerzas internas se determina la sección donde se presentan los esfuerzos máximos (punto R2). En este punto se verificará si las dimensiones y el material seleccionado en el diseño del eje son los adecuados y por tanto soportan las condiciones de carga.

Solicitaciones de carga:

$$\text{Esfuerzo normal: } \sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{31.843}{1633.628} = 0.0195 \text{MPa}$$

$$\text{Esfuerzo de flexión } \sigma_f = \frac{M_f \cdot r}{I} = \frac{6668.969(28)}{323552} = 0.5771 \text{MPa}$$

$$\text{Esfuerzo de torsión } \tau_t = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{(45900)(28)}{647104} = 1.9861 \text{MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante: } \tau_c = \frac{V}{A} = \frac{659.972}{1633.628} = 0.404 \text{MPa}$$

El análisis de resistencia a la fluencia del eje 2 se calcula aplicando el método del esfuerzo equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3(\tau_t + \tau_c)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(0.5966)^2 + 3(2.3901)^2} = 4.182$$

El factor de seguridad a la fluencia viene dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_F}{FS}$$

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{390}{4.1825} = 93.25$$

El análisis de resistencia a la fatiga

El eje 2 se encuentra sometido a esfuerzos variables teniendo un comportamiento pulsante puro.

$$\text{Esfuerzo medio: } \sigma_m = \frac{\sigma_s + \sigma_i}{2} = \frac{0.5966}{2} = 0.298 \text{MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\sigma_s + \sigma_i}{2} = \frac{2.3901}{2} = 1.195 \text{MPa}$$

Esfuerzo alternante:
$$\sigma_a = \frac{\sigma_s - \sigma_i}{2} = \frac{0.5966}{2} = 0.298 \text{MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\sigma_s - \sigma_i}{2} = \frac{2.3901}{2} = 1.195 \text{MPa}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga:

- Coeficiente de superficie: $c_s = 0.98$, $(R_z = 3.2)$
- Coeficiente de tamaño: $c_t = 0.87$, $(D = 56 \text{mm})$
- Coeficiente de temperatura: $c_{temp} = 1$, $(T \leq 250^\circ)$
- Coeficiente de carga: $c_{carg} = 1$, $(\text{Flexión y torsión})$
- Coeficiente de confiabilidad: $c_c = 1$, $(\text{confiabilidad al } 50\%)$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos: $\beta_K = 1$ $(\text{No hay cambio de sección})$

Esfuerzo equivalente medio o estático:

Flexión:
$$\sigma_{fm} = 0.298 \text{MPa}$$

Torsión:
$$\tau_{tm} = 1.195 \text{MPa}$$

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3\tau_{tm}^2} = 1.232$$

Esfuerzo equivalente alternante

Flexión:
$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_K}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carg} \cdot c_c} \right) \cdot \sigma_{fa}$$

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{1}{0.98 * 0.87 * 1 * 1 * 1} \right) \cdot 0.298 = 0.35 \text{MPa}$$

Torsión:
$$\tau'_{ta} = \left(\frac{\beta_K}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carg} \cdot c_c} \right) \cdot \tau_{ta}$$

$$\tau'_{ta} = \left(\frac{1}{0.98 * 0.87 * 1 * 1 * 1} \right) \cdot 1.195 = 1.402 \text{MPa}$$

El análisis de resistencia a la fatiga del eje 2 se calcula aplicando el método del esfuerzo equivalente de Von Mises y el factor de seguridad.

Von Mises:

$$\sigma'_{aeq} = \sqrt{\sigma'_{fa}{}^2 + 3\tau'_{ta}{}^2}$$

$$\sigma'_{aeq} = \sqrt{0.35^2 + 3(1.402^2)} = 2.453MPa$$

Por tanto, el factor de seguridad a la fatiga es el siguiente:

$$FS_{Mf} = \left(\frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{Alt}} \right)^{-1}$$

$$FS_{Mf} = \left(\frac{1.232}{650} + \frac{2.453}{325} \right)^{-1} = 105.90$$

Se procede a realizar el mismo cálculo en una sección crítica ubicada a 13 mm con respecto al borde izquierdo, ya que ahí se presenta un concentrado de esfuerzos al haber un cambio de sección en el eje2.

Se procede a mostrar los esfuerzos debido a las solicitaciones de carga en el punto crítico, con un diámetro de 32mm en el eje de la sección crítica.

Esfuerzo normal: $\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{31.843}{627.5331} = 0.051MPa$

Esfuerzo de flexión $\sigma_f = \frac{M_f \cdot r}{I} = \frac{4028.571(16)}{48986.8} = 1.316MPa$

Esfuerzo de torsión $\tau_t = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{(45900)(16)}{97973.6} = 7.496MPa$

Esfuerzo cortante: $\tau_c = \frac{V}{A} = \frac{660.227}{627.5331} = 1.0521MPa$

El análisis de resistencia a la fluencia del eje 2, en el punto crítico, se calcula aplicando el método del esfuerzo equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3(\tau_t + \tau_c)^2} = 14.869MPa$$

El factor de seguridad a la fluencia viene dado por la siguiente expresión:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{390}{14.869} = 26.23$$

El análisis de resistencia a la fatiga

El eje 2 se encuentra sometido a esfuerzos variables teniendo un comportamiento pulsante puro.

Esfuerzo medio: $\sigma_m = \frac{\sigma_s + \sigma_i}{2} = \frac{1.367}{2} = 0.6835MPa$

$$\tau_m = \frac{\sigma_s + \sigma_i}{2} = \frac{1.367}{2} = 0.6835MPa$$

Esfuerzo alternante: $\sigma_a = \frac{\sigma_s - \sigma_i}{2} = \frac{8.5481}{2} = 4.2741MPa$

$$\tau_a = \frac{\sigma_s - \sigma_i}{2} = \frac{8.5481}{2} = 4.2741MPa$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga:

- Coeficiente de superficie: $c_s = 0.94$, $(R_z = 6.3)$
- Coeficiente de tamaño: $c_t = 0.854$, $(D = 32mm)$
- Coeficiente de temperatura: $c_{temp} = 1$, $(T \leq 250^\circ)$
- Coeficiente de carga: $c_{carg} = 1$, $(Flexión y torsión)$
- Coeficiente de confiabilidad: $c_c = 1$, $(confiabilidad al 50\%)$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos:
Radio de entalla: $r = 0.2mm$

Factor de sensibilidad al entalle $n = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)} = 0.281$

Flexión: $\beta_{Kf} = 1.7587$

Torsión: $\beta_{Kt} = 1.4777$

Esfuerzo equivalente medio o estático:

Flexión: $\sigma_{fm} = 0.6835 \text{MPa}$

Torsión: $\tau_{tm} = 4.2741 \text{MPa}$

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3\tau_{tm}^2} = 7.434 \text{MPa}$$

Esfuerzo equivalente alternante

Flexión: $\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_K}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carg} \cdot c_c} \right) \cdot \sigma_{fa}$

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{1.7587}{0.94 * 0.87 * 1 * 1 * 1} \right) \cdot 0.6835 = 1.4974 \text{MPa}$$

Torsión: $\tau'_{ta} = \left(\frac{\beta_K}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carg} \cdot c_c} \right) \cdot \tau_{ta}$

$$\tau'_{ta} = \left(\frac{1.4777}{0.94 * 0.87 * 1 * 1 * 1} \right) \cdot 4.2741 = 7.868 \text{MPa}$$

El análisis de resistencia a la fatiga del eje 2, en el punto crítico, se calcula aplicando el método del esfuerzo equivalente de Von Mises y el factor de seguridad.

Von Mises:

$$\sigma'_{aeq} = \sqrt{\sigma'^2_{fa} + 3\tau'^2_{ta}} = 13.710$$

Por tanto, el factor de seguridad a la fatiga en el punto P es el siguiente:

$$FS_{Mf} = \left(\frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{Alt}} \right)^{-1}$$

$$FS_{Mf} = \left(\frac{7.434}{650} + \frac{13.710}{325} \right)^{-1} = 18.656$$

2. Cálculo de porta-rodamiento

En base al esquema de la figura 3.3 y las reacciones máximas generadas en el eje (ver tabla 3), se realiza el diagrama de cuerpo libre de porta-rodamiento del tobillo que se muestra en la figura 3; después un análisis estático; y finalmente se hallan las reacciones (ver tabla 4).

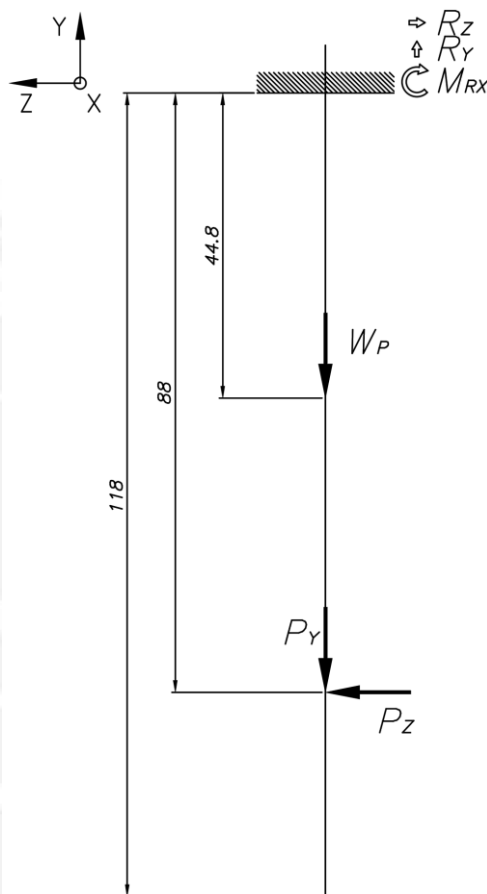


Figura 3.- Diagrama de cuerpo libre de porta-rodamiento.

Tabla 4: Cargas y reacciones en el porta-rodamiento.

| Parámetros | Símbolo | Unidad | Valor |
|------------------------------------|-----------|--------|---------|
| Carga P en dirección Z | P_z | N | 31.843 |
| Carga P en dirección Y | P_y | N | 661.056 |
| Peso de porta-rodamiento | W_p | N | 1.3734 |
| Reacción de apoyo R en dirección Z | R_z | N | 31.84 |
| Reacción de apoyo R en dirección Y | R_y | N | 662.43 |
| Momento de apoyo R en dirección X | M_{R_x} | N.m | 2.80 |

En el caso de los porta-rodamientos se utiliza como material el duraluminio fundido en arena BSI LM27 el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas.

Tabla 5: Propiedades mecánicas del BSI LM27.⁹

| Parámetro | Símbolo | Unidad | Valor |
|----------------------------------|------------|-------------------|---------------------|
| Densidad | ρ | kg/m ³ | 2600 |
| Resistencia máxima a la tracción | σ_B | MPa | 140 |
| Resistencia a la fluencia | σ_F | MPa | 80 |
| Módulo de Elasticidad | E | MPa | 6,9x10 ⁴ |
| Módulo de Poisson | ν | | 0.33 |

A partir de las reacciones se determina los diagramas de fuerzas internas del elemento porta-rodamiento para posteriormente analizar la sección crítica.

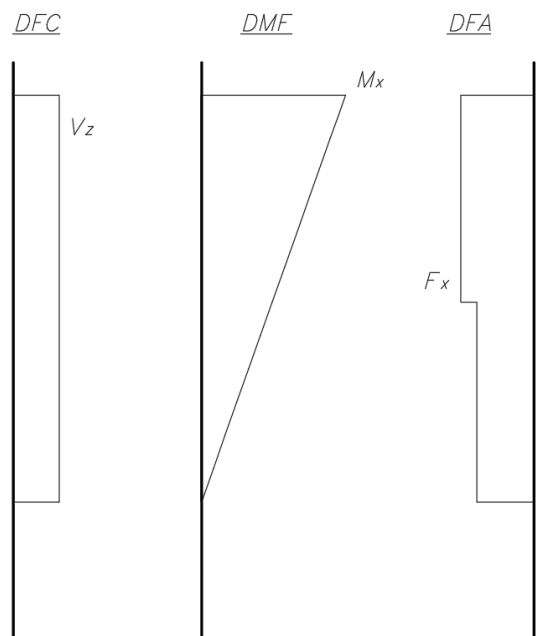


Figura 4.- Diagrama de fuerzas internas de porta-rodamiento.

A través del diagrama de fuerzas internas se determina la sección crítica donde se presentan los esfuerzos máximos (punto A). En este punto se verificará si las dimensiones y el material seleccionado en el diseño del elemento porta-rodamiento son los adecuados y por tanto soportan las condiciones de carga.

⁹ Base de datos de Total Materia: <http://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=Home&LN=>.

Solicitaciones de carga máxima:

$$\text{Esfuerzo normal: } \sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{662.43}{408.16} = 1.623MPa$$

$$\text{Esfuerzo de flexión } \sigma_f = \frac{M_f \cdot r}{I} = \frac{2800(5.23)}{3493.76} = 5.814MPa$$

$$\text{Esfuerzo cortante: } \tau_c = \frac{V}{A} = \frac{31.84}{408.16} = 0.078MPa$$

El análisis de resistencia a la fluencia del elemento porta-rodamiento se calcula aplicando el método del esfuerzo equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3(\tau_t + \tau_c)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(5.814)^2 + 3(0.078)^2} = 5.816MPa$$

El factor de seguridad a la fluencia viene dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_F}{FS}$$

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{80}{5.816} = 13.76$$

Se procede a realizar el mismo cálculo en el punto C, ya que, en este punto se presenta un concentrado de esfuerzos al haber una muesca exterior.

Solicitaciones de carga en el punto C:

$$\text{Esfuerzo normal: } \sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{662.43}{400} = 1.656MPa$$

$$\text{Esfuerzo de flexión } \sigma_f = \frac{M_f \cdot r}{I} = \frac{795(5)}{3333.33} = 1.193MPa$$

$$\text{Esfuerzo cortante: } \tau_c = \frac{V}{A} = \frac{31.84}{400} = 0.080MPa$$

Factor efectivo de concentración de esfuerzos:

Radio de entalla: $r = 5 \text{ mm}$

Factor de sensibilidad al entalle $n = \frac{1}{1 + \frac{8}{r}(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B})} = 0.593$

Para carga axial: $\alpha_{kn} = 2.45$

Para carga de flexión: $\alpha_{kf} = 1.9$

Siendo la expresión del factor efectivo:

$$\beta_{kn} = 1 + n(\alpha_k - 1)$$

Por tanto, los esfuerzos reales son los siguientes:

$$\sigma'_{na} = \beta_{kn} * \sigma_n = 4.057$$

$$\sigma'_{nf} = \beta_{kf} * \sigma_f = 2.267$$

El análisis de resistencia a la fluencia del elemento porta-rodamiento se calcula aplicando el método del esfuerzo equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3(\tau_t + \tau_c)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(6.324)^2 + 3(0.080)^2} = 6.326 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad a la fluencia viene dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_F}{FS}$$

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{80}{6.326} = 12.65$$

3. Cálculo de eslabón de unión

En base al esquema de la figura 3.3 y las sumas de reacciones generadas en los dos porta-rodamientos (ver tabla 6), se realiza el diagrama de cuerpo libre del eslabón de unión del tobillo que se muestra en la figura 5; después un análisis estático; y finalmente se hallan las reacciones (ver tabla 6).

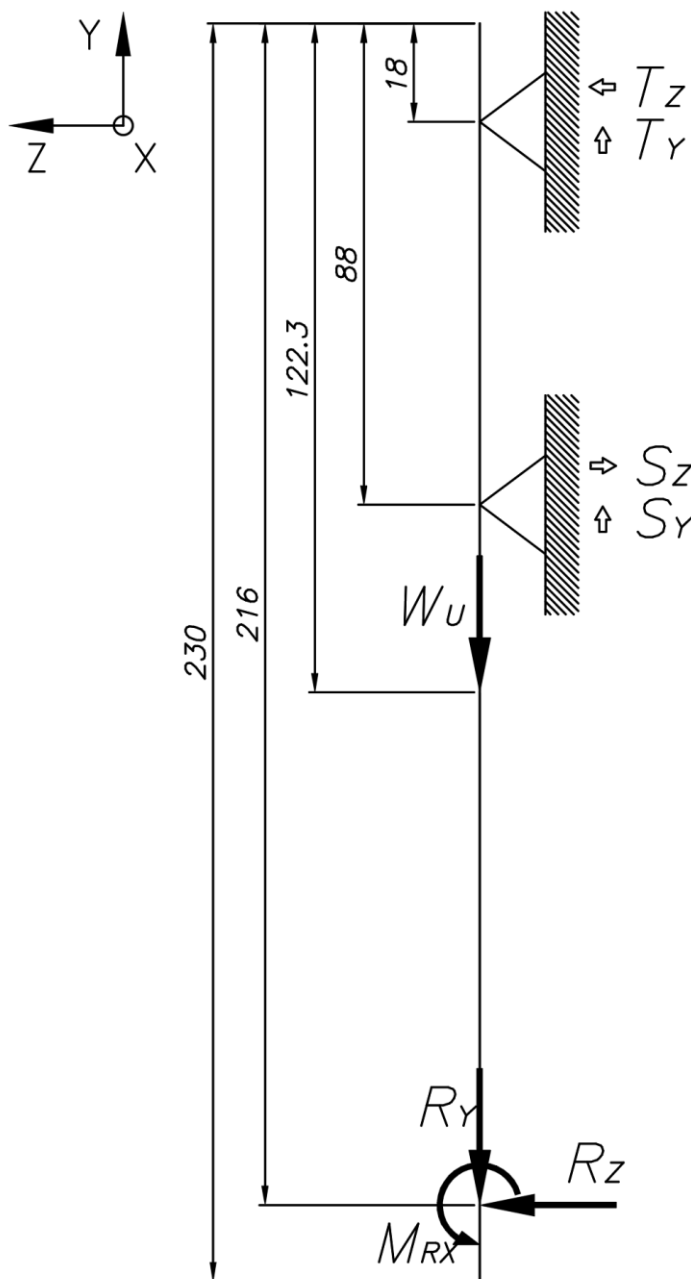


Figura 5.- Diagrama de cuerpo libre del eslabón de unión.

Tabla 6: Cargas y reacciones en el eslabón de unión.

| Parámetros | Símbolo | Unidad | Valor |
|------------------------------------|----------|--------|---------|
| Carga R en dirección Z | R_z | N | 51.6 |
| Carga apoyo R en dirección Y | R_y | N | 1078.97 |
| Momento de apoyo R en dirección X | M_{RX} | N.m | 4.54 |
| Peso de eslabón de unión | W_U | N | 3.826 |
| Reacción de apoyo S en dirección Z | S_z | N | 81.10 |
| Reacción de apoyo S en dirección Y | S_y | N | 1082.80 |
| Reacción de apoyo T en dirección Z | T_z | N | 29.50 |
| Reacción de apoyo T en dirección Y | T_y | N | 0.00 |

En el caso de los eslabones de unión se utiliza como material el duraluminio fundido en arena BSI LM27 cuyas propiedades mecánicas se muestran en la tabla 5.

A partir de las reacciones se determina los diagramas de fuerzas internas del elemento porta-rodamiento para posteriormente analizar la sección crítica.

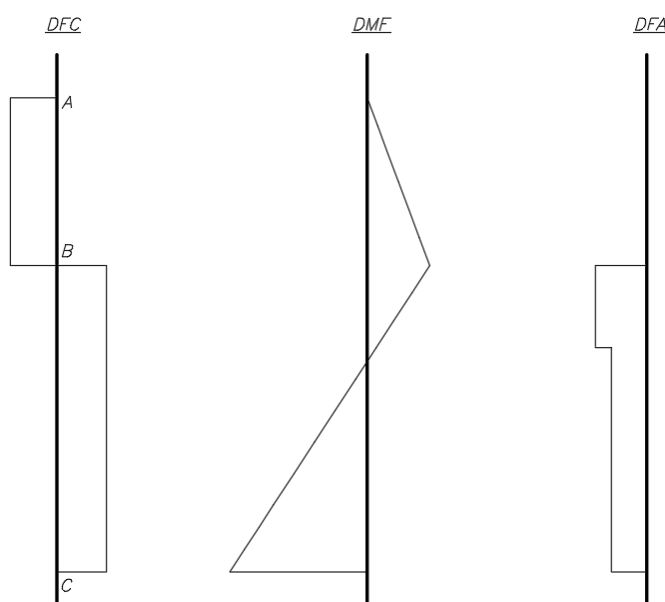


Figura 6.- Diagrama de fuerzas internas del eslabón de unión.

Por medio del diagrama de fuerzas internas se determina que la sección crítica donde se presentan los esfuerzos máximos es el punto C. En este punto se verificará si las dimensiones y el material seleccionado en el diseño del elemento eslabón de unión son los adecuados y soportan las condiciones de carga.

Solicitaciones de carga máxima:

$$\text{Esfuerzo normal: } \sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{1078.97}{768} = 1.405 \text{MPa}$$

$$\text{Esfuerzo de flexión } \sigma_f = \frac{M_f \cdot r}{I} = \frac{4590(8)}{16384} = 3.646 \text{MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante: } \tau_c = \frac{V}{A} = \frac{51.6}{768} = 0.067 \text{MPa}$$

El análisis de resistencia a la fluencia del elemento porta-rodamiento se calcula aplicando el método del esfuerzo equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3(\tau_t + \tau_c)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(3.646)^2 + 3(0.067)^2} = 3.648 \text{MPa}$$

El factor de seguridad a la fluencia viene dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_F}{FS}$$

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{80}{3.648} = 21.93$$

Anexo S: Procedimiento a detalle de la selección de componentes.

4. Actuadores

Teniendo en cuenta las condiciones de funcionamiento, que consisten en la fluctuación de momentos y velocidades angulares de salida en el plano sagital en un ciclo de marcha (ver anexo U), se determina el tamaño adecuado del motor y el reductor.

4.1. Cálculo del tobillo

Se linealiza las curvas de momento y velocidad angular; se relacionan entre si viendo los cambios de velocidad y momentos (ver figura 7); y luego se definen los parámetros de operación normal (ver tabla 7).

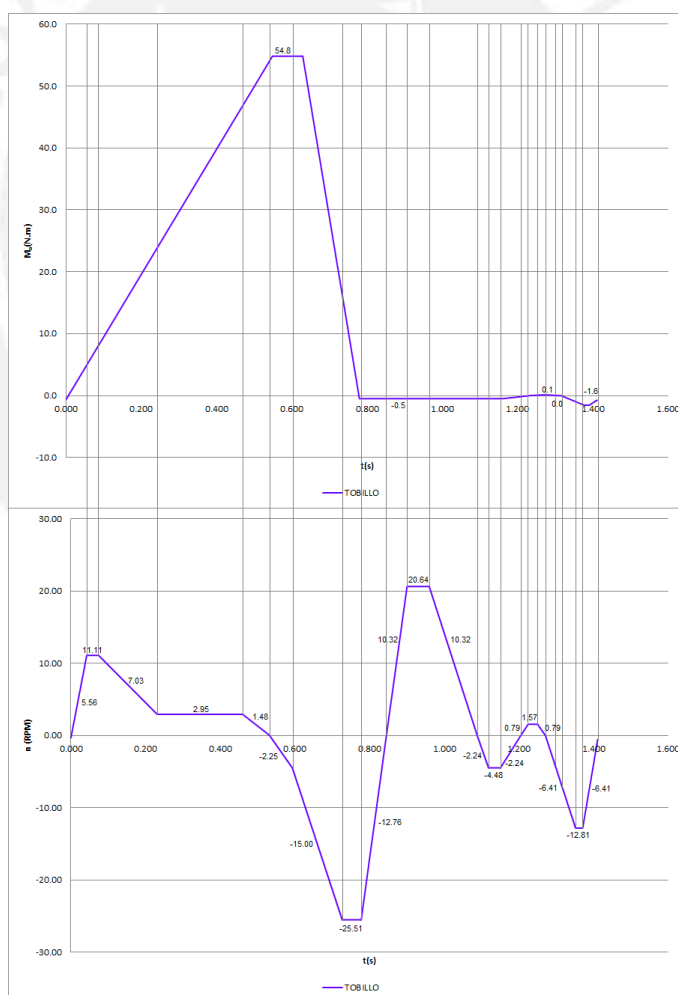


Figura 7.- Curvas linealizadas del momento y velocidad angular del tobillo en plano sagital¹⁰.

¹⁰ La gráfica fue realizada en base a las curvas paramétricas del exoesqueleto en el plano sagital.

Tabla 7: Parámetros de operación normal del tobillo – torque y velocidad angular.

| N° | TORQUE DE CARGA | TIEMPO | VELOCIDAD DE SALIDA | PATRÓN DE OPERACIÓN NORMAL |
|----|-----------------|--------|---------------------|----------------------------|
| | N.m | s | rpm | |
| 1 | 54.8 | 0.042 | 5.56 | TORQUE DE IMPACTO |
| 2 | 54.8 | 0.032 | 11.11 | TORQUE DE IMPACTO |
| 3 | 54.8 | 0.157 | 7.03 | TORQUE DE IMPACTO |
| 4 | 54.8 | 0.229 | 2.95 | TORQUE DE IMPACTO |
| 5 | 54.8 | 0.072 | 1.48 | TORQUE DE IMPACTO |
| 6 | 54.8 | 0.061 | -2.25 | TORQUE DE IMPACTO |
| 7 | 54.8 | 0.133 | -15.00 | TORQUE DE IMPACTO |
| 8 | 54.8 | 0.053 | -25.51 | TORQUE DE IMPACTO |
| 9 | -0.5 | 0.066 | -12.76 | DESACELERACIÓN |
| 10 | -0.5 | 0.055 | 10.32 | ACELERACIÓN |
| 11 | -0.5 | 0.059 | 20.64 | OPERACIÓN REGULAR |
| 12 | -0.5 | 0.129 | 10.32 | DESACELERACIÓN |
| 13 | -0.5 | 0.030 | -2.24 | ACELERACIÓN |
| 14 | -0.5 | 0.032 | -4.48 | OPERACIÓN REGULAR |
| 15 | -0.5 | 0.055 | -2.24 | DESACELERACIÓN |
| 16 | -0.5 | 0.019 | 0.79 | ACELERACIÓN |
| 17 | 0.1 | 0.025 | 1.57 | OPERACIÓN REGULAR |
| 18 | 0.1 | 0.021 | 0.79 | DESACELERACIÓN |
| 19 | 0.1 | 0.038 | -6.41 | ACELERACIÓN |
| 20 | 0.0 | 0.008 | -6.41 | ACELERACIÓN |
| 21 | -1.6 | 0.036 | -6.41 | ACELERACIÓN |
| 22 | -1.6 | 0.019 | -12.81 | OPERACIÓN REGULAR |
| 23 | -1.6 | 0.040 | -6.41 | DESACELERACIÓN |

Analizando la tabla 7, se define la velocidad máxima de salida; y el torque, la velocidad y el tiempo de impacto. Además, se necesita saber la velocidad máxima de entrada, para ello se realiza una selección previa del motor, sabiendo que la potencia máxima alcanzada es de 72.4 W (ver anexo V). En este caso, se utilizará un motor EC sin escobillas con las características que se ven en la tabla 8.

Tabla 8: Características de motor EC sin escobillas, ECI6340¹¹.

| CARACTERÍSTICAS | UNIDADES | VALORES A VOLTAJE |
|-------------------|----------|-------------------|
| Voltaje nominal | V | 24 |
| Velocidad nominal | rpm | 4000 |
| Torque nominal | N.m | 0.67 |
| Corriente nominal | A | 14 |
| Potencia nominal | W | 280 |

En la tabla 9 se muestra las características del reductor seleccionado.

¹¹ La tabla fue realizada en base al catálogo de EBMPAPST-ZEITLAUF.

Tabla 9: Características de reductor EtaCrownPlus 63¹².

| Tamaño | Reducción R | Torque nominal a 4000 rpm (T_r) | Límite de torque pico repetido | Límite de torque pico momentáneo | Límite de velocidad de salida promedio | Límite de velocidad de entrada promedio | Máxima velocidad de entrada | Potencia de salida |
|--------|-------------|-------------------------------------|--------------------------------|----------------------------------|--|---|-----------------------------|--------------------|
| | | N.m | N.m | N.m | rpm | rpm | rpm | W |
| P 13 | 54 | 26.4 | 44.28 | 66 | 74.1 | 4000 | 5900 | 205 |
| P 14 | 84.8 | 40 | 69.5 | 100 | 47.2 | 4000 | 5900 | 200 |

Se realiza una selección tentativa del reductor bajo las condiciones que se muestran a continuación:

Determinación de la relación de transmisión (i):

$$i = \frac{n_{i\max}}{n_{o\max}} = \frac{4000}{25.51} = 156.8 > R = 84.8 \Rightarrow \text{EtaCrownPlus } 63 - P14$$

Se verifica el torque de salida promedio (T_{av}):

$$T_{av} = \sqrt{\frac{n_1 \cdot t_1 \cdot |T_1|^3 + n_2 \cdot t_2 \cdot |T_2|^3 + \dots + n_n \cdot t_n \cdot |T_n|^3}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_n \cdot t_n}} = 0.9[N.m] < 40[N.m] \dots \text{Cumple}$$

Se calcula la velocidad de salida promedio (n_{oav}):

$$n_{oav} = \frac{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_n \cdot t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} = 8.53[rpm]$$

Se verifica la velocidad de entrada promedio (n_{iav}):

$$n_{iav} = n_{oav} \cdot R = 723[rpm] < 4000rpm \dots \text{Cumple}$$

Se verifica la velocidad de entrada máxima (n_{imax}):

$$n_{imax} = n_{o\max} \cdot R = 2163[rpm] < 5900rpm \dots \text{Cumple}$$

Se verifica los torques de aceleración y desaceleración (T_n):

$$0.5[N.m] < 40[N.m] \dots \text{Cumple}$$

$$0.1[N.m] < 40[N.m] \dots \text{Cumple}$$

$$1.6[N.m] < 40[N.m] \dots \text{Cumple}$$

Se verifica el torque de impacto (T_s):

$$T_s = 54.8[N.m] < 100[N.m] \dots \text{Cumple}$$

¹² La tabla fue realizada en base al catálogo de EBMPAPST-ZEITLAUF.

Se verifica el número de rotaciones permitidas durante el torque de impacto (N_s):

$$N_s = \frac{10^4}{2 \cdot \frac{n_s \cdot R}{60} \cdot t_s} = 3069[\text{rotaciones}] < 1 \times 10^4[\text{rotaciones}] \dots \text{Cumple}$$

Se verifica el tiempo de vida del reductor (L_h):

$$L_h = L_n \cdot \left(\frac{T_r}{T_{av}} \right)^3 \cdot \left(\frac{n_r}{n_{iav}} \right) = 3.78 \times 10^9[\text{horas}] > 5000[\text{horas}] \dots \text{Cumple}$$

4.2. Cálculo de la rodilla

Se linealiza las curvas de momento y velocidad angular; se relacionan entre si viendo los cambios de velocidad y momentos (ver figura 8); y luego se definen los parámetros de operación normal (ver tabla 10).

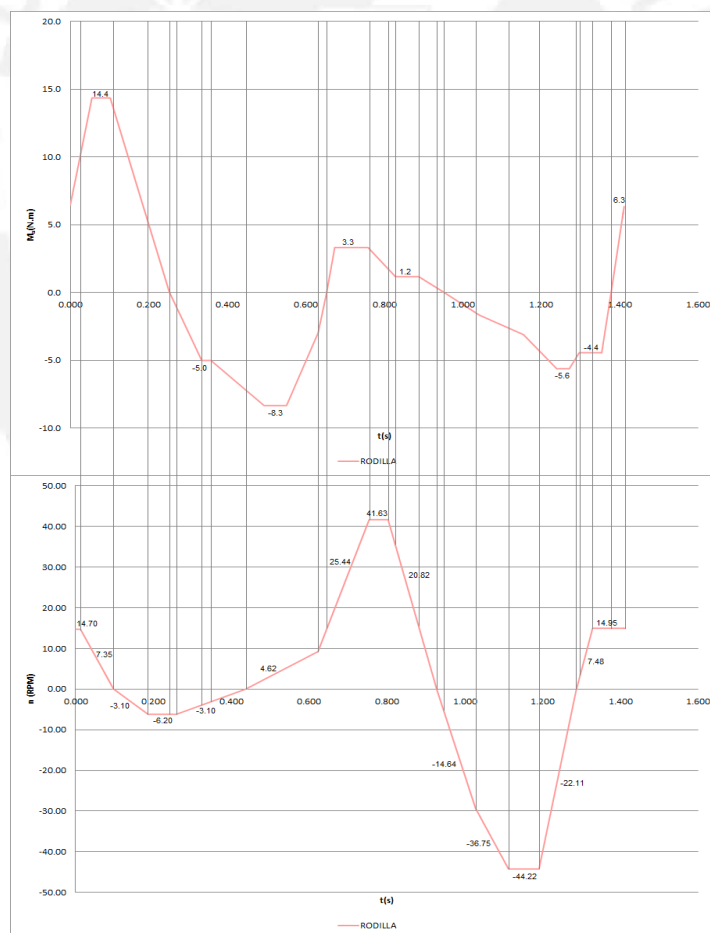


Figura 8.- Curvas linealizadas del momento y velocidad angular de la rodilla en plano sagital¹³.

¹³ La gráfica fue realizada en base a las curvas paramétricas del exoesqueleto en el plano sagital.

Tabla 10: Parámetros de operación normal de la rodilla – torque y velocidad angular.

| Nº | TORQUE DE CARGA | TIEMPO | VELOCIDAD DE SALIDA | PATRÓN DE OPERACIÓN NORMAL |
|----|-----------------|--------|---------------------|----------------------------|
| | N.m | s | rpm | |
| 1 | 14.4 | 0.013 | 14.70 | TORQUE DE IMPACTO |
| 2 | 14.4 | 0.085 | 7.35 | TORQUE DE IMPACTO |
| 3 | 14.4 | 0.089 | -3.10 | TORQUE DE IMPACTO |
| 4 | 14.4 | 0.066 | -6.20 | TORQUE DE IMPACTO |
| 5 | -5.0 | 0.006 | -6.20 | OPERACIÓN REGULAR |
| 6 | -5.0 | 0.100 | -3.10 | DESACELERACIÓN |
| 7 | -8.3 | 0.078 | -3.10 | DESACELERACIÓN |
| 8 | -8.3 | 0.186 | 4.62 | ACELERACIÓN |
| 9 | -8.3 | 0.030 | 25.44 | ACELERACIÓN |
| 10 | 3.3 | 0.102 | 25.44 | ACELERACIÓN |
| 11 | 3.3 | 0.049 | 41.63 | OPERACIÓN REGULAR |
| 12 | 3.3 | 0.025 | 20.82 | DESACELERACIÓN |
| 13 | 1.2 | 0.100 | 20.82 | DESACELERACIÓN |
| 14 | 1.2 | 0.025 | -14.64 | ACELERACIÓN |
| 15 | -5.6 | 0.074 | -14.64 | ACELERACIÓN |
| 16 | -5.6 | 0.085 | -36.75 | ACELERACIÓN |
| 17 | -5.6 | 0.078 | -44.22 | OPERACIÓN REGULAR |
| 18 | -5.6 | 0.095 | -22.11 | DESACELERACIÓN |
| 19 | -5.6 | 0.011 | 7.48 | ACELERACIÓN |
| 20 | -4.4 | 0.032 | 7.48 | ACELERACIÓN |
| 21 | -4.4 | 0.049 | 14.95 | OPERACIÓN REGULAR |
| 22 | 6.3 | 0.034 | 14.95 | OPERACIÓN REGULAR |

Analizando la tabla 10, se define la velocidad máxima de salida; y el torque, la velocidad y el tiempo de impacto. Además, se necesita saber la velocidad máxima de entrada, para ello se realiza una selección previa del motor, sabiendo que la potencia máxima alcanzada es de 17.1 W (ver anexo V). En este caso, se utilizará un motor EC sin escobillas con las características que se ven en la tabla 8.

Se realiza una selección tentativa del reductor bajo las condiciones que se muestran a continuación:

Determinación de la relación de transmisión (i):

$$i = \frac{n_{i\max}}{n_{o\max}} = \frac{4000}{25.51} = 90 > R = 54 \Rightarrow \text{EtaCrownPlus } 63 - P13$$

Se verifica el torque de salida promedio (T_{av}):

$$T_{av} = \sqrt{\frac{n_1 \cdot t_1 \cdot |T_1|^3 + n_2 \cdot t_2 \cdot |T_2|^3 + \dots + n_n \cdot t_n \cdot |T_n|^3}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_n \cdot t_n}} = 5.4[N.m] < 26.4[N.m] \dots \text{Cumple}$$

Se calcula la velocidad de salida promedio (n_{oav}):

$$n_{oav} = \frac{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_n \cdot t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} = 18.23[rpm]$$

Se verifica la velocidad de entrada promedio (n_{iav}):

$$n_{iav} = n_{oav} \cdot R = 985[rpm] < 4000rpm \dots Cumple$$

Se verifica la velocidad de entrada máxima (n_{imax}):

$$n_{imax} = n_{o_{max}} \cdot R = 2388[rpm] < 5900rpm \dots Cumple$$

Se verifica los torques de aceleración y desaceleración (T_n):

$$5.0[N.m] < 26.4[N.m] \dots Cumple$$

$$8.3[N.m] < 26.4[N.m] \dots Cumple$$

$$3.3[N.m] < 26.4[N.m] \dots Cumple$$

$$1.2[N.m] < 26.4[N.m] \dots Cumple$$

$$5.6[N.m] < 26.4[N.m] \dots Cumple$$

$$4.4[N.m] < 26.4[N.m] \dots Cumple$$

$$6.3[N.m] < 26.4[N.m] \dots Cumple$$

Se verifica el torque de impacto (T_s):

$$T_s = 14.4[N.m] < 66[N.m] \dots Cumple$$

Se verifica el número de rotaciones permitidas durante el torque de impacto (N_s):

$$N_s = \frac{10^4}{2 \cdot \frac{n_s \cdot R}{60} \cdot t_s} = 7083[rotaciones] < 1 \times 10^4[rotaciones] \dots Cumple$$

Se verifica el tiempo de vida del reductor (L_h):

$$L_h = L_n \cdot \left(\frac{T_r}{T_{av}} \right)^3 \cdot \left(\frac{n_r}{n_{iav}} \right) = 3.42 \times 10^6[horas] > 5000[horas] \dots Cumple$$

4.3. Cálculo de la cadera

Se linealiza las curvas de momento y velocidad angular; se relacionan entre si viendo los cambios de velocidad y momentos (ver figura 9); y luego se definen los parámetros de operación normal (ver tabla 11 y 12).

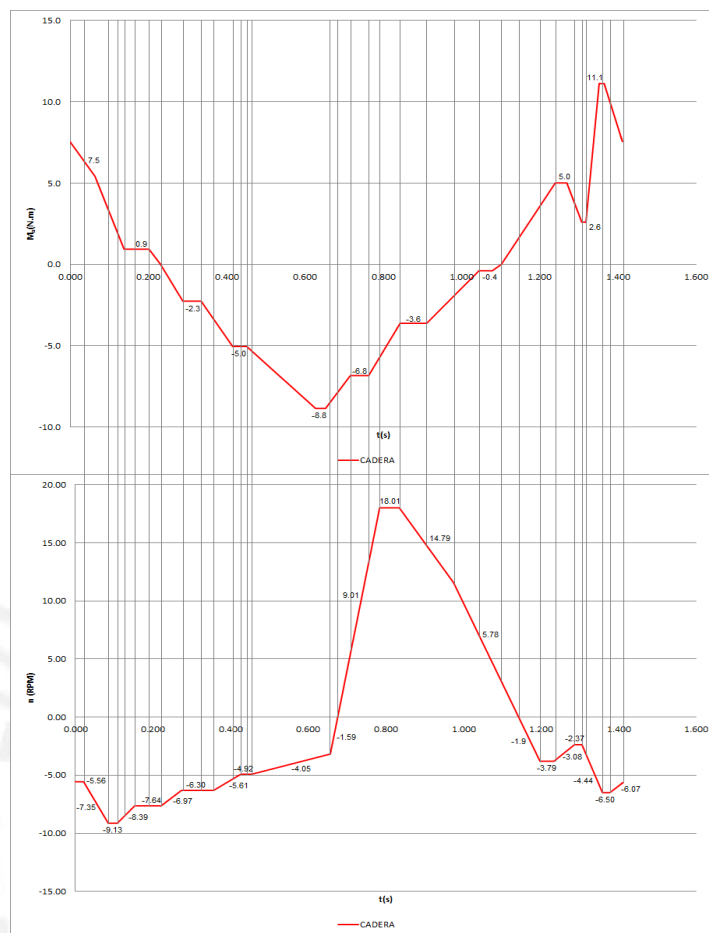


Figura 3.- Curvas linealizadas del momento y velocidad angular de la cadera en plano sagital¹⁴.

Tabla 11: Parámetros de operación normal de la cadera – torque y velocidad angular.

| Nº | TORQUE DE CARGA | TIEMPO | VELOCIDAD DE SALIDA | PATRÓN DE OPERACIÓN NORMAL |
|----|-----------------|--------|---------------------|----------------------------|
| | N.m | s | rpm | |
| 1 | 7.5 | 0.021 | -5.56 | OPERACIÓN REGULAR |
| 2 | 7.5 | 0.064 | -7.35 | ACELERACIÓN |
| 3 | 7.5 | 0.023 | -9.13 | OPERACIÓN REGULAR |
| 4 | 7.5 | 0.030 | -8.39 | DESACELERACIÓN |
| 5 | 0.9 | 0.015 | -8.39 | DESACELERACIÓN |
| 6 | 0.9 | 0.068 | -7.64 | OPERACIÓN REGULAR |
| 7 | -2.3 | 0.053 | -6.97 | DESACELERACIÓN |
| 8 | -2.3 | 0.061 | -6.30 | OPERACIÓN REGULAR |
| 9 | -5.0 | 0.021 | -6.30 | OPERACIÓN REGULAR |
| 10 | -5.0 | 0.070 | -5.61 | DESACELERACIÓN |
| 11 | -5.0 | 0.028 | -4.92 | OPERACIÓN REGULAR |
| 12 | -8.8 | 0.203 | -4.05 | DESACELERACIÓN |
| 13 | -8.8 | 0.019 | -1.59 | DESACELERACIÓN |
| 14 | -8.8 | 0.040 | 9.01 | ACELERACIÓN |
| 15 | -6.8 | 0.068 | 9.01 | ACELERACIÓN |
| 16 | -6.8 | 0.051 | 18.01 | OPERACIÓN REGULAR |

¹⁴ La gráfica fue realizada en base a las curvas paramétricas del exoesqueleto en el plano sagital.

Tabla 12: Continuación de parámetros de operación normal de la cadera – torque y velocidad angular.

| Nº | TORQUE DE CARGA | TIEMPO | VELOCIDAD DE SALIDA | PATRÓN DE OPERACIÓN NORMAL |
|----|-----------------|--------|---------------------|----------------------------|
| | N.m | s | rpm | |
| 17 | -3.6 | 0.140 | 14.79 | DESACELERACIÓN |
| 18 | -3.6 | 0.070 | 5.78 | DESACELERACIÓN |
| 19 | -0.4 | 0.057 | 5.78 | DESACELERACIÓN |
| 20 | 5.0 | 0.040 | 5.78 | DESACELERACIÓN |
| 21 | 5.0 | 0.055 | -1.90 | ACELERACIÓN |
| 22 | 5.0 | 0.036 | -3.79 | OPERACIÓN REGULAR |
| 23 | 5.0 | 0.053 | -3.08 | DESACELERACIÓN |
| 24 | 5.0 | 0.019 | -2.37 | OPERACIÓN REGULAR |
| 25 | 2.6 | 0.013 | -4.44 | ACELERACIÓN |
| 26 | 11.1 | 0.040 | -4.44 | TORQUE DE IMPACTO |
| 27 | 11.1 | 0.019 | -6.50 | TORQUE DE IMPACTO |
| 28 | 11.1 | 0.034 | -6.07 | TORQUE DE IMPACTO |

Analizando las tablas 11 y 12, se define la velocidad máxima de salida; y el torque, la velocidad y el tiempo de impacto. Además, se necesita saber la velocidad máxima de entrada, para ello se realiza una selección previa del motor, sabiendo que la potencia máxima alcanzada es de 10.9 W (ver anexo V). En este caso, se utilizará un motor EC sin escobillas con las características que se ven en la tabla 8.

Se realiza una selección tentativa del reductor bajo las condiciones que se muestran a continuación:

Determinación de la relación de transmisión (i):

$$i = \frac{n_{i \max}}{n_{o \max}} = \frac{4000}{25.51} = 222 > R = 84.8 \Rightarrow \text{EtaCrownPlus } 63 - P14$$

Se verifica el torque de salida promedio (T_{av}):

$$T_{av} = \sqrt{\frac{n_1 \cdot t_1 \cdot |T_1|^3 + n_2 \cdot t_2 \cdot |T_2|^3 + \dots + n_n \cdot t_n \cdot |T_n|^3}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_n \cdot t_n}} = 6.0[N.m] < 40[N.m] \dots \text{Cumple}$$

Se calcula la velocidad de salida promedio (n_{oav}):

$$n_{oav} = \frac{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_n \cdot t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} = 7.13[rpm]$$

Se verifica la velocidad de entrada promedio ($n_{i_{av}}$):

$$n_{i_{av}} = n_{o_{av}} \cdot R = 605[rpm] < 4000rpm \dots Cumple$$

Se verifica la velocidad de entrada máxima ($n_{i_{max}}$):

$$n_{i_{max}} = n_{o_{max}} \cdot R = 1527[rpm] < 5900rpm \dots Cumple$$

Se verifica los torques de aceleración y desaceleración (T_n):

$$7.5[N.m] < 40[N.m] \dots Cumple$$

$$0.9[N.m] < 40[N.m] \dots Cumple$$

$$2.3[N.m] < 40[N.m] \dots Cumple$$

$$5.0[N.m] < 40[N.m] \dots Cumple$$

$$8.8[N.m] < 40[N.m] \dots Cumple$$

$$6.8[N.m] < 40[N.m] \dots Cumple$$

$$3.6[N.m] < 40[N.m] \dots Cumple$$

$$0.4[N.m] < 40[N.m] \dots Cumple$$

$$2.6[N.m] < 40[N.m] \dots Cumple$$

Se verifica el torque de impacto (T_s):

$$T_s = 11.1[N.m] < 100[N.m] \dots Cumple$$

Se verifica el número de rotaciones permitidas durante el torque de impacto (N_s):

$$N_s = \frac{10^4}{2 \cdot \frac{n_s \cdot R}{60} \cdot t_s} = 8568[\text{rotaciones}] < 1 \times 10^4[\text{rotaciones}] \dots Cumple$$

Se verifica el tiempo de vida del reductor (L_h):

$$L_h = L_n \cdot \left(\frac{T_r}{T_{av}} \right)^3 \cdot \left(\frac{n_r}{n_{i_{av}}} \right) = 1.36 \times 10^7[\text{horas}] > 5000[\text{horas}] \dots Cumple$$

5. Rodamientos

Teniendo en cuenta las cargas halladas en el análisis del eje (ver tabla 3.3) y las velocidades de trabajo (ver anexo U) se selecciona los rodamientos rígidos de bolas de una hilera (6806), ya que las cargas son principalmente radiales, su diseño es básico y de fácil obtención. Se seleccionará rodamientos con obturaciones de baja fricción en ambos lados (ZZ) para retener la grasa y excluir el polvo lo que permite disminuir los costos de mantenimiento.

a. Carga mínima

Con el fin de lograr un funcionamiento satisfactorio, los rodamientos rígidos de bolas se deben someter siempre a una carga mínima determinada, particularmente si han de funcionar a altas velocidades o están sometidos a altas aceleraciones o cambios rápidos en la dirección de la carga. Bajo tales condiciones, las fuerzas de inercia de las bolas y la jaula, y el rozamiento en el lubricante pueden perjudicar las condiciones de rodadura de la disposición de los rodamientos y pueden causar deslizamientos dañinos entre las bolas y los caminos de rodadura.

La carga radial mínima a aplicar a los rodamientos rígidos de bolas se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$F_{rm} = k_r \left(\frac{vn}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$$

Donde:

F_{rm} : carga radial mínima [kN]

k_r : factor de carga mínima (ver datos del rodamiento)

v : viscosidad del aceite a la temperatura de funcionamiento [mm²/s]

n : velocidad de giro [rpm]

d_m : diámetro medio del rodamiento = 0,5 (d + D) [mm]

Resolviendo:

$$d_{rm} = 0.5(d + D) = 0.5(30 + 42) = 36[mm]$$

$$F_{rm} = k_r \left(\frac{vn}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100} \right)^2 = (0.015) \left(\frac{(680)(25.5)}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{36}{100} \right)^2 = 0.013[kN]$$

b. Carga dinámica equivalente

Debido a que los rodamientos tienen una configuración individual de apoyo se utilizará las siguientes fórmulas:

$$\frac{f_0 F_a}{C_0}$$

$$P = F_r$$

Cuando: $F_a/F_r \leq e$

$$P = XF_r + YF_a$$

Cuando: $F_a/F_r > e$

Donde:

P : Carga dinámica equivalente [kN]

F_a : componente axial de la carga [kN]

F_r : componente radial de la carga [kN]

C : capacidad de carga dinámica [kN]

C_0 : capacidad de carga estática [kN]

f_0, e, X, Y : factores de cálculo para los rodamientos rígidos de una hilera de bolas

Adicionalmente, los factores están influenciados por la magnitud del juego radial interno. Un juego mayor permite soportar unas cargas axiales más elevadas. Para rodamientos montados con los ajustes habituales mostrados en las tablas 13, 14 y 15, los valores de e , X é Y figuran en la tabla 16. Si se selecciona un juego superior al Normal porque se prevé una reducción del juego durante el funcionamiento, se deberán usar los valores que se ofrecen bajo "Juego normal".

Tabla 13: Ajuste para ejes de acero – rodamientos radiales de bolas

| Condiciones: Carga rotativa o dirección indeterminada | Diámetro de eje (mm) | Clase de tolerancia |
|---|----------------------|---------------------|
| Cargas ligeras y variables ($P \leq 0,05C$) | ≤ 17 | js5 |
| | 17 a 100 | j6 |
| | (100) a 140 | k6 |
| Cargas normales y pesadas ($P > 0,05C$) | ≤ 10 | js5 |
| | (10) a 17 | j5 |
| | (17) a 100 | k5 |
| Grandes exigencias de exactitud de giro con cargas ligeras ($P \leq 0,05C$) | 8 a 240 | js4 |

Tabla 14: Ajuste para alojamientos de acero – rodamientos radiales – sin desplazamiento

| Condiciones: Carga rotativa | Clase de tolerancia |
|---|---------------------|
| Cargas ligeras a variables ($P \leq 0,05C$) | M7 |
| Cargas normales a elevadas ($P > 0,05C$) | N7 |
| Cargas de choque elevadas ($P > 0,1C$) | P7 |

Tabla 15: Ajuste para alojamientos de acero – rodamientos radiales – con desplazamiento

| Condiciones: Carga estacionaria | Clase de tolerancia |
|---|---------------------|
| Cargas de todas clases | H7 |
| Cargas ligeras a normales ($P \leq 0,1C$) | H8 |
| Conducción de calor a través del eje | G7 |

Tabla 16: Factores de cálculo para rodamientos rígido de bolas – Juego normal

| $f_0 F_a / C_0$ | e | X | Y |
|-----------------|------|------|------|
| 0,172 | 0,19 | 0,56 | 2,30 |
| 0,345 | 0,22 | 0,56 | 1,99 |
| 0,689 | 0,26 | 0,56 | 1,71 |
| 1,03 | 0,28 | 0,56 | 1,55 |
| 1,38 | 0,30 | 0,56 | 1,45 |
| 2,07 | 0,34 | 0,56 | 1,31 |
| 3,45 | 0,38 | 0,56 | 1,15 |
| 5,17 | 0,42 | 0,56 | 1,04 |
| 6,89 | 0,44 | 0,56 | 1,00 |

Resolviendo:

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = \frac{(14)(0.0318)}{(2.9)} = 0.154$$

$$F_a / F_r = 0.0318 / 0.6611 = 0.048 \leq e = 0.187$$

En este caso, cumple con la ecuación (3.3)

$$P = F_r = 661.1[N]$$

c. Carga estática equivalente

Debido a que los rodamientos tienen una configuración individual de apoyo se utilizará las siguientes fórmulas:

$$P_0 = F_r \quad \text{Cuando: } P_0 < F_r$$

$$P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a \quad \text{Cuando: } P_0 \geq F_r$$

Resolviendo:

$$P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a = 0,6(661.1) + 0,5(31.8) = 412.56[N]$$

$$P_0 = F_r = 661.1[N]$$

d. Cálculo de vida nominal

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281:1990 es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde:

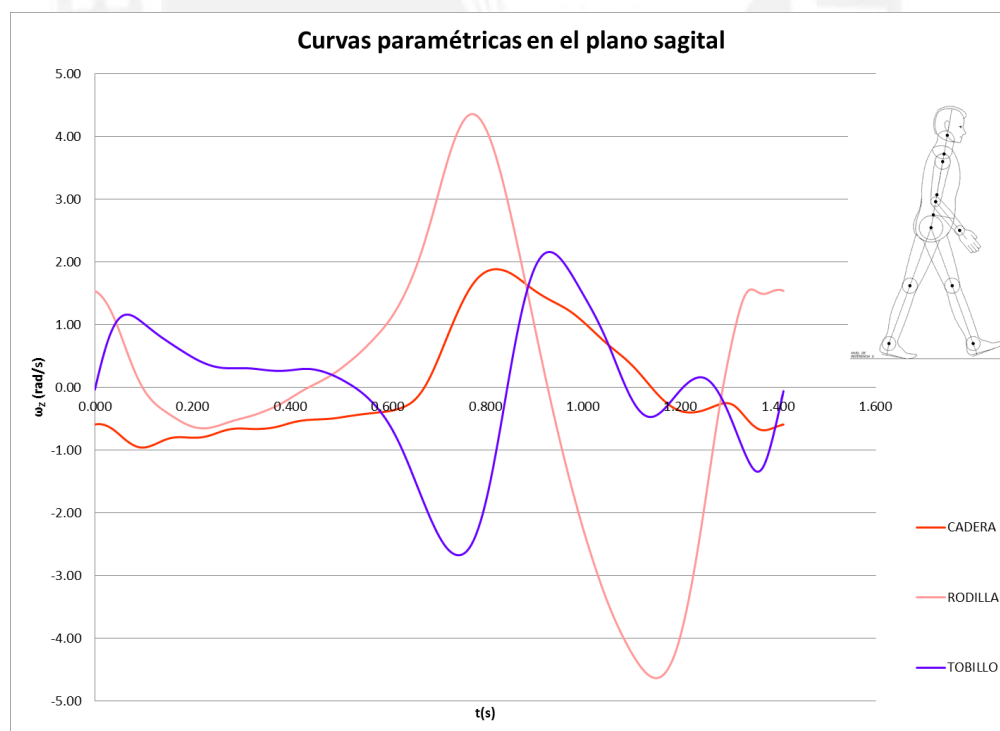
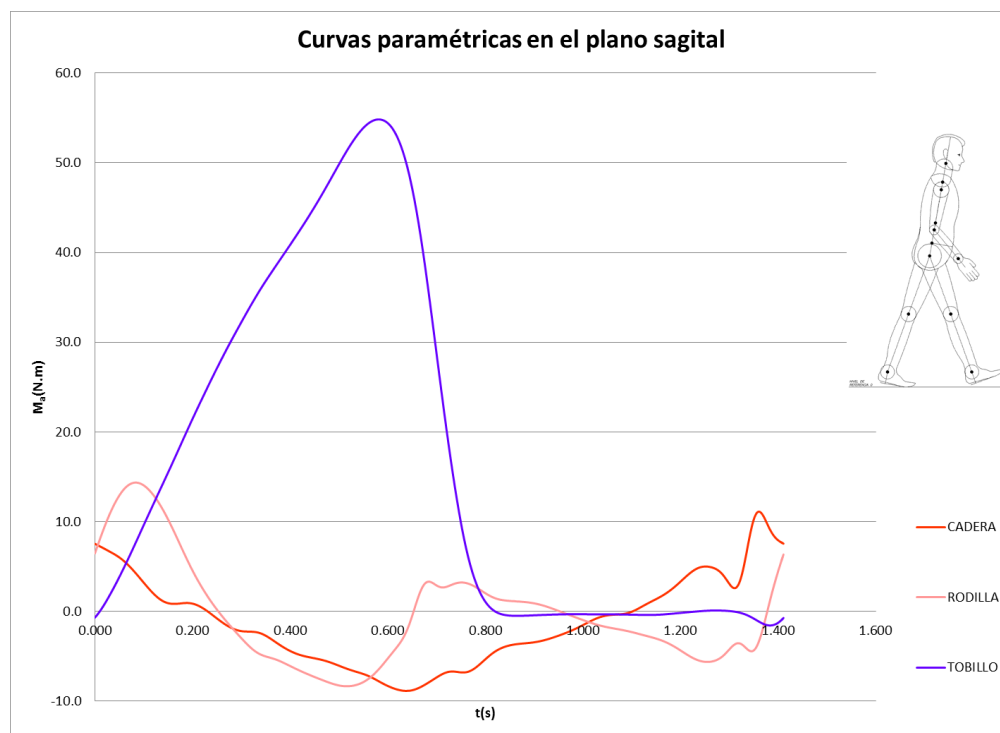
P : exponente de la ecuación de la vida es igual a 3 para rodamientos de bolas.

F_a : componente axial de la carga [kN]

Resolviendo:

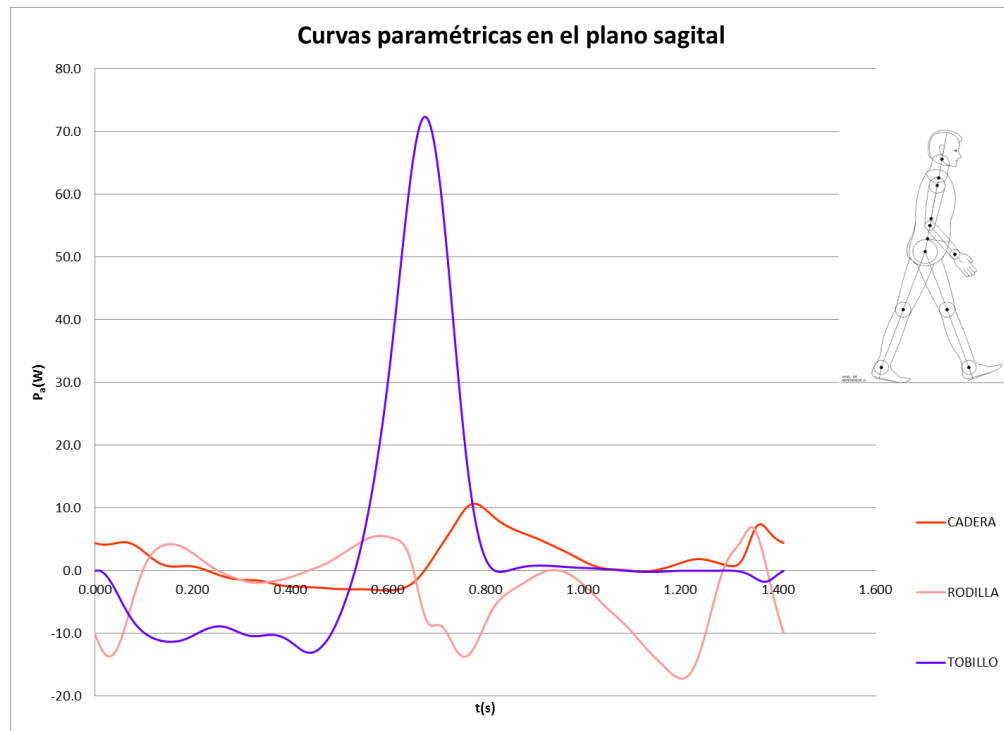
$$L_{10} = \left(\frac{4.49}{0.6611} \right)^3 = 313.284 \text{ [millones de revoluciones]}$$

Anexo U: Momentos y velocidades angulares de salida en el plano sagital en un ciclo de marcha.¹⁵



¹⁵ El dibujo se realizó con la data del modelamiento matemático de la marcha del exoesqueleto.

Anexo V: Potencia de salida en el plano sagital en un ciclo de marcha.¹⁶



¹⁶ El dibujo se realizó con la data del modelamiento matemático de la marcha del exoesqueleto.