

Diseño y simulación de un prototipo funcional de dispositivo para prueba dinámica de una prótesis transtibial usando la máquina MTS Bionix

Álvaro Javier Acosta Martínez

Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Director

Diego Fernando Villegas Bermúdez

Doctor en Ingeniería Mecánica

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2021

### **Agradecimientos**

A la Universidad Industrial de Santander por permitirme culminar mi sueño de  
convertirme en Ingeniero Mecánico.

A mi director de proyecto por su guía y acompañamiento en todas las etapas del  
desarrollo de mi proyecto de grado.

A mis padres por ser el pilar fundamental para convertirme en la persona que soy  
hoy en día, siempre estar dispuestos a apoyarme en todas mis decisiones y ser lo más  
importante que tengo en mi vida.

A mis hermanos por siempre estar dispuestos a brindarme una mano, ser mi  
apoyo moral y guiarme en mi proyecto de vida.

A mis tías, tíos y familiares por siempre alegrarse por mis triunfos y apoyarme  
cuando los he necesitado.

A mi pareja por siempre estar presente en los momentos más importantes de mi vida  
y mi carrera, por su apoyo incondicional y todos los maravillosos momentos vividos.

A Coco por siempre alegrarme la vida cada vez que mueve su cola y ayudarme en  
mis momentos de soledad.

A mis amigos, por darme la mejor experiencia posible vivida en mi paso por la  
universidad y siempre buscando la manera de triunfar juntos.

## Tabla de contenido

Introducción.....	12
1. Objetivos.....	14
1.1 Objetivo General .....	14
1.2 Objetivos Específicos .....	14
2. Marco teórico.....	15
2.1 Antecedentes de la investigación .....	15
2.1.1 Antecedentes internacionales .....	15
2.1.2 Antecedentes nacionales .....	16
2.1.3 Antecedentes regionales.....	18
2.2 Referentes teóricos.....	19
2.2.1 Prótesis .....	19
2.2.2 Prótesis transtibial.....	20
2.2.3 Anatomía del tobillo .....	21
2.2.4 Huesos .....	21
2.2.5 Biomecánica del tobillo .....	22
2.2.6 Planos de movimiento .....	23
2.2.7 Rangos de movimiento del tobillo.....	24
2.2.8 Marcha humana.....	26
2.2.9 Cinemática de la marcha.....	28
2.2.10 Máquina hidráulica universal de ensayos mecánicos (MTS) .....	31
2.2.11 Sistemas de control.....	31
2.2.12 Sistemas de control de movimiento .....	34
3. Diseño metodológico.....	35
3.1 Tipo de desarrollo .....	35
3.2 Impacto social.....	36
3.3 Requerimiento de diseño.....	36
3.3.1 Movilidad.....	36

3.3.2 Carga aplicada .....	37
3.4 Validación .....	37
4. Proceso de Diseño basado en Sistemas .....	38
4.1 Pre-Fase A.....	39
4.1.1 Requerimientos del usuario ponderados .....	40
4.2 Fase A.....	43
4.2.1 Descripción funcional .....	44
4.2.2 Propuestas de diseño .....	46
4.2.3 Despliegue de la función de calidad (QFD) .....	65
4.3 Fase B .....	67
4.3.2 Análisis del modo y efecto de falla (FMEA).....	99
4.3.3 Simulaciones. ....	105
4.4 Fase C .....	107
4.4.1 Optimización del sistema.....	109
4.4.2 Montaje del prototipo .....	112
4.4.3 Sistema de control.....	116
4.4.5 Simulaciones de movimiento finales.....	125
4.4.6 Análisis de costos.....	127
5. Conclusiones.....	130
Referencias Bibliográficas.....	132

### Tabla de Figuras

Figura 1. Tipos de prótesis .....	19
Figura 2. Prótesis transtibial .....	20
Figura 3. Anatomía del tobillo.....	21
Figura 4. Planos de movimiento del tobillo.....	23
Figura 5. Planos de movimiento del cuerpo humano .....	24
Figura 6. Rangos de movimiento del tobillo .....	25
Figura 7. Ángulos de movimiento del tobillo.....	25
Figura 8. Ángulos de movimiento del tobillo.....	27
Figura 9. Rangos de duración de la marcha humana.....	28
Figura 10. Primer intervalo del pie en la marcha humana.....	29
Figura 11. Segundo intervalo del pie durante la marcha humana .....	30
Figura 12. Tercer intervalo del pie en la marcha humana .....	30
Figura 13. Comportamiento de los tipos de controladores con respecto al tiempo.....	33
Figura 14. Sistema de control de movimiento de lazo cerrado .....	34
Figura 15. Etapas comparativas del proceso de diseño .....	39
Figura 16. Pre-Fase A.....	40
Figura 17. Fase A .....	44
Figura 18. Fases de la marcha humana.....	45
Figura 19. Diseño conceptual A de la parte inferior del prototipo .....	46
Figura 20. Diseño conceptual B de la parte inferior del prototipo .....	47
Figura 21. Diseño conceptual C de la parte inferior del prototipo .....	49
Figura 22. Diseño conceptual D de la parte inferior del prototipo .....	50
Figura 23. Diseño conceptual E de la parte inferior del prototipo .....	52
Figura 24. Diseño conceptual F de la parte inferior del prototipo.....	55
Figura 25. Diseño conceptual G de la parte inferior del prototipo.....	56
Figura 26. Diseño conceptual H de la parte superior del prototipo.....	59
Figura 27. Diseño conceptual I de la parte superior del prototipo .....	61
Figura 28. Diseño del sistema de ajuste de longitud del prototipo.....	63
Figura 29. Diseño del sistema de apriete de la prótesis al prototipo .....	64
Figura 30. Despliegue de la función de calidad (QFD).....	66
Figura 31. Fase B.....	68
Figura 32. Mecanismo de levas, poleas y correa del prototipo .....	70
Figura 33. Dimensiones de pie de hombre colombiano entre 20-39 años.....	71
Figura 34. Partes de la base del prototipo.....	72
Figura 35. Dimensiones externas de la base del pie del prototipo en la vista lateral .....	73
Figura 36. Dimensiones internas de la base del pie del prototipo en la vista superior.....	74

Figura 37. Reacciones sobre la base del prototipo .....	75
Figura 38. Diagrama de cuerpo libre de la base del prototipo.....	76
Figura 39. Diagrama del cuerpo libre del pasador A.....	77
Figura 40. Propiedades mecánicas de aceros a bajo carbono .....	78
Figura 41. Cilindro del mecanismo de pistones .....	81
Figura 42. Diagrama de desplazamiento de una leva cada intervalo de giro .....	82
Figura 43. Curva primitiva y perfil de la leva 1 .....	83
Figura 44. Curva primitiva y perfil de la leva 2 .....	84
Figura 45. Desplazamiento del cilindro de la leva 1 .....	85
Figura 46. Desplazamiento del cilindro de la leva 2 .....	85
Figura 47. Tipos de correas de alta calidad en V.....	86
Figura 48. Ancho estándar promedio de poleas según su perfil de correa .....	87
Figura 49. Polea del prototipo .....	88
Figura 50. Dimensiones de poleas según sus diámetros.....	88
Figura 51. Tabla de capacidad de transmisión por canal (en HP) .....	89
Figura 52. Factor de servicio del motor.....	90
Figura 53. Catalogo motorreductores de ejes coaxiales .....	93
Figura 54. Eje de la leva y polea .....	94
Figura 55. Desplazamiento de la base del prototipo con respecto al tiempo .....	94
Figura 56. Velocidad de la base del prototipo con respecto al tiempo .....	95
Figura 57. Aceleración de la base del prototipo con respecto al tiempo .....	96
Figura 58. Vista isométrica inferior de la unión para tubos .....	97
Figura 59. Diagrama del cuerpo libre del pasador superior .....	98
Figura 60. Vista isométrica del pasador superior del prototipo.....	98
Figura 61. Vista isométrica de la pieza de anclaje superior .....	99
Figura 62. Criterios de calificación de ocurrencia de falla.....	100
Figura 63. Criterio de calificación de severidad.....	100
Figura 64. Criterio de calificación de detección de la falla.....	101
Figura 65. Valores de RPN vs Causas.....	103
Figura 66. Evaluación de calidad en base al riesgo.....	104
Figura 67. Resultado de simulación de fuerzas en el pasador superior.....	105
Figura 68. Resultado de simulación de fuerzas en el pasador inferior.....	106
Figura 69. Resultado de desplazamientos de las pruebas en la base del pie del prototipo.	107
Figura 70. Fase C.....	108
Figura 71. Diseño conceptual de la MTS Bionix 370 .....	109
Figura 72. Parte de la caja que cubre el sistema de levas - poleas .....	110
Figura 73. Anclaje del motor mediante tornillos.....	111
Figura 74. Base cilíndrica roscado del sistema del pasador superior .....	111
Figura 75. Montaje del prototipo en la máquina MTS Bionix 370 .....	112
Figura 76. Guía de montaje del anclaje superior.....	113
Figura 77. Guía de montaje del anclaje inferior .....	114
Figura 78. Guía de montaje de la prótesis en el prototipo.....	115
Figura 79. Diagrama de bloques de un servosistema .....	116

Figura 80. Péndulo invertido representado en la marcha humana.....	117
Figura 81. Sistema de péndulo invertido .....	118
Figura 82. Sistema de control del péndulo invertido (servosistema) .....	119
Figura 83. Curvas de respuesta del servosistema .....	122
Figura 84. Especificaciones del sensor K-Scan médico 5033 .....	124
Figura 85. Sistema I-Scan.....	125
Figura 86. Simulación del comienzo de la fase de apoyo .....	125
Figura 87. Simulación durante la fase de apoyo.....	126
Figura 88. Simulación de la fase de balanceo .....	127
Figura 89. Cotización del prototipo diseñado.....	129

**Lista de Tablas**

Tabla 1. Requerimientos del Usuario .....	41
Tabla 2. Requerimientos de Diseño.....	41
Tabla 3. Factores de incidencia para la matriz de ponderados .....	42
Tabla 4. Matriz de requerimientos ponderado.....	42
Tabla 5. Requerimientos con mayor puntuación .....	43
Tabla 6. Conceptos claves de la primera ronda de diseño.....	48
Tabla 7. Evaluación Pugh para la primera ronda.....	48
Tabla 8. Conceptos claves de la segunda ronda de diseño .....	51
Tabla 9. Evaluación Pugh para la segunda ronda.....	51
Tabla 10. Conceptos claves de la tercera ronda de diseño .....	53
Tabla 11. Evaluación Pugh para la tercera ronda .....	53
Tabla 12. Conceptos claves de la cuarta ronda de diseño .....	57
Tabla 13. Evaluación Pugh para la cuarta ronda .....	57
Tabla 14. Conceptos claves de la primera ronda de diseño de la parte superior. ....	59
Tabla 15. Evaluación Pugh para la primera ronda de diseño de la parte superior.....	60
Tabla 16. Conceptos claves de la segunda ronda de diseño de la parte superior .....	62
Tabla 17. Evaluación Pugh para la segunda ronda de diseño de la parte superior.....	62
Tabla 18. Análisis de modos de falla y sus efectos (FMEA) .....	102
Tabla 19. Costo total estimado .....	128

### Lista de Apéndices

Apéndice A. Planos de las piezas del prototipo .....	134
Apéndice B. Simulaciones de carga .....	151
Apéndice C. Código de MATLAB del servosistema .....	183

## Resumen

**Título:** Diseño y simulación de un prototipo funcional de dispositivo para prueba dinámica de una prótesis transtibial usando la máquina MTS Bionix\*

**Autor:** Álvaro Javier Acosta Martínez\*\*

**Palabras Clave:** Análisis Dinámico, Diseño NASA ESMD, Marcha humana, MTS Bionix, Prótesis transtibial, Prototipo Funcional, Simulación.

### Descripción:

El presente proyecto de investigación aborda el diseño y simulación de un prototipo que permita sostener y darle movimiento a una prótesis transtibial mientras se le realizan pruebas dinámicas con la ayuda de la máquina de ensayos universal MTS Bionix. Inicialmente se realiza el diseño del prototipo mediante la metodología de la NASA ESMD Capstone Design, el cual, consta de cuatro fases consecutivas para la determinación del prototipo final. La primera pre-fase consiste en determinar los parámetros más importantes para el prototipo que se busca diseñar, luego, continua con la primera fase donde se realizan los diseños conceptuales y/o bocetos de diferentes alternativas de diseño con el fin de buscar la que más se adecúe a los objetivos del proyecto. Una vez se tenga el boceto del diseño final, se dispone a realizar el diseño en detalle, donde se determinan los mejores materiales posibles para su correcto funcionamiento y los cálculos de las dimensiones de cada uno de los componentes que se encuentran en el prototipo. Con el dimensionamiento establecido, se determinan los posibles modos de falla que pueden llegar a ocurrir en el prototipo final, para así, poder prevenir su ocurrencia y su veracidad; luego, se realizan simulaciones de los componentes más críticos con el fin de garantizar que el prototipo es capaz de soportar las cargas establecidas para su correcto análisis dinámico. Como última fase, se optimizan el diseño del prototipo para que este pueda acoplarse a la MTS Bionix y, además, se le diseña y simula un sistema de control capaz de controlar la simulación de la marcha mientras a la prótesis se le transfieren grandes cargas cíclicas. Por último, se realiza un análisis de costo estimado mediante una cotización con el fin de que este prototipo pueda ser construido en un futuro.

---

\* Proyecto de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Diego Fernando Villegas Bermúdez. Doctor en Ingeniería Mecánica.

## Abstract

**Title:** Design and simulation of a functional device prototype for transtibial prosthesis dynamic testing using the MTS Bionix machine\*

**Author:** Álvaro Javier Acosta Martínez \*\*

**Keywords:** Dynamic Analysis, Functional Prototype, Human gait, MTS Bionix, NASA ESMD Design, Simulation, Transtibial prosthesis.

### Description:

This research project deals with the design and simulation of a prototype that allows to hold and give movement to a transtibial prosthesis while dynamic tests are carried out with the help of the MTS Bionix universal testing machine. Initially, the design of the prototype is carried out using the NASA ESMD Capstone Design methodology, which consists of four consecutive phases for the determination of the final prototype. The first pre-phase consists of determining the most important parameters for the prototype to be designed, then continues with the first phase where Conceptual designs and / or sketches of different design alternatives are made to find the one that best suits the project's objectives. Once you have the final design sketch, is ready to perform the design in detail, where the best possible materials are determined for its correct operation and the calculations of the dimensions of each of the components that are in the prototype. With the established sizing, the possible failure modes that may occur in the final prototype are determined, to prevent its occurrence and its veracity; then, simulations of the most critical components are made out to guarantee that the prototype can support the established loads for its correct dynamic analysis. As a last phase, the prototype design is optimized so that it can be attached to the MTS Bionix and a control system capable of controlling the gait simulation is designed and simulated while large cyclical loads are transferred to the prosthesis. Finally, an estimated cost analysis is made out through a quote so that this prototype can be built in the future.

---

\* Bachelor thesis

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Diego Fernando Villegas Bermúdez. Doctor en Ingeniería Mecánica.

## Introducción

Según el último registro del Ministerio de Salud (MinSalud, 2018): “en Colombia, de cada 100 personas, tres están en el RLCPD (registro administrativo que permite recolectar datos de las personas que sufren algún tipo de discapacidad), este porcentaje, equivale a 1’404.108 personas”.

Las prótesis encontradas actualmente en el mercado tienen aproximadamente una durabilidad entre 12 y 15 años, sin embargo, hay pocos casos que han superado los 20 años de utilidad. Esto depende en gran medida de los materiales con los cuales son fabricadas y el uso que le da la persona correspondientemente.

Alrededor del mundo hay diversas empresas encargadas de fabricar y distribuir maquinaria capaz de realizar estudios a piezas y prótesis fabricadas. En Alemania se encuentra una empresa líder a nivel global, “El grupo ZwickRoell lleva décadas ofreciendo con éxito soluciones en el ámbito de los ensayos de materiales dinámicos. Nuestros expertos trabajan mano a mano con nuestros clientes para garantizar soluciones óptimas para todos los sectores” (ZwickRowell, S.L.)

En Colombia se observa una carencia de este tipo de maquinaria y de empresas encargadas de su fabricación. Debido a esto, en el país no se disponen con facilidad los dispositivos capaces de realizar análisis a diferentes tipos de prótesis mientras se simula el movimiento de esta. La durabilidad entonces viene limitada por el uso adecuado que le da el paciente sin saber a ciencia cierta hasta cuándo va a dejar de funcionar.

Las máquinas MTS (Material Testing System) o TMS son las más adecuadas para poder realizar pruebas de resistencia a piezas fabricadas, las cuales, son capaces de realizar pruebas monotónicas repetibles y precisas mediante sistemas de control con el fin de aumentar y ampliar la utilidad de sus equipos de ensayos y recursos más valiosos. Teniendo en cuenta la necesidad de conocer la durabilidad de las prótesis transtibiales, se plantea diseñar y construir un prototipo funcional de dispositivo para realizarle pruebas dinámicas usando una máquina MTS Bionix con el fin de determinar su vida útil.

La presente investigación buscará desarrollar un dispositivo que sea capaz de determinar la fatiga y la durabilidad que pueden llegar a tener las prótesis transtibiales para personas discapacitadas. Para poder realizarle pruebas a una prótesis, se necesita un dispositivo capaz de simular el comportamiento que tendría la prótesis en la vida cotidiana adherida a su paciente durante cierto período de tiempo. Con estas pruebas, se podrá conocer el tiempo de vida que puede llegar a tener una prótesis, la cantidad de carga que pueden llegar a soportar, el desgaste en sus mecanismos que incrementará a medida que avanza el tiempo, la durabilidad de los materiales compuestos en la prótesis, qué tan segura y confiable puede llegar a ser. Por consiguiente, es necesario la construcción de un dispositivo completo que simule la marcha de una prótesis transtibial de miembro inferior con naturalidad, mientras se le aplique una carga determinada en su parte superior, con el fin de obtener un análisis completo en un programa de computador.

## 1. Objetivos

### 1.1 Objetivo General

Diseñar y simular un prototipo funcional de dispositivo para realizar pruebas dinámicas de una prótesis transtibial usando una máquina MTS Bionix con el fin de determinar su vida útil.

### 1.2 Objetivos Específicos

- Diseñar el montaje del prototipo encargado de la simulación de la marcha de una prótesis transtibial basado en la metodología de diseño “NASA ESMD Capstone Design”.
- Simular el sistema de control del dispositivo que sea capaz desde la regulación hasta la medición de la marcha de una prótesis por medio del programa que mejor se ajuste a las necesidades de diseño.
- Validar el prototipo para la determinación y funcionabilidad del dispositivo mediante una simulación computacional donde se observe su diseño en detalle y su correcto funcionamiento.

## 2. Marco teórico

### 2.1 Antecedentes de la investigación

#### 2.1.1 Antecedentes internacionales

**2.1.1.1 “Control embebido en FPGA para el prototipo de un simulador de rodilla de dos grados de libertad”** (Olvera, J., mayo 2017). Este proyecto tiene como objetivo controlar los movimientos de un prototipo biomecánico de rodilla para realizarle pruebas de desgaste de menisco sintético con la ayuda de un sistema de control discreto PID. Mediante el análisis de la cinemática reproducible del movimiento del prototipo simulador de rodilla, se realizaron pruebas del posicionamiento angular y se trazó una trayectoria deseada.

Gracias al estado del arte investigado en este proyecto, se buscó comparar la cinemática reproducible por el prototipo con varios modelos cinemáticos de la rodilla para diseñar el sistema de control más adecuado para los actuadores del prototipo. Con la ayuda de este trabajo, se obtendrá amplios conocimientos a la hora de intentar simular la cinemática en una prótesis ya sea de rodilla o de alguna otra que requiera movimiento y de aplicar un sistema de control automático que sea capaz de regular su trayectoria con el fin de tomar datos y analizar su comportamiento.

**2.1.1.2 “Dynamic testing of below-knee prosthesis: assembly and components”** (Wevers, H., 1987). Este artículo describe las pruebas dinámicas de sockets moldeados rotacionalmente en una máquina diseñada para imitar la marcha normal de una prótesis.

Durante las pruebas realizadas, cada uno de los componentes de la prótesis estuvieron sujetos a todas las principales cargas que ocurren durante una zancada de pie, tales como las axiales, las de carga y flexión A-P sobre la rodilla y tobillo. Cuando la máquina actúa a menos de 100.000 ciclos, se denotó que la parte inferior de la prótesis resulta ser vulnerable por el desgaste rápido y fallas de sus componentes estructurales. Por otro lado, los sockets son mucho menos vulnerable cuando se simulan una carga de 1350N por aproximadamente 400.000 ciclos. También se observó que los componentes metálicos de la pieza como el perno de pie, puede fallar en la fatiga si no se aprieta adecuadamente.

Durante todo el proceso, se utilizó una máquina capaz de medir la falla por fatiga de los materiales y así analizar el comportamiento de varios tipos de prótesis con diferentes materiales. Esta investigación orienta el proceso que se debe llevar para poder analizar las prótesis transtibiales cuando se les aplica alguna fuerza axial o torsional sobre el dispositivo y el límite al cual puede someterse.

### ***2.1.2 Antecedentes nacionales***

**2.1.2.1 “Modelo cinemático de la marcha protésica transtibial”** (Camargo, E., 2017). Este proyecto de investigación tiene como objetivo general analizar los efectos de la alineación dinámica en la marcha protésica transtibial en el plano sagital a partir de un modelo cinemático en el cual se establezcan las variaciones en la alineación de la prótesis y el pie protésico. Los autores buscaron buscar la relación de la cinemática de la marcha de la prótesis con la posición de los componentes de esta para establecer los efectos de la flexión de la cadera, rodilla y tobillo.

Gracias a unos sensores inerciales, lograron realizar mediciones a cada una de las fases de la marcha en el plano sagital y frontal entre 2, 6 y 10 grados y así, desarrollar un

modelo matemático en el software Matlab para calcular un vector de movimiento y la cinemática inversa de la cadera, rodilla y tobillo. Es por ello que este caso será fundamental para adquirir nuevas herramientas de apoyo a la hora de realizar análisis a la marcha de una prótesis en movimiento y así, predecir la cinemática sin realizar variaciones en el individuo.

**2.1.2.2 “Modelamiento de la marcha humana con prótesis de miembro inferior mediante herramientas de simulación dinámica (“una aplicación en opensim”)**” (Silva, C., 2015). Este proyecto tiene como finalidad la utilización de herramientas informáticas para simular en el software OpenSim la marcha de un paciente con amputación transfemoral mediante la captura de movimiento en un laboratorio, para luego simular la cinemática inversa, las fuerzas de reacción tridimensional y activaciones musculares, con la ayuda de los datos capturados de un paciente con marcha normal.

Lo que caracteriza este trabajo es que expone primero los aspectos más fundamentales de una prótesis de miembro inferior y la biomecánica de la marcha humana desde el punto de vista fisiológico, para luego, realizar los modelos matemáticos para el estudio de la simulación de la marcha en el software correspondiente con el propósito de mostrar los resultados cinéticos y cinemáticos para compararlos con la marcha de un paciente con la prótesis adherida. Todo este proceso contribuye para identificar la influencia de la prótesis en la musculatura y la función de la marcha del paciente con la ayuda de un software, con la intención de guiar la utilización de todos los recursos necesarios tecnológicos en la obtención de un mejor análisis del funcionamiento de una prótesis transtibial.

### ***2.1.3 Antecedentes regionales***

**2.1.3.1 “Diseño y construcción de una prótesis transtibial de bajo costo con movilidad en los planos sagital y frontal”** (Navas, O., 2016). Este proyecto de grado tiene como objetivo general diseñar y construir una prótesis transtibial de bajo costo con movilidad en los planos sagital y frontal, contribuyendo de esta manera con el compromiso misional de la Universidad Industrial de Santander enfocado en la investigación, el desarrollo y transferencia de nuevas tecnologías para dar respuestas a las necesidades de la sociedad. En el desarrollo del trabajo se denota un factor fundamental para su desarrollo y es el factor económico, el cual jugará un papel fundamental para el diseño y fabricación de la prótesis; esto ayuda a darle prioridad a los materiales a la hora de manufacturar un producto, ya que se podrán utilizar buenos materiales a un bajo costo.

A la hora de realizar el diseño, utilizaron el proceso denominado “NASA ESMD Capstone Design” el cual da un amplio conocimiento a la hora de implementar esta metodología en cualquier proceso de diseño para acaparar todas las necesidades que requiera la construcción de un prototipo funcional. Este método poco convencional es fundamental para la realización del proyecto, y así lograr los objetivos que se propongan. Por último, una vez fabricada la prótesis, se realizaron análisis cinemáticos de la marcha, verificando su movilidad y comparándola con prótesis de altas prestaciones, el cual es de gran ayuda para conocer a fondo el movimiento que puede llegar a tener una prótesis transtibial dependiendo del material en el cual es fabricado.

## 2.2 Referentes teóricos

### 2.2.1 Prótesis

Las prótesis son reemplazantes de partes del cuerpo humano que ciertas personas carecen por innumerables orígenes que tienen como fin cumplir la función de la parte del cuerpo ausente. Las causas más comunes de pacientes que requieran una prótesis son las enfermedades y los accidentes. Según la página Concepto Definición (2019): “el origen del uso de las prótesis en los seres humanos se remonta a la antigüedad, ya que por siglos el hombre ha buscado reemplazar las estructuras faltantes con propósitos variados, tanto funcionales como estéticos”. El desarrollo de estas requiere ciertos materiales para su construcción que la hacen ser funcionales, pero suelen ser costosos y aumentar el costo de producción el cual impide que la mayoría de la población pueda adquirir estos dispositivos.

### Figura 1

#### *Tipos de prótesis*



Nota. Adaptado de *Conoce las mejores prótesis para diabéticos*, por Sánchez, R., 2018. Záyago,

Distribuidora Ortopédica.

### ***2.2.2 Prótesis transtibial***

Las prótesis transtibiales son para aquellas personas que sufren una amputación en la pierna situada por los huesos de la tibia y el peroné, donde ya no posean pie ni tobillo y pueden llegar a ser de nivel distal, medio o proximal. Estas prótesis no involucran la rodilla, solo la parte inferior a esta. Se componen del socket que es donde estará ubicado el muñón del paciente, y del pie protésico, que será el mecanismo que tendrá la función aproximada de un pie normal. Actualmente en el mercado hay diferentes tipos de prótesis transtibiales, donde los más comunes son los tipos SACH o dinámico, y las más activas son las prótesis con pie Triton y los RUSHFOOT.

La prótesis transtibial más común es la Prótesis Tipo PTB: un dispositivo modular con pie dinámico, sus componentes estructurales pueden llegar a ser de acero, aluminio o titanio, cuenta con un encaje tipo acolchado interior blando, rodillera de silicón o neopreno para sujeción de la prótesis.

### **Figura 2**

*Prótesis transtibial*



Nota. Adaptado de *Prótesis Tipo PTB*, por Ortopedia Zulia.

### 2.2.3 Anatomía del tobillo

El tobillo es una articulación del cuerpo que une la pierna con el pie. Está compuesto por el astrágalo, la tibia, el peroné y una serie de ligamentos que se sitúan sobre los huesos permitiéndoles el movimiento y asegurándoles la transmisión de las fuerzas ejercidas sobre el miembro inferior cuando el cuerpo está en reposo y en movimiento. El tobillo es una articulación primordial en el apoyo del pie en el suelo y en consecuencia en la marcha.

### Figura 3

#### Anatomía del tobillo



Nota. Adaptado de *El tobillo anatomía y lesiones más frecuentes*, por Efisioterapia, 2011.

### 2.2.4 Huesos

Los huesos que conforman el tobillo permiten movimientos de giro hacia adelante y hacia atrás, donde sus tres principales, son:

**2.2.4.1 Tibia.** Es el segundo hueso más largo del cuerpo humano que soporta el peso de la pierna. Consta de tres partes: la epífisis proximal que es donde se encuentra la articulación de la rodilla; la epífisis distal que es el que contribuye a la articulación del tobillo y; por último, el eje tibial que se encarga de ofrecer sitios para fijar el musculo de la pierna.

**2.2.4.2 Peroné.** Es un hueso esbelto y cilíndrico de la pierna que se encuentra en la parte posterior de la extremidad y es mucho más delgado que la tibia. Está conformado por una epífisis proximal, una diáfisis y una epífisis distal. El extremo proximal del peroné se caracteriza por una cabeza de forma irregular y un cuello corto cuya función es proporcionar puntos de unión para los ligamentos de soporte de la articulación de la rodilla.

**2.2.4.3 Astrágalo.** El astrágalo es el segundo hueso tarsiano más grande y está situado por encima del calcáneo en el retropié. El astrágalo se articula con 4 huesos: la tibia, el peroné, el calcáneo y el navicular. Este hueso es desprovisto de los accesorios musculares, pero los ligamentos numerosos se unen a él porque toma parte en tres empalmes.

### ***2.2.5 Biomecánica del tobillo***

La movilidad de la articulación del tobillo se desarrolla en el plano sagital. En primera instancia, el arco de la flexo-extensión cuenta con un grado de libertad para desarrollar la marcha humana. Mientras que la rotación del astrágalo dentro de la mortaja del tobillo se desenvuelve en un segundo grado de libertad que convierte el tobillo en una articulación biplanar. Los tres ejes principales del complejo articular del pie son:

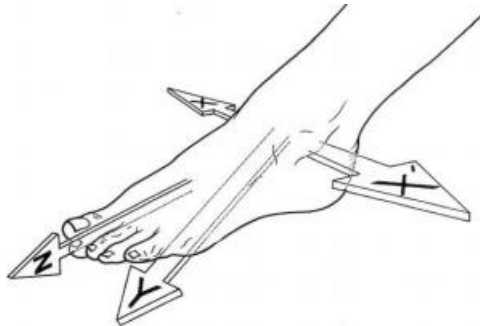
**2.2.5.1 El eje transversal.** Es aquel que pasa por los dos maléolos y pertenece al eje de la articulación tibiotarsiana con la función de condicionar los movimientos de flexo-extensión del pie que se realizan en el plano sagital.

**2.2.5.2 Eje longitudinal de la pierna.** Este eje es vertical y condiciona los movimientos de aducción-abducción del pie, que se ejecutan en el plano transversal y que se complementan con la rotación axial de la rodilla flexionada.

**2.2.5.3 Eje longitudinal del pie.** Este es horizontal y pertenece al plano sagital y es el encargado de condicionar la orientación de la planta del pie que le permite “mirar” directamente hacia abajo, hacia afuera o hacia adentro.

#### **Figura 4**

*Planos de movimiento del tobillo*



Nota. Adaptado de *Fisiología Articular*, por KAPANDJI, A.I., 2008.

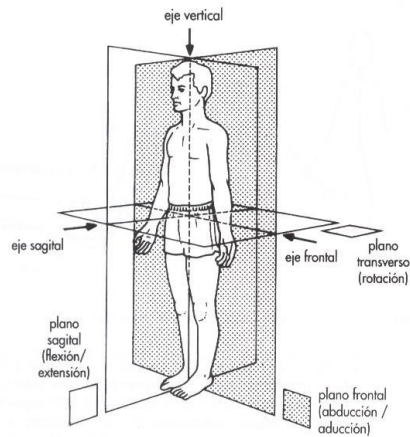
#### **2.2.6 Planos de movimiento**

El cuerpo humano cuenta con tres planos que permiten desarrollar el movimiento:

**2.2.6.1 Plano sagital.** Divide el cuerpo en mitad derecha y mitad izquierda.

**2.2.6.2 Plano frontal.** Divide el cuerpo en mitad anterior y mitad posterior.

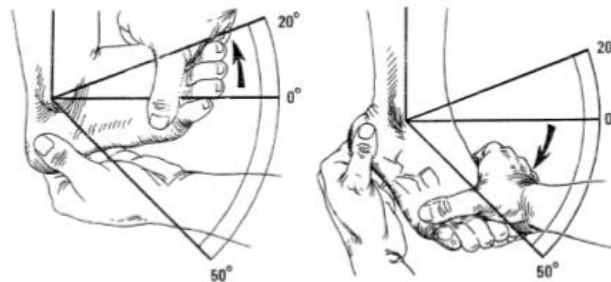
**2.2.6.3 Plano transversal.** Divide el cuerpo en parte superior y parte inferior.

**Figura 5***Planos de movimiento del cuerpo humano*

Nota. Adaptado de *Ejes y Planos de Movimiento del cuerpo*, por Dxte, 2013.

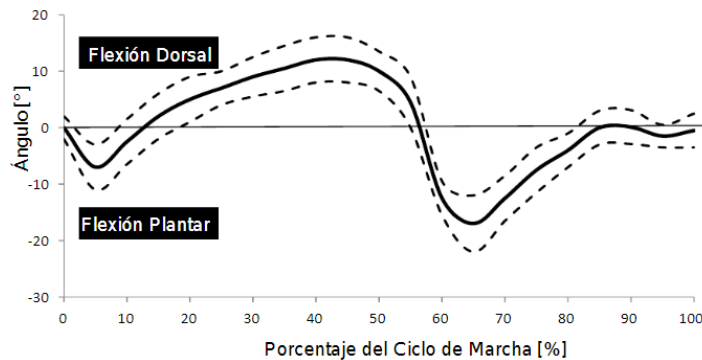
**2.2.7 Rangos de movimiento del tobillo**

La articulación presente en el tobillo se desarrolla en gran medida en el plano sagital. El arco o rango de flexo-extensión medio se encuentra entre  $43^\circ$  y  $63^\circ$ , y sólo  $30^\circ$  de este arco son necesarios para una marcha estable ( $10^\circ$  de flexión dorsal y  $20^\circ$  de flexión plantar), mientras que la rotación del astrágalo será de un ángulo de  $10^\circ$  promedio. La movilidad de la articulación del tobillo en el plano sagital juega un papel fundamental en la comprensión de la marcha. Durante el segundo rodillo del ciclo de marcha, la articulación del tobillo permite la transferencia eficaz de la carga del peso corporal hacia el antepié.

**Figura 6***Rangos de movimiento del tobillo*

Nota. Adaptado de *Arcos y ángulos de movimiento*, por Godínez Morado, I., 2013, Universidad Nacional Autónoma de México.

A pesar de que los arcos de movimiento del tobillo no son de grandes amplitudes, son críticos para la progresión y la absorción del choque durante el apoyo. Durante el balanceo, el movimiento del tobillo contribuye al avance de la extremidad.

**Figura 7***Ángulos de movimiento del tobillo*

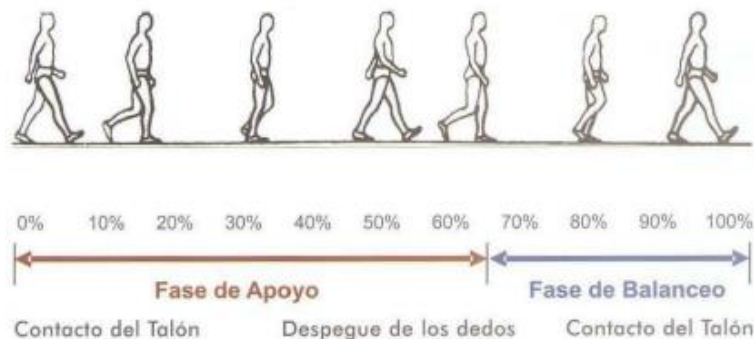
Nota. Adaptado de *Design, modelling and control by numerical simulation of a magnetorhological joint for knee as a lower link orthosis*, por Duque Galván, C., 2015.

Durante la marcha, el contacto inicial del talón ocurre con flexión plantar entre 3° y 5°; luego, ocurre el primer arco de flexión plantar entre 0° y 10°. Cuando el antepié hace

contacto con el suelo, el tobillo cambia su dirección hacia la flexión dorsal. La flexión dorsal continúa durante el apoyo medio y la primera mitad del apoyo terminal, alcanzando un ángulo máximo de  $10^\circ$ . Cuando comienza el segundo periodo de la marcha, se alcanza una flexión plantar con un ángulo máximo de  $30^\circ$  al final del apoyo. Al llegar al balanceo medio se alcanza una posición neutra de  $0^\circ$  y se mantiene durante el resto de la fase.

### ***2.2.8 Marcha humana***

Quinua (2001) afirma "La marcha humana es un proceso de locomoción en el cual el cuerpo humano en posición erguida se desplaza hacia delante o atrás siendo su peso soportado alternativamente por ambas piernas" (p. 280-288). Es por lo que, la marcha humana es el conjunto de movimientos de los miembros del cuerpo humano de manera sincronizada y cíclica para lograr el desplazamiento del cuerpo de un sitio en específico a otro, manteniendo su equilibrio. El ciclo de la marcha se divide en dos fases importantes seguidas una de la otra, la fase de apoyo y la fase de balanceo, donde simultáneamente estará presente las fases de balanceo. En primera instancia, cada pierna pasa por una fase de apoyo durante la cual, el pie se encuentra en contacto total o parcialmente con el suelo; luego, sigue la fase de oscilación, en la cual el pie se encuentra en el aire a medida que avanza. Por último, la fase de apoyo comienza cuando el talón entra en contacto con el suelo y finaliza cuando los dedos pierden el contacto con él.

**Figura 8***Fases de la marcha humana*

Nota. Adaptado de *Estudio Sobre La Marcha Humana*, por Revista Ingenio Libre, 2019.

**2.2.8.1 Fase de apoyo.** Esta primera fase se divide en cinco intervalos.

- Contacto de talón: instante en que el talón toca el suelo.
- Apoyo a plantar: contacto de la parte anterior del pie con el suelo.
- Apoyo medio: ocurre cuando el trocánter mayor está alineado verticalmente con el centro del pie, visto desde el plano sagital.
- Elevación del talón: instante en el que el talón se eleva del suelo.
- Despegue del pie: momento en el que los dedos se elevan del suelo.

**2.2.8.2 Fase de balanceo.** Esta segunda fase se divide en tres intervalos donde cada una corresponde a un tercio de la fase total:

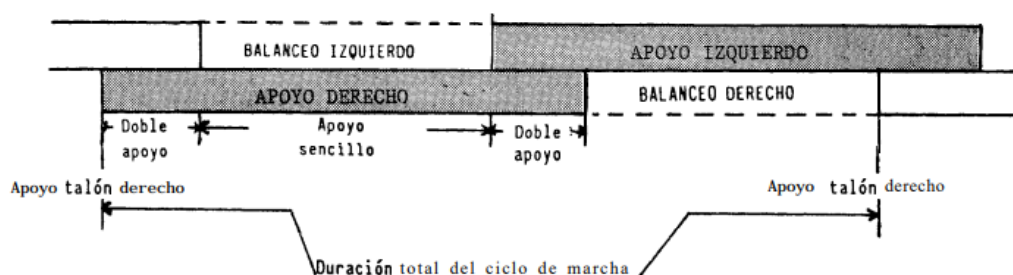
- Aceleración: se caracteriza por la rápida aceleración del extremo de la pierna inmediatamente después que los dedos dejan el suelo.
- Balanceo medio: la pierna en movimiento rebasa a la otra pierna de apoyo como un péndulo.
- Desaceleración: la pierna desacelera al acercarse al final del intervalo.

La cantidad relativa en porcentaje del tiempo gastado durante cada fase del ciclo de la marcha, a una velocidad promedio es la siguiente:

- Fase de apoyo: 60% del ciclo.
- Fase de balanceo: 40% del ciclo.
- Doble apoyo: 20% del ciclo.

### Figura 9

*Rangos de duración de la marcha humana*



Nota. Adaptado de *Marcha Normal*, por Orthotics and Prosthetics Virtual Library, Capítulo dos.

### 2.2.9 Cinemática de la marcha

El Dr. Pedro Vera (1999) afirma: “El análisis cinemático describe los movimientos del cuerpo en conjunto y los movimientos relativos de las partes del cuerpo durante las diferentes fases de la marcha” (p. 123-178). Se establecen tres intervalos, en los cuales, se analiza el comportamiento de la rodilla, la cadera y el tobillo durante la marcha humana.

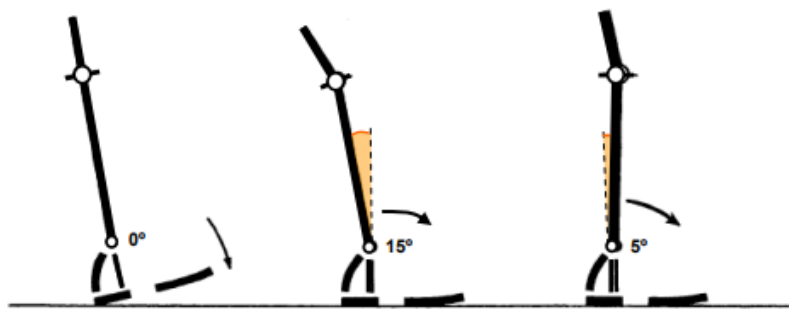
**2.2.9.1 Intervalo I.** Es donde ocurre el movimiento de las articulaciones en el plano sagital entre el contacto del talón con el suelo y el punto de apoyo medio, en el cual, el movimiento del tobillo se divide en cuatro momentos:

- Momento de contacto del talón con el suelo: la articulación del tobillo está en posición neutra a 0°.

- Momento en que la planta del pie hace contacto con el suelo: la articulación del tobillo se mueve  $15^\circ$  de la posición neutra a la flexión plantar.
- Fase media: la articulación del tobillo pasa rápidamente a aproximadamente  $5^\circ$  de dorsiflexión.

### Figura 10

*Primer intervalo del pie en la marcha humana*



Nota. Adaptado de *Biomecánica de la Marcha Humana*, por Hernández, S., Capítulo tres.

**2.2.9.2 Intervalo II.** Es el movimiento en el plano sagital entre el apoyo medio y despegue del suelo, donde el movimiento se dividirá en tres fases:

- En el apoyo medio: la articulación del tobillo pasa rápidamente a aproximadamente  $5^\circ$  de dorsiflexión.
- En el momento que el talón se despegue del suelo: la articulación del tobillo está aproximadamente a  $15^\circ$  de dorsiflexión.
- En el intervalo de elevación del talón y el despegue del pie: el tobillo se mueve rápidamente  $35^\circ$ , con lo que, al despegar el pie del suelo, la articulación está aproximadamente en  $20^\circ$  de flexión plantar.

**Figura 11**

*Segundo intervalo del pie durante la marcha humana*

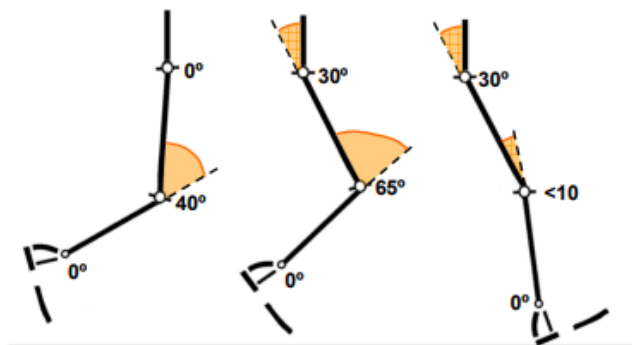


Nota. Adaptado de *Biomecánica de la Marcha Humana*, por Hernández, S., Capítulo tres.

**2.2.9.3 Intervalo III.** Describe el movimiento de las articulaciones en el plano sagital en la etapa de balanceo, donde el tobillo solamente tendrá una fase: el pie se mueve de su posición inicial de flexión plantar al desprenderse del suelo a una posición esencialmente neutra de  $0^\circ$  que se mantiene durante toda la etapa de balanceo.

**Figura 12**

*Tercer intervalo del pie en la marcha humana*



Nota. Adaptado de *Biomecánica de la Marcha Humana*, por Hernández, S., Capítulo tres.

### ***2.2.10 Máquina hidráulica universal de ensayos mecánicos (MTS)***

Esta máquina cuenta con un sistema hidráulico que permite la realización de ensayos convencionales de compresión, tracción y fatiga, bajo control de desplazamiento o de fuerza. El equipo permite la realización de ensayos dinámicos y estáticos. Actualmente, estas máquinas cuentan con una variedad de opciones en el mercado que permitirán soportar diferentes tipos de cargas. Una de la más popular es la Bionix debido a que son versátiles, compactas y combinan lo último en tecnología servohidráulica MTS y una completa selección de accesorios para satisfacer las necesidades de ensayos dinámicos y de simulación. La configuración axial y torsional es ideal para probar la durabilidad y las propiedades de desgaste de los dispositivos implantables de rodilla, cadera y columna vertebral, así como para llevar a cabo estudios cinemáticos complejos de los tejidos del esqueleto y otras estructuras ortopédicas.

### ***2.2.11 Sistemas de control***

Un sistema se puede definir como una combinación de cosas relacionadas entre sí de manera que agrupadas hacen parte de una totalidad. Mientras que el control se define como la capacidad de regular, ajustar o direccionar ciertos comandos, tareas o cosas. Es por ello que, un sistema de control es la interacción de un conjunto de componentes para mantener las variables de los sistemas dentro de las especificaciones previamente dadas. Hay dos tipos de sistemas de control según su diseño y su funcionalidad:

**2.2.11.1 Sistemas de control de lazo abierto.** Se les conoce así a los sistemas de control a los cuales las variables de salida no afectan su proceso de control ni sus variables de entrada. Cuenta con tres componentes para que el sistema funcione correctamente: el controlador, el actuador y el sistema o planta.

**2.2.11.2 Sistema de control de lazo cerrado.** El sistema de lazo cerrado cuenta con un sistema de retroalimentación, en el cual, el controlador es alimentado continuamente por una señal de error la cual es la diferencia entre la señal de entrada y la señal de retroalimentación; todo esto con el fin de que el sistema se estabilice y la señal de error sea muy mínima.

**2.2.11.3 Controlador.** Es el componente más importante de un sistema de control, el cual se encarga de comparar la variable controlada durante todo el proceso teniendo en cuenta el valor de referencia en la entrada. A su vez, emite una señal de control que se dirige directamente hacia el actuador mediante una acción de control. Estos se pueden clasificar así:

- De dos posiciones: es la forma más sencilla de un controlador, ya que la variable solo va a incurrir en dos posiciones (encendido y apagado).

- Proporcional: este busca establecer un sistema lineal entre la variable controlada y la posición del elemento final. Su señal de salida es el producto de la señal de error con su ganancia proporcional.

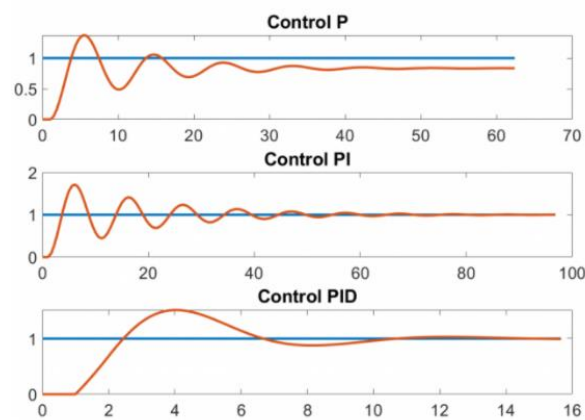
- Integral: este tipo de controlador la integral de la señal de error será proporcional a la acción de control que ejercerá, por lo que este controlador busca eliminar la desviación de salida.

- Proporcional-integral: para que un controlador integral funcione, el integral actúa durante un intervalo de tiempo conocido como  $T_i$  (tiempo integral). Este controlador incrementa el tiempo de estabilización de su error a medida que decreta el tiempo de subida.

- Proporcional-integral-derivativo: es uno de los más usados actualmente en la industria. Su parte proporcional ayuda a compensar automáticamente los cambios ocurridos en el sistema en tiempo real y es por ello, que este sistema funciona por retroalimentación.

**Figura 13**

*Comportamiento de los tipos de controladores con respecto al tiempo*



Nota. Adaptado de *Tuning of Industrial Control Systems*, por Armando B., 1990.

**2.2.11.4 Sensores.** Es un dispositivo de medición capaz de detectar la magnitud de un parámetro físico y transformarlo en una señal que puede procesarse al sistema de manera eléctrica. Las variables físicas de entrada más comunes que monitoriza un sensor son: la temperatura, la vibración, la intensidad lumínica, la presión, el caudal, la fuerza, la velocidad lineal y angular, la posición lineal y angular, el desplazamiento, entre otros. Según los datos de salida, los sensores se pueden clasificar en análogos y digitales.

Los sensores analógicos emiten a la salida una señal de valores instantáneos que varían en el tiempo y que son directamente proporcionales a la variable que se está midiendo. Mientras que el sensor digital, solamente reproduce dos posibles valores de salida: 1 ó 0, encendido o apagado, sí o no; estos valores son absolutos y son utilizados para verificar estados de verdad, donde se requiera comprobar un estado único de respuesta. Una de las principales características de los sensores es su velocidad de respuesta la cual depende de la capacidad del sistema para reproducir las variaciones de las variables de entrada.

### 2.2.12 Sistemas de control de movimiento

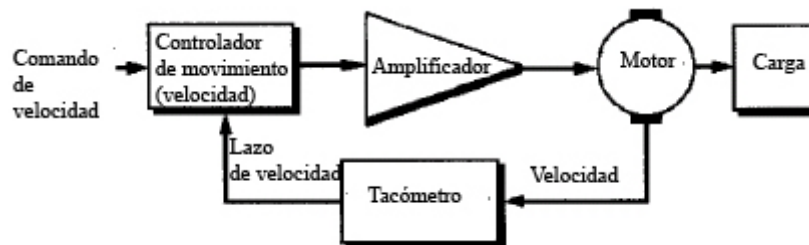
Son aquellos sistemas de control capaces de regular y controlar los parámetros de velocidad, dirección y posición de alguna máquina o mecanismo. Actualmente este tipo de sistema es usado a grandes escalas en la industria moderna, debido a que es la base fundamental para el desarrollo de la automatización en las máquinas. Para poder controlar el movimiento, el sistema puede trabajar en lazo abierto y en lazo cerrado.

**2.2.12.1 Sistemas de control de movimiento por lazo cerrado.** Suelen ser llamados también servosistemas. Estos sistemas se encargarán de regular las variaciones de velocidad, posición y esfuerzo de torsión que puede llegar a generar una carga. Para ello, estará constantemente retroalimentado para comparar la respuesta de comando a la salida con los comandos de entrada.

- Para controlar la velocidad, se requiere un tacómetro capaz de detectar los cambios de velocidad del motor. Estas señales son enviadas al controlador de movimiento para que este pueda mantener la velocidad dentro de los límites preestablecidos.

#### Figura 14

*Sistema de control de movimiento de lazo cerrado*



Nota. Adaptado de *Sistemas de Control de Velocidad de Motores y Movimiento. Robótica. Automatismos aplicados a Máquinas herramientas. Controladores lógicos programables*, por ESDictionary, Sapiensman.

- Para controlar la posición, necesita complementarse con el controlador de velocidad. Para ello, el sensor deberá ser capaz de medir directa e indirectamente la posición de la carga. Estos sensores generan la señal hacia el controlador para lograr que el motor modifique su aceleración para corregir la posición de la carga. El mejor controlador posible para retroalimentar el sistema será un controlador proporcional-integral-derivativo (PID), ya que podrá compensar ciertos errores leves que un control proporcional no podría evitar, logrando así que la señal del motor sea igual a la suma del tiempo integral y el tiempo derivativo de la diferencia de las magnitudes de entrada y salida reales medidas.

### **3. Diseño metodológico**

#### **3.1 Tipo de desarrollo**

Este proyecto en primera instancia consiste en guiarse del estado del arte investigado tanto internacional como nacionalmente para recopilar toda la información disponible que hay actualmente de todos los productos relacionados de máquinas capaces de realizar pruebas dinámicas a prótesis similares a las requeridas. Luego, se propone el identificar y analizar todas las variables que tengan relevancia a la hora de diseñar el prototipo para realizar un estudio descriptivo para alcanzar el mejor desarrollo de lo que sería el diseño final.

### **3.2 Impacto social**

El impacto que tendrá este proyecto estará dirigido tanto a las empresas que diseñan y fabrican prótesis, como a los pacientes que las pueden llegar a usar, ya que las prótesis transtibiales suelen ser costosas, y si no se le da un buen uso, los pacientes amputados pueden llegar a utilizar hasta tres o incluso más durante toda su vida. Por esta razón, se busca diseñar un prototipo que analice las prótesis antes de ser entregadas a los usuarios para mejorar la vida útil de estas y entregarlas en las más altas condiciones de funcionamiento para que el costo no sea elevado y puedan disfrutar de su prótesis de la mejor manera.

### **3.3 Requerimiento de diseño**

Para determinar la calidad y la funcionabilidad que tendrá el diseño del prototipo propuesto, se deben identificar las variables y características más relevantes que van a influir directamente en el proyecto.

#### ***3.3.1 Movilidad***

Esta será una variable muy importante para el desarrollo final del prototipo ya que de ella dependerá realizarle las pruebas dinámicas a las prótesis. Con la ayuda de la máquina MTS Bionix la cual se mantendrá relativamente estática, se buscará generar un movimiento constante durante cierto tiempo con el fin de simular la marcha de una prótesis transtibial y así obtener los análisis del movimiento cinemático de la prótesis y garantizar el mejor desempeño del dispositivo.

### ***3.3.2 Carga aplicada***

Una variable fundamental serán las cargas que el prototipo aplique sobre la prótesis. Mientras se simula el movimiento de la prótesis, la máquina MTS estará aplicando sobre esta, cargas cíclicas de tensión y compresión, las cuales, serán un factor fundamental para analizar la resistencia de las piezas que constituyen la prótesis transtibial, con el fin de certificar su funcionabilidad en las situaciones más críticas posibles a las que puede llegar a estar expuesta.

### **3.4 Validación**

Para garantizar el correcto funcionamiento del prototipo y la viabilidad que tendrá este para poder ser implementado, se deberán hacerle una simulación al dispositivo. En primera instancia, un programa de diseño computacional, donde mostrará gráficamente los valores adecuados de funcionamiento. Con el prototipo ya terminado, se adecuará una prótesis transtibial simulada para demostrar el correcto acople de la máquina y que cumple con todos los parámetros preestablecidos.

Por último, se adecuará el mecanismo y la fuerza constante que ejerce una máquina MTS bionix de manera simulada en un software de diseño como complemento final para validar concretamente el prototipo y demostrar su correcto funcionamiento.

#### **4. Proceso de Diseño basado en Sistemas**

Para el proceso de diseño de este proyecto se implementó la metodología “NASA ESMD Capstone Design Process” la cual está dividida en cinco (5) etapas. Su desarrollo comienza con la pre-fase A, llamada “Design Problem Analysis” donde se analizan los problemas de diseño; seguido de la fase A, llamada “System Level Conceptual Design” en el cual se realiza el diseño conceptual del prototipo. Más adelante, empieza la fase B denominada “Parameter Level Design” donde se empieza a tener en cuenta los parámetros de diseño para el proceso de simulación. Consiguiente a esta, entra la fase C llamada “Optimized Parameter Design” en el cual se corregirán los parámetros de diseño para realizar el diseño final del prototipo. Por último, se termina con la fase D denominada “Fabrication, Assembly and Testing” donde se desarrollan las pruebas finales.

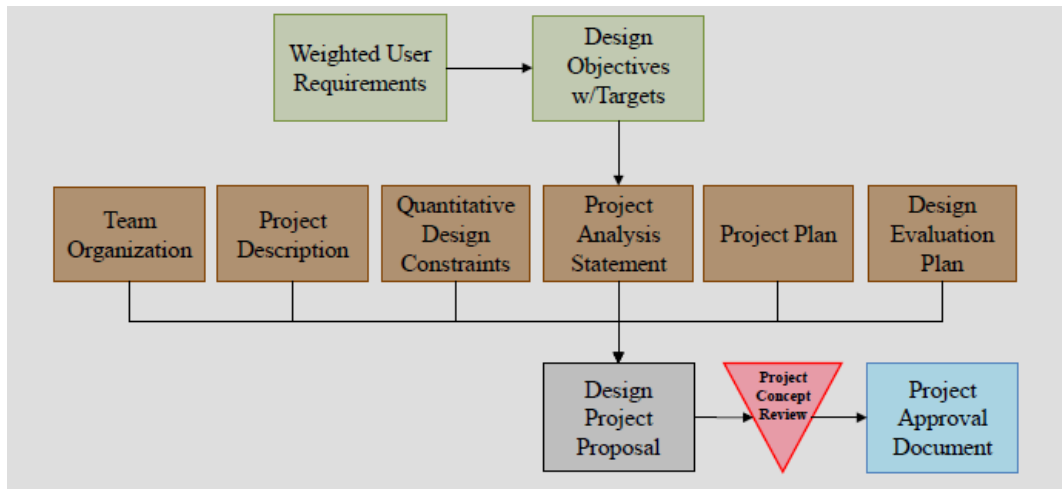
**Figura 15***Etapas comparativas del proceso de diseño*

NASA	Capstone Design	Lumsdaine
<b>Pre-Phase A</b>		
Concept Studies	Design Problem Analysis	Design Problem Analysis
<b>Phase A</b>		
Concept and Technology Development	System Level Conceptual Design	Conceptual (System) Level Design
<b>Phase B</b>		
Preliminary Design and Technology Completion	Parameter Level Design	Parameter Level Design
<b>Phase C</b>		
Final Design and Fabrication	Optimized Parameter Design	Optimized Parameter Design
<b>Phase D</b>		
Assembly, Integration, and Test Launch	Fabrication, Assembly, and Testing	-

Nota. Adaptado de *NASA ESMD Capstone Design*, por John K. Gershenson, PhD.

#### 4.1 Pre-Fase A

Esta etapa consiste en llevar a cabo una propuesta de proyecto de diseño el cual se divide en cinco (5) pasos: organización del equipo de trabajo, definir las restricciones de diseño cuantitativas, declarar el análisis del proyecto y, por último, realizar la planeación del proyecto y el plan de evaluación de diseño. Todo esto teniendo en cuenta los requerimientos del usuario ponderados, con el fin de producir los documentos de aprobación del proyecto.

**Figura 16***Pre-Fase A*

Nota. Adaptado de *NASA ESMD Capstone Design*, por John K. Gershenson, PhD.

#### 4.1.1 Requerimientos del usuario ponderados

Para poder establecer los requerimientos del usuario ponderados, se evaluarán los requerimientos del usuario con respecto a los requerimientos de diseño para poder establecer cuáles serán los más relevantes al momento de plantear el diseño en detalle.

**4.1.1.1 Requerimientos del usuario.** Estos requerimientos fueron establecidos de las necesidades que se requerían para darle la mejor viabilidad al funcionamiento del prototipo, además de una respectiva investigación en áreas expertas en el tema. Gracias a esto, se pudo obtener las características más importantes, las cuales, se les asignó una calificación entre 1 y 5 (1 es el más bajo y 5 es el más alto) para poder establecer la importancia que ejercerían cada una de ellas a la hora de diseñar la máquina, como se puede observar en la siguiente tabla:

**Tabla 1***Requerimientos del usuario*

<b>Requerimientos del usuario</b>	<b>Importancia</b>
Ajustable	3
Económico	4
Estético	2
Movilidad	5
Resistencia	4
Rigidez	3
Vida útil	2

Se puede observar que, según la importancia dada, el requerimiento más importante es la movilidad, el cual, será de gran influencia para otros requerimientos dados. Un factor tendrá gran influencia será el económico y el de su resistencia, los cuales irán ligados al tema de diseño y la selección de los materiales de fabricación.

**4.1.1.2 Requerimientos de diseño.** Gracias a el análisis de las diferentes máquinas encontradas en la industria encargadas de ensayar las prótesis, se obtienen las características de diseño más importantes para su correcto funcionamiento, como se muestra en la tabla:




**Tabla 2***Requerimientos de diseño*

<b>Requerimientos del diseño</b>
Capacidad para soportar la carga
Costos bajos
Diseño en software 3d
Diseño innovador
Marcha simulada aproximada
Mantenibilidad
Tamaño

Para darle una calificación correspondiente al efecto que tendría cada requerimiento de diseño en los diferentes requerimientos establecidos por el usuario, se estableció una tabla donde se diferencian los diferentes factores, símbolos y valores que permitirían evaluar su importancia, como se muestra a continuación:

**Tabla 3**

















































*Factores de incidencia para la matriz de ponderados*

Factor de incidencia	Símbolo	Valor
Bajo		1
Medio		3
Alto		9

Con los factores de incidencia con los que se evaluarán los requerimientos, se logró hacer la matriz de requerimientos ponderados como se muestra a continuación:

**Tabla 4**

*Matriz de requerimientos ponderado*

Requerimientos del usuario	Requerimientos de diseño	Capacidad para soportar la carga	Costos bajos	Diseño en software 3D	Diseño innovador	Marcha simulada aproximada	Mantenibilidad	Tamaño	Total						
Ajustable		3		3		9		3		27		3		27	75
Económico		12		36		4		12		4		12		12	92
Estético		2		18		18		18		2		6		6	70
Movilidad		15		5		15		15		45		15		15	125
Resistencia		36		4		36		4		12		4		4	100
Rigidez		27		3		27		3		9		3		3	75
Vida útil		6		6		2		2		2		18		2	36
Total		101	75	111	57	101	61	69							

Gracias a la Matriz de requerimientos ponderados, se pueden escoger las características más importantes que tendrán mayor validez a la hora de plantear las diferentes alternativas de diseño y que se ajusten a las necesidades del usuario. Por consiguiente, se puede establecer una tabla donde se observen esos requerimientos más relevantes del usuario, ordenados de mayor a menor importancia según la puntuación obtenida en la matriz.

**Tabla 5**

*Requerimientos con mayor puntuación*

Requerimiento	Puntuación	Porcentaje sobre total
Movilidad	125	31,88%
Resistencia	100	25,51%
Económico	92	23,46%
*Ajustable	75	19,13%
Total	392	100%

El requerimiento denominado como “Ajustable” compartirá importancia con el requerimiento de “rigidez”, en el cual obtuvieron la misma puntuación en la matriz, sin embargo, solo el expuesto en la tabla, entrará en los requerimientos del usuario más importantes al momento de su diseño.

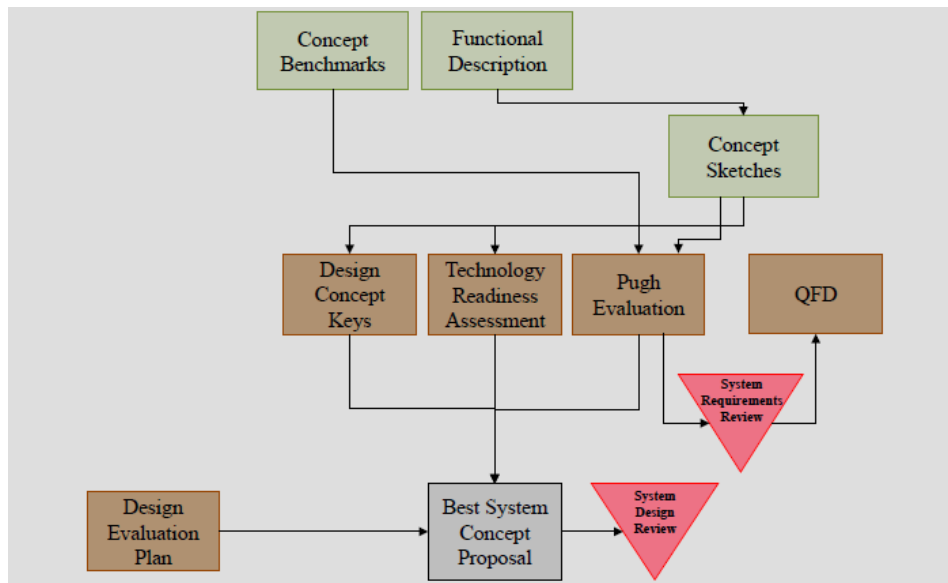
## 4.2 Fase A

Esta etapa consiste en la elección de la mejor propuesta de diseño conceptual del sistema. Para ello, se deben seguir una serie de pasos, los cuales son: diseñar el plan de evaluación teniendo en cuenta lo realizado en la pre-fase A, diseñar los conceptos claves,

realizar una matriz Pugh con lo anterior, evaluar el nivel de tecnología que se va a implementar, y, por último, realizar una matriz QFD en función de la calidad con el fin de establecer el mejor concepto de diseño.

**Figura 17**

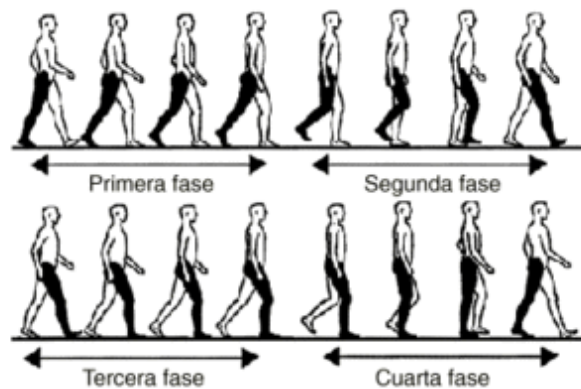
*Fase A*



Nota. Adaptado de *NASA ESMD Capstone Design*, por John K. Gershenson, PhD.

#### **4.2.1 Descripción funcional**

Consiste en describir la función que va a realizar el prototipo mediante conceptos claves y gráficos que ayuden a visualizar su servicio. El prototipo busca poder darle movimiento a una prótesis transtibial de manera que pueda simular la marcha humana de forma automática.

**Figura 18***Fases de la marcha humana*

Nota. Adaptado de *Fases de la Marcha Humana*, por Martín Nogueras, A., Calvo Arenillas, L., 1999, Revista Iberoamericana de Fisioterapia y Kinesiología

Está estipulado que la marcha humana consta de cuatro (4) fases las cuales son

- Primer doble apoyo o fase de despegue. Se refiere al momento en que el talón entra en contacto con el suelo y termina con el despegue del miembro contralateral del suelo.
- Primer apoyo unilateral o fase de aceleración del balanceo de la pierna. El miembro contralateral despegue del suelo y entra en su fase de oscilación, mientras que el peso del cuerpo recae en la otra extremidad.
- Segundo doble apoyo o fase de recepción de la carga. El miembro contralateral que se encontraba oscilando, entra en contacto con el suelo por medio del talón acelerando el cuerpo hacia adelante, mientras que el otro se prepara para el despegue apoyado en su dedo gordo.
- Segundo apoyo unilateral o fase media de apoyo. El miembro apoyado en el suelo mediante el talón despegue e inicia su periodo oscilante, mientras que el otro recae al suelo frenando su paso.

#### 4.2.2 Propuestas de diseño

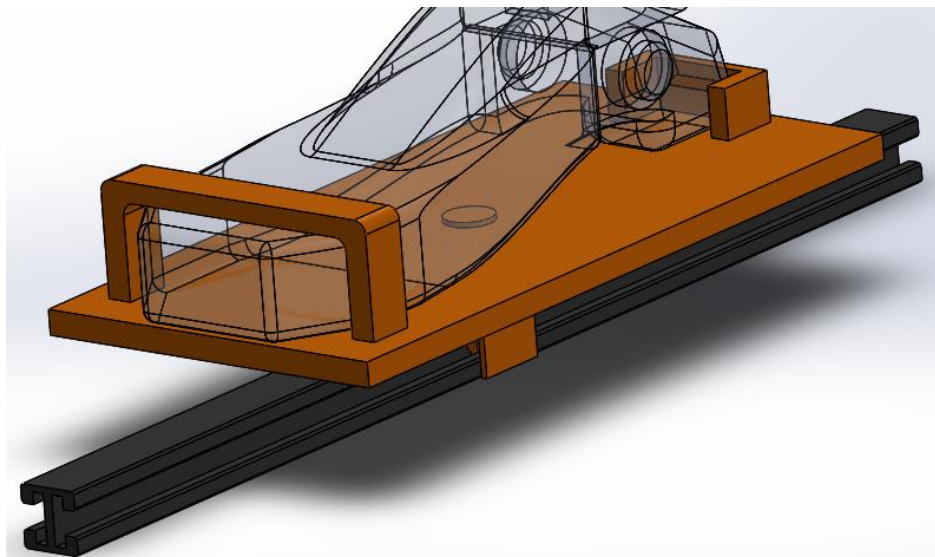
A continuación, se proponen los diseños conceptuales para la parte inferior y superior del prototipo. Para cada diseño se utilizó una prótesis transtibial de tamaño estándar con medidas de un adulto promedio, para observar que la prótesis encaja en el prototipo.

**4.2.2.1 Diseño conceptual del prototipo en su parte inferior (primera ronda).** En esta primera ronda se plantearon dos (2) diseños conceptuales como alternativas de solución, a los cuales se les realiza una breve descripción de su funcionamiento y una evaluación comparativa de estas.

**Diseño conceptual A.** Se utiliza como base una plataforma rectangular que cuenta con un arco rectangular y un soporte cuadrado ubicados en cada extremo de la plataforma, con la función de sostener la prótesis y mantenerla rígida. Esta plataforma está sujeta a una corredera mediante un perfil deslizante, el cual permite el movimiento de la plataforma en el plano sagital.

#### Figura 19

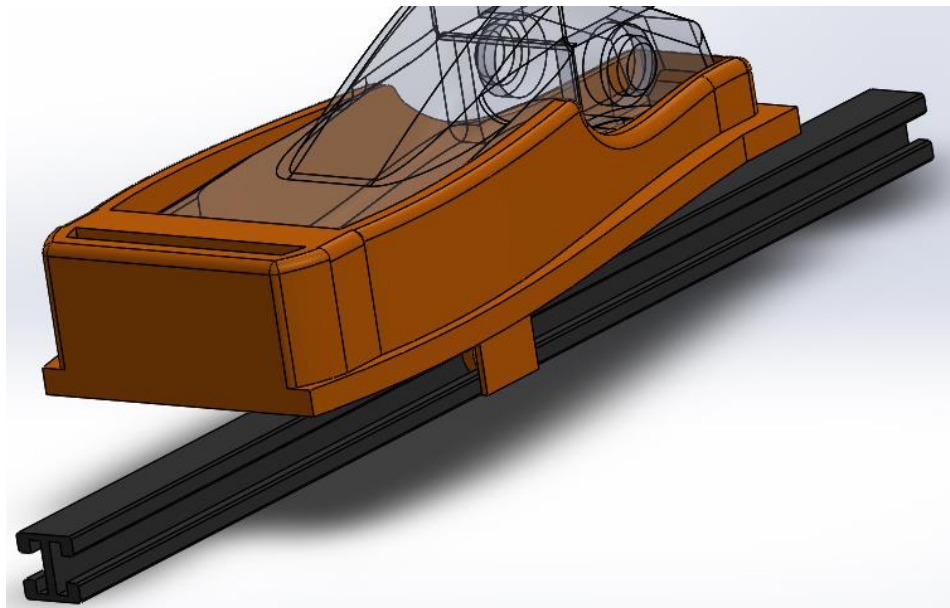
*Diseño conceptual A de la parte inferior del prototipo*



**Diseño conceptual B.** Se propone una plataforma con un perfil similar a la planta de un pie humano, la cual tiene la forma de un pedal que se encarga de recubrir y sostener la prótesis y mantenerla rígida. Esta plataforma está ensamblada a una corredera deslizante la cual le dará a la prótesis movimiento lineal.

### Figura 20

*Diseño conceptual B de la parte inferior del prototipo*



**4.2.2.2 Evaluación Pugh para los diseños de la primera ronda.** Este método consiste en evaluar y diferenciar los criterios que van a contribuir un valor cuantitativo ya sea negativo o positivo, para la selección del diseño conceptual más favorable para el desarrollo del prototipo. Los diseños están sujetos a unos criterios los cuales serán evaluados mediante los símbolos: “+” para indicar que cumple apropiadamente con el criterio, “-” para indicar que no cumple apropiadamente con el criterio y “s” para indicar que es aceptable. A

continuación, se muestra la tabla 6 donde se concentran los conceptos claves de cada diseño, e igualmente la tabla 7, donde se observa la matriz pugh con los criterios de evaluación.

**Tabla 6**

*Conceptos claves de la primera ronda de diseño*

Diseño conceptual	Descripción
A	Se plantea un mecanismo de una plataforma rectangular deslizante sobre una corredera, el cual tendrá un movimiento en dos direcciones. Para acoplar la prótesis a la plataforma y mantenerla rígida, se utiliza un arco rectangular y una base cuadrada soldados a cada extremo de la plataforma.
B	Se plantea un mecanismo de una plataforma deslizante con forma de pie humano sobre una corredera, el cual tendrá un movimiento en dos direcciones. La plataforma tiene una extrusión en forma de pedal la cual permite acoplar la prótesis.

**Tabla 7**

*Evaluación Pugh para la primera ronda*

Criterios	Diseño conceptual A	Diseño conceptual B
Piezas comerciales	-	-
Costos de materiales	s	s
Costo de manufactura	+	+
Tiempo de manufactura	s	s
Tamaño	-	-
Liviano	s	-
Acople con la prótesis	-	+
Simulación de la marcha	s	s
Mantenimiento	+	-
Resistencia al desgaste	s	s
<b>Puntos positivos</b>	2	2
<b>Puntos negativos</b>	3	4

Con los resultados de la anterior evaluación, se observa que no hay mucha diferencia una de la otra, los dos diseños cuentan con solo dos puntos positivos. Aunque el diseño

conceptual A tenga menos puntos negativos, el diseño conceptual B proporciona un mejor ajuste de la prótesis que se quiera utilizar y proporciona una mayor rigidez y soporte, por lo tanto, es la mejor a la hora de acoplarla con la prótesis transtibial.

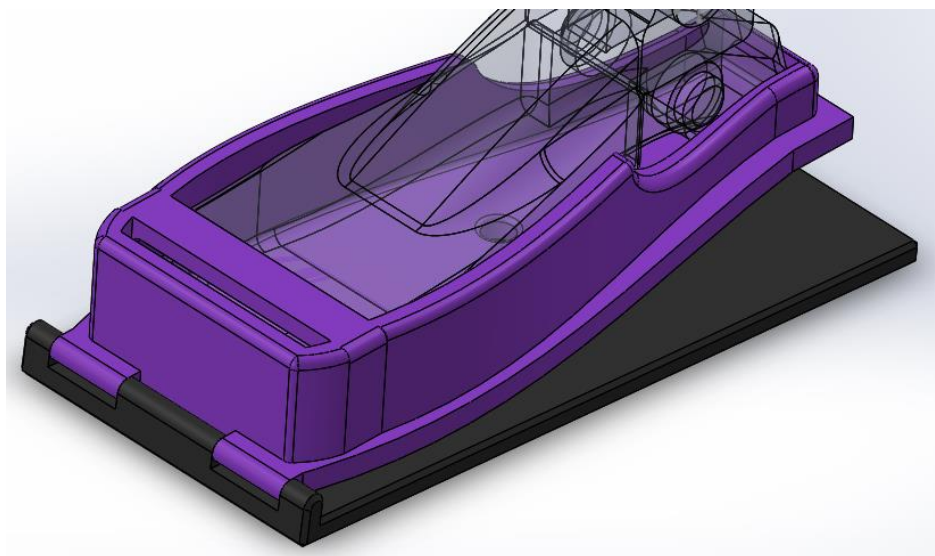
#### 4.2.2.3 Diseño conceptual del prototipo en su parte inferior (segunda ronda).

Según los resultados obtenidos en la evaluación de criterios de la primera ronda, se plantean dos nuevos diseños conceptuales para mejorar los aspectos negativos.

**Diseño conceptual C.** Se utiliza la misma base del diseño conceptual B como la encargada de sostener la prótesis mediante su diseño de pedal en forma de pie humano, donde la prótesis entra en la pieza y se ajusta manualmente. Esta base gira en el plano frontal gracias a que está unida a una base rectangular que se encuentra estática, mediante dos bisagras conectadas en el extremo de cada base.

#### Figura 21

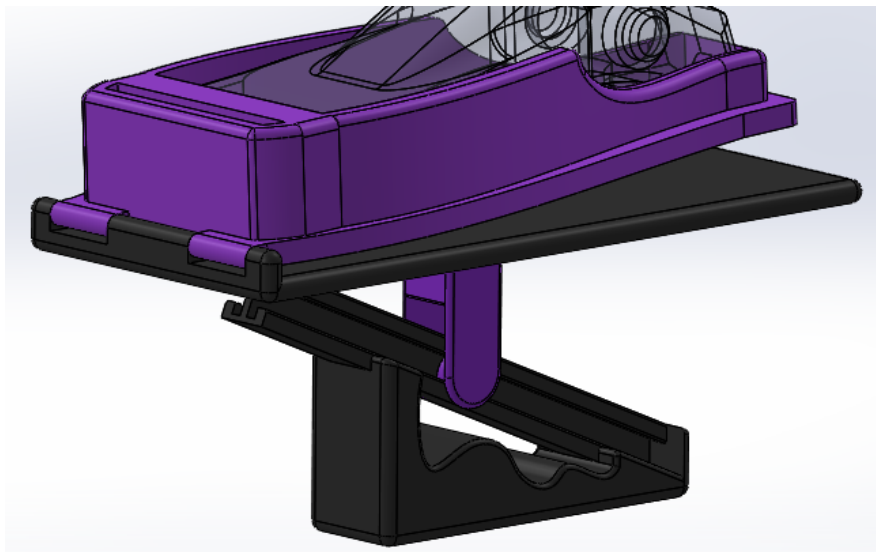
*Diseño conceptual C de la parte inferior del prototipo*



**Diseño conceptual D.** En este diseño además de emplear unas bisagras para unir las dos bases y darle movimientos graduales a la prótesis, se le agrega una corredera inclinada que se encuentra estática, la cual, se une a la base rectangular para darle un movimiento lineal a esta base. Esta base y corredera están unidas mediante un encaje que permite darle movimiento a la prótesis en dos direcciones.

### Figura 22

*Diseño conceptual D de la parte inferior del prototipo*



**4.2.2.4 Evaluación Pugh para los diseños de la segunda ronda.** A continuación, se muestra la tabla 8 donde se concentran los conceptos claves de los dos diseños anteriores, así como la tabla 9 donde se observa la matriz pugh.

**Tabla 8***Conceptos claves de la segunda ronda de diseño*

Diseño conceptual	Descripción
C	Se plantea un mecanismo de bisagra de dos bases, una rígida en forma rectangular y una de pedal con forma de pie humano, la cual, esta última podrá girar en un rango entre los 10° y 55° simulando el ángulo del tobillo durante la marcha. Esas dos bisagras estarán unidas mediante un pasador.
D	Se plantea un mecanismo bisagra de dos bases, una base de pedal con forma de pie humano, la cual, podrá girar en un rango entre los 10° y 55° simulando el ángulo del tobillo, la segunda base rectangular está unida mediante un encaje a una corredera deslizante, la cual, va a permitir el movimiento de la prótesis en dos direcciones.

**Tabla 9***Evaluación Pugh para la segunda ronda*

Criterios	Diseño conceptual C	Diseño conceptual D
Piezas comerciales	s	s
Costos de materiales	+	s
Costo de manufactura	+	-
Tiempo de manufactura	+	s
Tamaño	s	s
Liviano	+	-
Acople con la prótesis	-	+
Simulación de la marcha	-	+
Mantenimiento	s	+
Resistencia al desgaste	s	s
<b>Puntos positivos</b>	4	3
<b>Puntos negativos</b>	2	2

Con la evaluación pugh de la segunda ronda, se denota que el diseño conceptual C tiene más puntos positivos, sin embargo, el diseño conceptual D proporciona una mejor simulación de marcha y un movimiento más real a la hora de hacerle pruebas dinámicas a la prótesis transtibial.

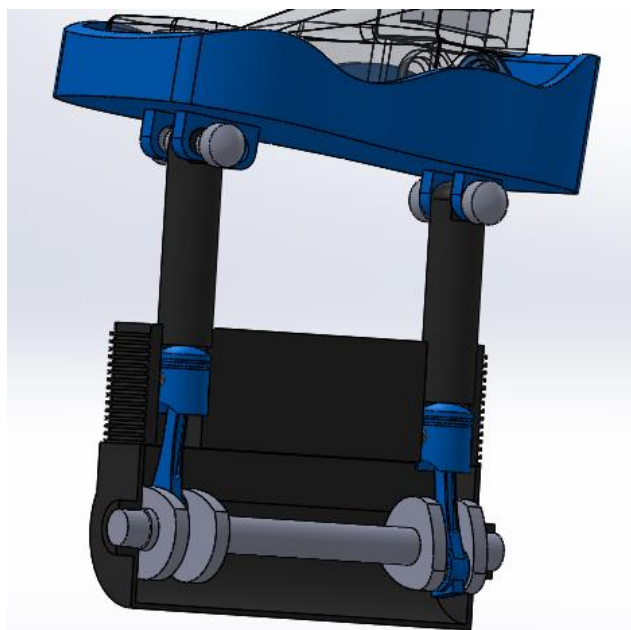
#### 4.2.2.5 Diseño conceptual del prototipo en su parte inferior (tercera ronda).

Según los resultados obtenidos en la evaluación de criterios de la segunda ronda, se plantea un nuevo diseño conceptual que permita mejorar los aspectos negativos, teniendo en cuenta los aspectos que resultaron aceptables.

**Diseño conceptual E.** La base encargada de sostener a la prótesis es una con forma de un pie humano adulto promedio, que cuenta con una extrusión ondulada, la cual, es capaz de aprisionar a la prótesis y mantenerla rígida. El encargado de darle movimiento a la base es un mecanismo de dos pistones que giran en torno a un cigüeñal, los cuales, empujan dos cilindros cada uno. Estos cilindros están unidos a la base mediante dos pasadores empotrados a la base; el que está ubicado en el talón solo permite un empuje lineal en dos direcciones, mientras que el que está ubicado en el antepié será un pasador de ranura, el cual, le da más precisión a la simulación del movimiento del pie durante la marcha humana.

#### Figura 23

*Diseño conceptual E de la parte inferior del prototipo*



**5.2.2.6 Evaluación Pugh para los diseños de la tercera ronda.** A continuación, se muestra la tabla 10 donde se concentran los conceptos claves del diseño anterior, y se muestra la tabla 11 donde se observa la matriz pugh con los criterios de evaluación.

**Tabla 10**

*Conceptos claves de la tercera ronda de diseño*

Diseño conceptual	Descripción
E	Se propone un mecanismo de cigüeñal en un eje con levas que sirven de contrapeso, para permitir que los pistones empujen dos cilindros, y así, le den un movimiento tanto lineal, como circular uniforme, a una base con la forma de un pie humano con extrusiones, las cuales, mantienen a la prótesis rígida.

**Tabla 11**

*Evaluación Pugh para la tercera ronda*

Criterios	Diseño conceptual E
Piezas comerciales	s
Costos de materiales	-
Costo de manufactura	-
Tiempo de manufactura	-
Tamaño	s
Liviano	s
Acople con la prótesis	+
Simulación de la marcha	+
Mantenimiento	+
Resistencia al desgaste	+
<b>Puntos positivos</b>	<b>4</b>
<b>Puntos negativos</b>	<b>3</b>

A este nuevo diseño se le puede agregar tanto un punto positivo como uno negativo. Aunque este último diseño conceptual, se asemeja al prototipo final que se requiere, ya que es funcional y puede simular la marcha humana, este solo funcionaría para un solo tipo de

prótesis transtibial, con unas medidas preestablecidas, por lo cual, hay que hacerle unos pequeños ajustes que puedan solventar esta situación.

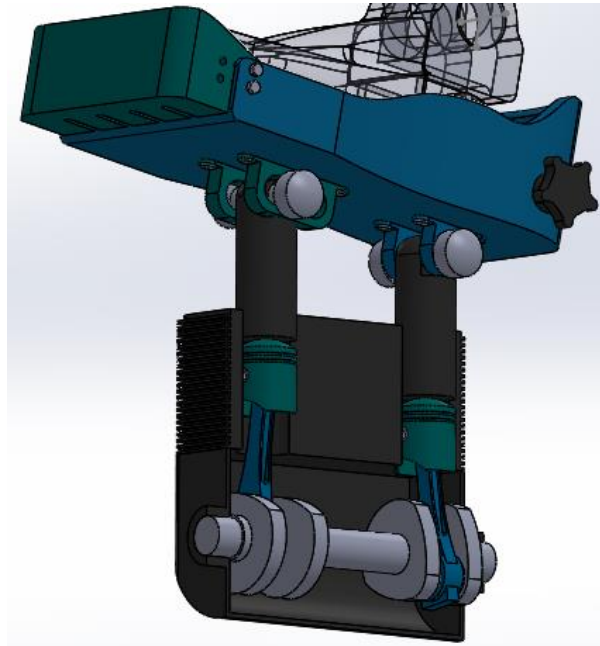
#### **4.2.2.7 Diseño conceptual del prototipo en su parte inferior (cuarta ronda).**

Gracias a los resultados obtenidos en la evaluación de criterios de la tercera ronda, se plantean dos nuevos diseños conceptuales que permita mejorar los aspectos que más influyen en lo que se quiere buscar para solucionar los puntos negativos antes observados.

**Diseño conceptual F.** Se maneja el mismo mecanismo de pistones del diseño conceptual E, con dos diferencias: primero, los eslabones por donde se mueven los pasadores ahora están atornillados a la base donde va la prótesis; segundo, la longitud del eje se hace un poco más corta y, por lo tanto, la distancia que hay entre los dos cilindros también, esto debido a que la base se le ha cambiado la forma. La base que permite sostener la prótesis ahora se divide en dos partes, con el fin de poder graduar la longitud de la base para así tener la capacidad de sujetar prótesis de diferentes tamaños de largo. Para poder ajustar esta longitud, se utiliza un mecanismo a cada lado, de tornillos, pernos y arandelas, los cuales, permiten mantener rígidas las dos partes de la base según la longitud que se requiera. Lo que permite el desplazamiento lineal entre estas dos partes de la base, es un mecanismo de corredera deslizante interno, que garantiza un buen acople.

**Figura 24**

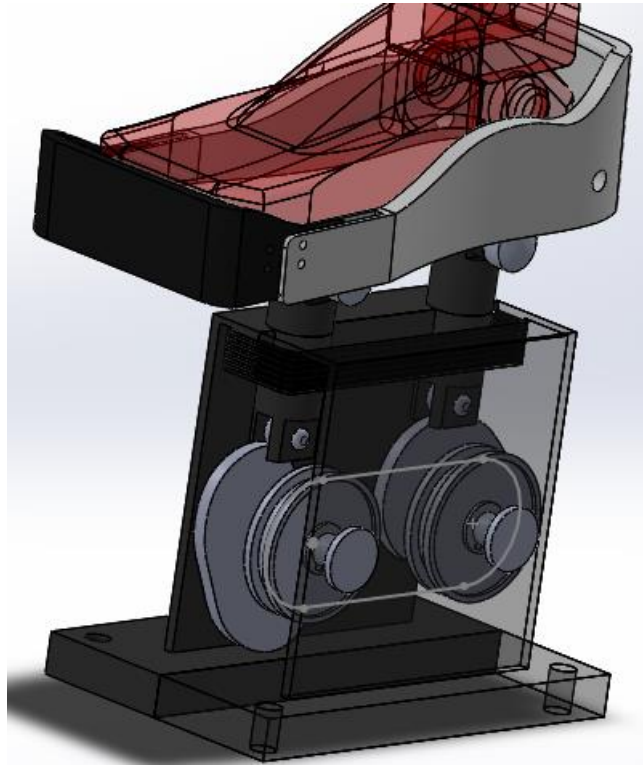
*Diseño conceptual F de la parte inferior del prototipo*



**Diseño conceptual G.** Este diseño se basa en el mismo mecanismo de cilindros que empujan desde su parte inferior la base donde se ubica la prótesis, pero, en vez de utilizar pistones para su empuje, se utilizan dos mecanismos de leva seguidor. Cada leva se encuentra sobre un eje que gira según un motor asignado; sobre cada eje se encuentra una polea que se conectan mediante una correa la una de la otra. Este sistema de poleas y correa tendrán el mismo diámetro para que giren a la misma velocidad. El diseño de cada leva será el encargado de darle el desplazamiento adecuado para que la base del prototipo simule la marcha humana.

**Figura 25**

*Diseño conceptual G de la parte inferior del prototipo*



**4.2.2.8 Evaluación Pugh para el diseño de la cuarta ronda.** En esta, se muestra la tabla 12 donde se concentran los conceptos claves del diseño conceptual F y G, y en la tabla 13 se observa la matriz pugh con los criterios de evaluación.

**Tabla 12***Conceptos claves de la cuarta ronda de diseño*

Diseño conceptual	Descripción
F	Se propone un mecanismo de cigüeñal con levas de contrapeso y un eje más corto, donde los pistones empujan a dos cilindros encargados de darle movimiento a la base, que se encuentra dividida en dos partes. Estas dos partes de la base se deslizan entre sí mediante una corredera deslizante interna y se ajustan mediante dos tornillos a cada lado, los cuales se aprietan con una arandela y un perno. Además, se utiliza un tornillo de apriete manual a cada lado, y así, mantenerla rígida.
G	Se propone un mecanismo de levas, poleas y correa, con dos ejes ubicados concéntricamente a cada leva, donde cada leva empuja a un cilindro encargados de darle movimiento a la misma base utilizada en el diseño F. Las poleas mediante una correa transmitirán el movimiento y la velocidad entre las levas dándole así el movimiento esperado.

**Tabla 13***Evaluación Pugh para la cuarta ronda*

Criterios	Diseño conceptual F	Diseño conceptual G
Piezas comerciales	+	+
Costos de materiales	s	+
Costo de manufactura	s	+
Tiempo de manufactura	-	s
Tamaño	s	s
Liviano	s	+
Acople con la prótesis	+	+
Simulación de la marcha	+	+
Mantenimiento	+	+
Resistencia al desgaste	+	+
<b>Puntos positivos</b>	5	8
<b>Puntos negativos</b>	1	0

Después de realizar el diseño conceptual F y G, se denota que son dos diseños que han subido puntos positivos en cuanto al criterio y ha restado puntos negativos, ya que estos son prototipos que permite simular la marcha humana de la prótesis en una gran similitud y

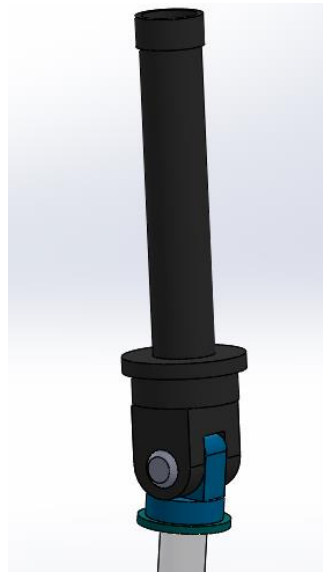
permite ajustar su tamaño para la prótesis que se quiera evaluar. Además, la mantienen rígida para poder evaluar mejor su movimiento. Sin embargo, el diseño G es el más acertado ya que este tiene un menor costo en los materiales y en la manufactura, además de ser mucho más liviano.

**4.2.2.9 Diseño conceptual del prototipo en su parte superior (primera ronda).** En esta primera ronda se plantea un diseño conceptual como solución al problema de sostener la prótesis transtibial en su parte superior, al cual, se le realiza una breve descripción de su funcionamiento y una evaluación con respecto a los criterios. Para el diseño se utilizó una prótesis transtibial de tamaño estándar con medidas de un adulto promedio, para observar que la prótesis encaja en el diseño.

**Diseño conceptual H.** Se utiliza un tubo concéntrico pequeño a la media del diámetro de la tibia de la prótesis, el cual se incrusta y mediante un disco concéntrico se aprieta. Este pequeño tubo se une mediante un pasador a otro tubo concéntrico más largo que se ajusta al tubo de la máquina MTS Bionix. Este pasador permite la flexión de la prótesis durante la marcha humana. Mientras que el tubo concéntrico más largo, será el encargado de transmitir la fuerza de la máquina a la prótesis, estos dos se aprietan mediante un tubo concéntrico roscado a la medida.

**Figura 26**

*Diseño conceptual H de la parte superior del prototipo*



**4.2.2.10 Evaluación Pugh para el diseño de la parte superior de la primera ronda.** En esta evaluación, se muestra la tabla 14 donde se concentran los conceptos claves del diseño conceptual H, y en la tabla 15 donde se observa la matriz pugh con los criterios de evaluación.

**Tabla 14**

*Conceptos claves de la primera ronda de diseño de la parte superior.*

Diseño conceptual	Descripción
H	Se propone un mecanismo de tubos concéntricos, uno encargado de sostener a la prótesis y darle el movimiento de flexión que esta requiere; y el otro, encargado de transmitir la fuerza que ejerce la máquina MTS Bionix sobre la prótesis. Estos dos se aprietan manualmente y van unidos entre sí mediante un pasador que permite su movimiento.

**Tabla 15***Evaluación Pugh para la primera ronda de diseño de la parte superior*

<b>Criterios</b>	<b>Diseño conceptual H</b>
Piezas comerciales	-
Costos de materiales	s
Costo de manufactura	s
Tiempo de manufactura	-
Tamaño	-
Liviano	+
Acople con la prótesis	s
Simulación de la marcha	+
Mantenimiento	+
Resistencia al desgaste	s
<b>Puntos positivos</b>	4
<b>Puntos negativos</b>	3

Con la evaluación de la primera ronda, se muestra un diseño con bastantes puntos positivos y con algunos negativos. Aunque este diseño sirva para simular la marcha, solo funciona para un tipo de prótesis a la medida, por lo que se debe mejorar.

#### **4.2.2.11 Diseño conceptual del prototipo en su parte superior (segunda ronda).**

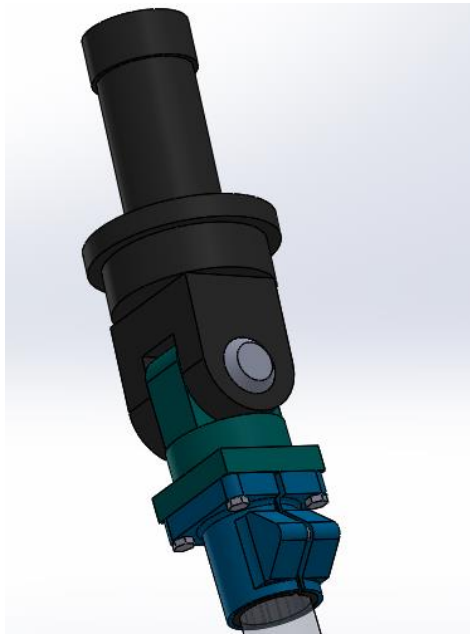
En esta segunda ronda se utiliza el diseño antes propuesto para mejorar sus puntos negativos, teniendo en cuenta sus puntos aceptables, para así, lograr la mejor propuesta de diseño.

**Diseño conceptual I.** En este diseño se utiliza el mismo concepto que en el diseño anterior, dos tubos concéntricos, uno que pueda sostener y darle movimientos de flexión a la prótesis, y el otro que transmita la fuerza que ejerce la máquina MTS Bionix a la prótesis. Para poder ajustarla dependiendo del diámetro de esta, se utiliza una unión de apriete de tubos, la cual permite un fácil montaje y una gran sujeción entre los tubos; además, cuenta con un manguito reductor de fácil montaje y desmontaje, que le da un mayor rango de diámetro a la prótesis que se requiera. Esta unión, se encuentra atornillada al elemento donde

se encuentra el pasador. El tubo que se une al elemento de la máquina MTS Bionix se hace más corto para poder tener un mejor ajuste y se aprieta mediante una tuerca concéntrica roscada.

### Figura 27

*Diseño conceptual I de la parte superior del prototipo*



**4.2.2.12 Evaluación Pugh para el diseño de la parte superior de la segunda ronda.** En esta, se muestra la tabla 16 donde se concentran los conceptos claves del diseño conceptual I y la tabla 17 donde se observa la matriz pugh.

**Tabla 16***Conceptos claves de la segunda ronda de diseño de la parte superior*

Diseño conceptual	Descripción
I	Se propone un mecanismo de tubos concéntricos, uno encargado de sostener a la prótesis y darle el movimiento de flexión que esta requiere; y el otro, encargado de transmitir la fuerza que ejerce la máquina MTS Bionix sobre la prótesis. El primero se ajusta a la prótesis mediante una unión de apriete y con la ayuda de un manguito se puede regular el diámetro que se requiera, el cual, se atornilla al elemento del pasador para así darle el movimiento. El segundo se ajusta a la máquina MTS Bionix mediante una tuerca concéntrica pequeña roscada.

**Tabla 17***Evaluación Pugh para la segunda ronda de diseño de la parte superior*

Criterios	Diseño conceptual I
Piezas comerciales	+
Costos de materiales	s
Costo de manufactura	s
Tiempo de manufactura	s
Tamaño	+
Liviano	s
Acople con la prótesis	+
Simulación de la marcha	+
Mantenimiento	+
Resistencia al desgaste	+
<b>Puntos positivos</b>	6
<b>Puntos negativos</b>	0

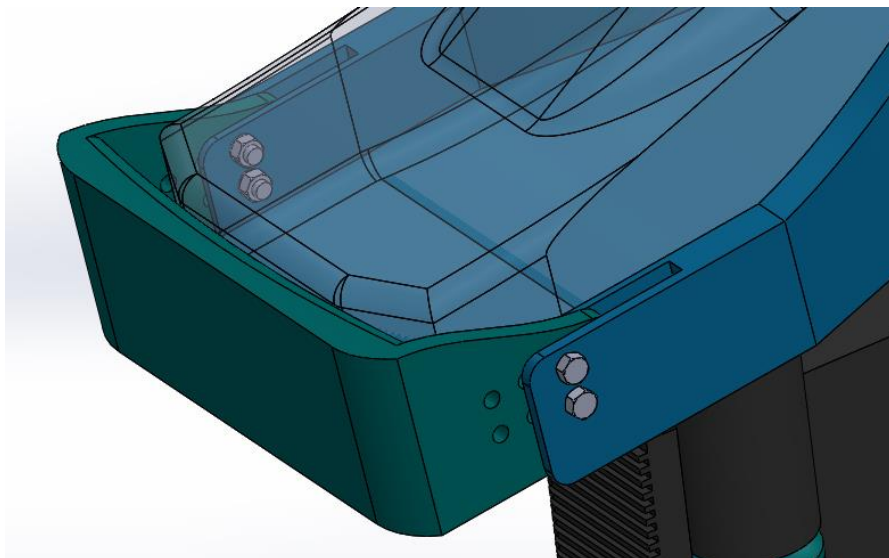
Con la evaluación Pugh, se deduce que este prototipo superior cuenta con más puntos positivos y cero puntos negativos, lo cual, lo hace, funcional para lo que requiere el mecanismo, ya que, simula muy bien la marcha y hay un gran acople entre el prototipo, la prótesis y la máquina MTS Bionix.

**4.2.2.13 Sistema de ajuste de longitud del prototipo.** Se hace necesario poder regular la longitud del prototipo debido a que no siempre se va a analizar prótesis con la misma longitud del pie. Este prototipo debe ser capaz de ajustarse según la medida que se requiera.

**Tornillo, perno y arandela.** La base que sostiene la prótesis está dividida en dos partes, en la cual, la más pequeña podrá deslizarse dentro de la otra mediante unas correderas deslizantes internas, que permiten un suave desplazamiento entre ellas. Cada parte de la base tendrá dos perforaciones, las cuales, se pueden alinear una frente a la otra. Para poder acoplarse, se utilizan dos tornillos los cuales atraviesan esas perforaciones, manteniendo así, las dos partes unidas. Para apretar estos tornillos, se utilizan unas arandelas y pernos a la medida. Es un mecanismo sencillo pero eficaz, que le permite al prototipo tener un rango de longitudes amplio, abarcando casi todas las medidas de longitud de prótesis transtibiales.

### **Figura 28**

*Diseño del sistema de ajuste de longitud del prototipo*

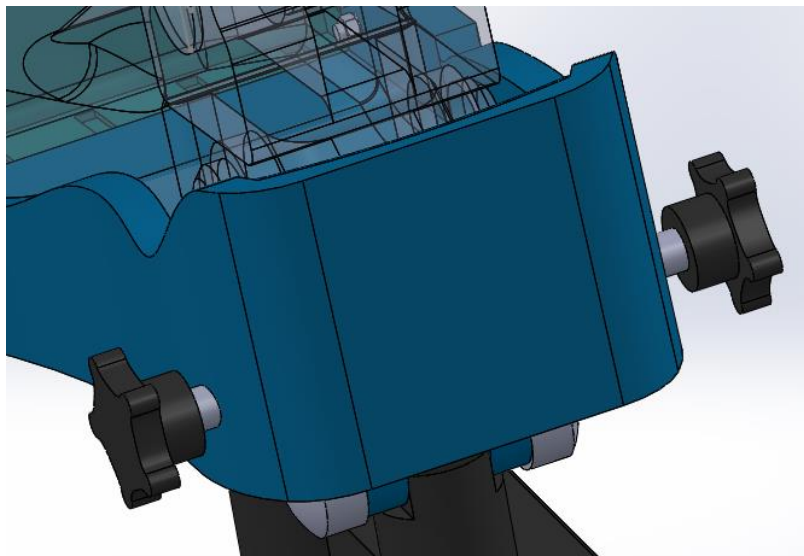


**4.2.2.13 Sistema de apriete de la prótesis al prototipo.** Se hace necesario que la prótesis se mantenga totalmente rígida al prototipo, para así evitar que tenga algún desplazamiento brusco o algún movimiento no deseado. Es por ello, que se requiere un mecanismo que pueda ajustar la prótesis según la medida que esta tenga a la base previamente ensamblada.

**Tornillos de apriete manual.** A la parte de la base más grande, donde se ubica el talón de la prótesis, se encuentran dos perforaciones previamente hechas a la medida justa; por estas, se incrustan dos tornillos de apriete, los cuales, de manera manual, se pueden ajustar hasta la longitud que se requiera. Es por ello que, estos tornillos permiten mantener a la prótesis centrada, alineada y rígida, con respecto al prototipo. Es un mecanismo sencillo, donde sirve de complemento para poderle dar la mayor rigidez a la prótesis. Debido a que esta ya se encuentra ajustada en su longitud, estos tornillos servirán para darle un mejor ajuste, manteniendo firme la prótesis con respecto a la base del prototipo en su parte inferior.

### Figura 29

*Diseño del sistema de apriete de la prótesis al prototipo*



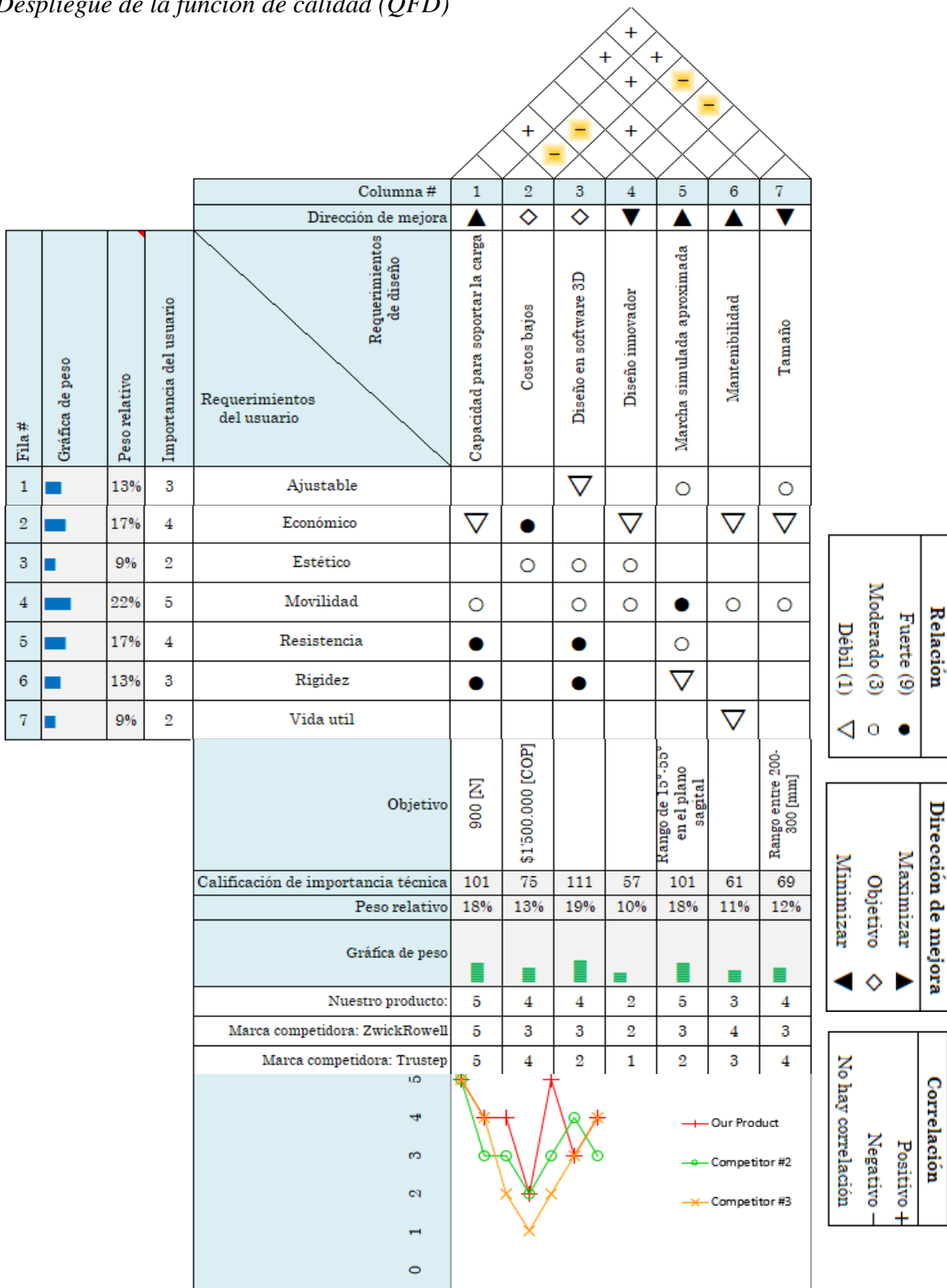
#### ***4.2.3 Despliegue de la función de calidad (QFD)***

Después de hacer la respectiva selección del diseño conceptual tanto para la parte inferior como superior, junto con el sistema de ajuste de longitud y el sistema de acople de la prótesis con el prototipo, se puede considerar un diseño que consta de estos tres elementos, al cual, se le puede hacer un despliegue de la función de calidad, donde se estudia el grado de satisfacción que cumplen las especificaciones técnicas escogidas en función de las escogidas por el usuario. Posterior a esto, se realiza una evaluación comparativa del diseño presentado con el de dos prototipos comerciales, que se encuentran actualmente en el mercado internacional, que se encargan de hacerle un análisis dinámico a las prótesis transtibiales. Estos dos prototipos los proporcionan las empresas ZwickRowell y Trustep.

Gracias a esta matriz QFD, se puede observar cuál es el objetivo de los requerimientos técnicos al cual se quiere llegar y a la dirección que se quiere llegar con estos, ya sea para maximizar o minimizar. Además, se muestra la correlación que poseen estos requerimientos entre sí y como se afectan tanto positiva como negativa, o si no hay ningún tipo de relación entre estos. Una vez evaluados los requerimientos, se procede a estudiar la importancia que obtuvo cada uno de estos.

Figura 30

Despliegue de la función de calidad (QFD)



De los resultados obtenidos en la matriz QFD en la función comparativa del producto diseñado con el que ofrecen las dos compañías ya desarrollados, se puede denotar que hay equivalencia en cuanto a buscar que el prototipo soporte cargas muy altas para así poder analizar la prótesis de la mejor manera.

En cuanto a los costos, el producto diseñado tiende a ser un poco más elevado, ya que, los productos competidores provienen de compañías ya sustentadas en el mercado con una manufactura muy alta, no se limitan en tecnología y pueden producir en volumen considerable. Los diseños de las empresas competidoras tienden a ser aún más convencionales, poco innovadoras pero que cumplen a plenitud con su función. Además, tienden a crear prototipos bastante grandes en tamaño sin la capacidad de adaptarse al tamaño de la prótesis, simplemente porque funcionan para cualquier tipo.

El aspecto más importante que es el de la simulación de la marcha humana, es el requerimiento donde diseño presentado tiene un mejor desempeño, ya que trata de simular con mayor precisión el movimiento de la prótesis durante su marcha. Mientras que las compañías mencionadas, solo manejan movimientos simples, en una sola dirección, y si se quiere evaluar cuando la prótesis se flexiona, entonces se requiere otro tipo de prototipo diferente, por lo cual, manejan uno para cada necesidad.

Teniendo en cuenta estos requerimientos estudiados, se procede a continuar con la fase B donde se estudia el diseño en detalle del prototipo.

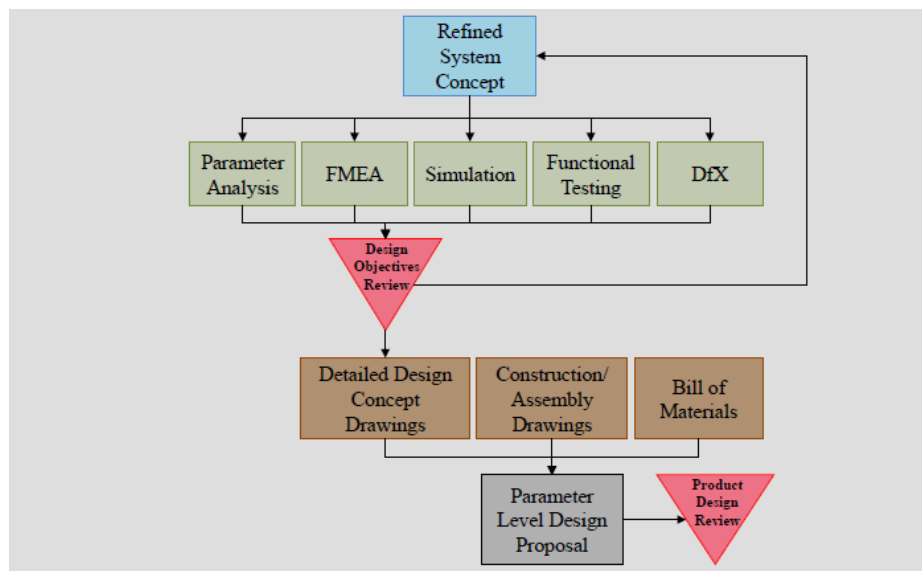
### **4.3 Fase B**

En esta fase se definen los parámetros del concepto de diseño establecido en la Fase A, para la cual, se debe realizar un análisis de estos, simulaciones y pruebas funcionales

mediante una simulación detallada; además de un análisis de los efectos de falla (FMEA). Para poder realizar el diseño en detalle, se deben realizar dibujos del diseño en detalle y del ensamblaje terminado, los cuales se verán reflejados en planos de dibujo. En cuanto al costo de los materiales, será un valor aproximado y estimado, debido a que el prototipo será simulado y no construido.

**Figura 31**

*Fase B*



Nota. Adaptado de *NASA ESMD Capstone Design*, por John K. Gershenson, PhD.

#### 4.3.1 Diseño en detalle

**4.3.1.1 Materiales para su funcionamiento.** Aunque el prototipo no será construido, se debe tener en cuenta los materiales que mejor se adapten a su funcionamiento. Los materiales más comunes en la manufactura de prótesis y sus piezas, además de las máquinas relacionadas a la prueba de prótesis son:

- **El acero inoxidable:** es conocido por su gran resistencia a la corrosión debido a que contiene cromo. Permite acabados superficiales atractivos, pero sigue siendo un material costoso con respecto a otros.

- **El acero bajo en carbono:** llamados también aceros dulces o fierros, son aquellos que presentan una buena soldabilidad, además de ser dúctiles y maleables, que, aunque tiene buena resistencia es relativamente más pesado comparado con otros materiales.

- **El aluminio:** es uno de los materiales más usados en la industria debido a que son livianos y no es un material costoso. Aunque es menos resistente que el acero, tiene una buena maleabilidad y se puede maquinar con facilidad.

- **El titanio:** tienen una gran resistencia a la corrosión, poseen una gran rigidez y tenacidad. Debido a su baja densidad es un material liviano, pero considera un costo altísimo para su construcción.

Debido a que el prototipo debe tener buena rigidez y una alta resistencia mecánica para poder soportar grandes cargas, para la construcción de la base del prototipo, el sistema de agarre en su parte superior y el mecanismo de pistones, se recomienda el uso de aceros bajos en carbono, ya que permitirían una mejor maleabilidad para poder construir las partes más irregulares. En cuanto a la relación costo – durabilidad, el mejor acero sería el SAE 1020, el cual se debe llevar a un proceso de cromado para evitar su fácil corrosión. En cuanto a los pasadores usados en el prototipo, se recomienda igualmente usar acero SAE 1020 para que puedan soportar grandes cargas. Los tornillos y los acoples se realizan con medidas estandarizadas, los cuales se encuentran en el mercado en acero inoxidable.

**4.3.1.2 Movilidad del prototipo.** Para lograr la movilidad en el prototipo similar a la marcha humana se deben tener en cuenta tres factores:

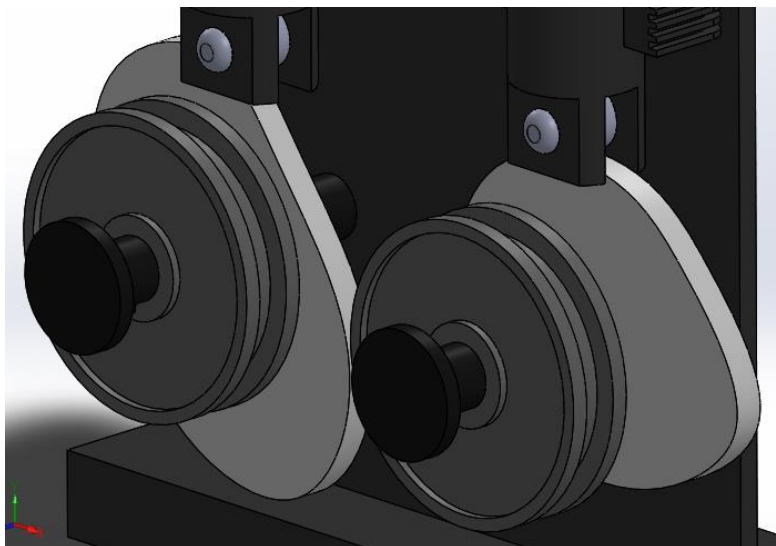
- **Primero**, en su parte posterior, el prototipo logre agarrar y mantener estable la prótesis, permitiéndole un pequeño giro en el plano sagital.

- **Segundo**, una base con un sistema de ajuste tanto de longitud como un sistema de agarre que sean capaces de sostener la prótesis y mantenerla totalmente rígida en su parte inferior, de tal manera que no se deslice y que se acople a la base de la mejor manera.

- **Tercero**, un mecanismo que sea capaz de darle movimiento a esa base, el cual pueda simular el caminar de una prótesis. Para esto, se utiliza un mecanismo de dos levas, una sobre un pasador estático y otra sobre un pasador con corredera, que giran cada una sobre un eje, donde se moverán con la ayuda de un motor y dos poleas. Este permitirá girar la base en el plano sagital en los ángulos correspondientes de giro de una marcha humana y lograr ejercer cierta presión en ciertos momentos de la marcha.

### Figura 32

*Mecanismo de levas, poleas y correa del prototipo*

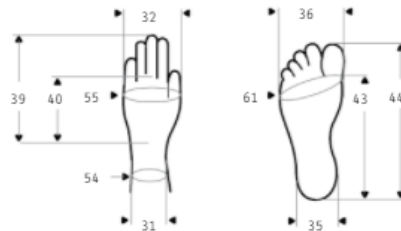


**4.3.1.3 Dimensionamiento de los elementos del prototipo.** El prototipo debe ajustarse a la medida de la prótesis transtibial que se quiera probar, pero, no todas estas prótesis tienen las mismas dimensiones.

**Cálculos de la base y sus pasadores inferiores.** Actualmente en el mercado hay prótesis transtibiales de diferentes tamaños. Por esto, la base del prototipo encargada de sostener la prótesis en su parte inferior se diseña para que abarque la longitud tanto del ancho como del largo de un pie adulto promedio en la población de Colombia. El tamaño promedio del pie de un hombre adulto colombiano que oscila entre los 20 – 39 años, es de 25,3 cm de largo y 9,85 cm de ancho en su parte superior y 6,7 cm de ancho en su parte inferior.

**Figura 33**

*Dimensiones de pie de hombre colombiano entre 20-39 años*



Dimensiones	20 - 29 años (n= 487)						30 - 39 años (n= 447)				
	x̄	D.E.	Percentiles			x̄	D.E.	Percentiles			
			5	50	95			5	50	95	
19 Anchura de la cara	13.9	0.58	13.0	14.0	15.0	14.0	0.59	13.1	14.0	15.1	
20 Anchura transversal cabeza	15.4	0.57	14.5	15.4	16.5	15.5	0.60	14.6	15.5	16.5	
21 Anchura antero-post. cabeza	18.9	0.74	17.7	18.9	20.1	18.9	0.79	17.6	18.9	20.2	
31 Anchura de muñeca	5.4	0.31	4.9	5.4	6.0	5.5	0.31	5.0	5.5	6.0	
32 Anchura de mano	8.3	0.39	7.7	8.4	9.1	8.3	0.39	7.7	8.4	9.0	
35 Anchura de talón	6.6	0.49	5.9	6.7	7.5	6.8	0.45	6.0	6.8	7.6	
36 Anchura de pie	9.8	0.54	9.0	9.9	10.8	9.9	0.52	9.1	9.9	10.8	
39 Largura de la mano	18.3	0.90	17.0	18.4	20.0	18.3	0.93	16.8	18.3	19.9	
40 Largura palma de la mano	10.3	0.56	9.4	10.3	11.3	10.2	0.57	9.3	10.3	11.2	
43 Largura de pie	25.4	1.22	23.5	25.3	27.5	25.2	1.19	23.2	25.2	27.1	
44 Largura planta del pie	20.4	1.01	18.7	20.4	22.2	20.3	0.93	18.8	20.4	21.8	
45 Perímetro de cabeza	55.3	1.62	52.9	55.4	58.1	55.7	1.77	52.8	55.7	58.9	
54 Perímetro de la muñeca	16.2	0.80	14.9	16.2	17.5	16.4	0.79	15.2	16.4	17.9	
55 Perímetro metacarplal	20.2	1.02	18.7	20.2	22.0	20.3	0.99	18.7	20.3	22.0	
61 Perímetro metatarsial	24.6	1.31	22.6	24.6	26.8	24.8	1.18	23.0	24.8	26.7	

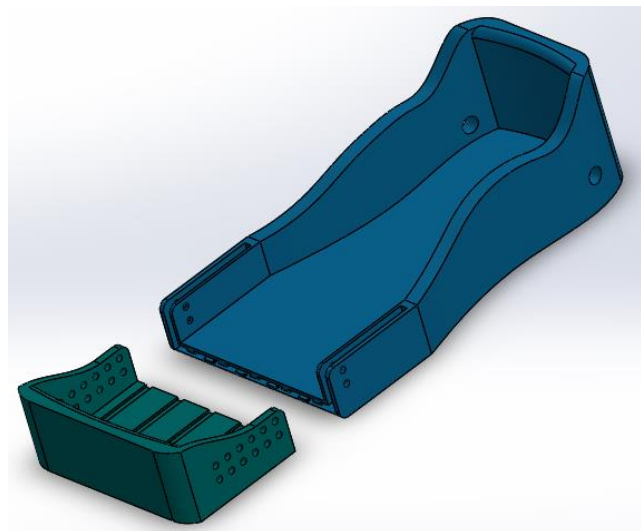
Nota. Adaptado de *Dimensiones antropométricas de la población latinoamericana: México, Cuba, Colombia, Chile*, por Avila Chaurand R., Prado León L.R.

Con respecto a estas dos medidas, se diseña el largo y ancho de la base del prototipo. Sin embargo, la base se diseña en dos partes, para así, poder variar su longitud de largo. Las dos partes cuentan con un sistema de corredera, en la cual se pueden deslizar fácilmente una con otra. Su parte más corta, cuenta con 12 orificios a cada lado de 4mm de diámetro, divididos en dos grupos de 6, separados 9 mm unos de otros; mientras que la parte más larga de la base cuenta con dos orificios del mismo diámetro a cada lado. Estos orificios tienen la finalidad de unir las dos partes de la base mediante dos tornillos de 4 mm de diámetro a cada lado.

Además, la parte más larga de la base cuenta con dos orificios de 10 mm de diámetro en su parte inferior, por el cual, se ajustan dos tornillos de apriete manual que se encargan de mantener con total rigidez la prótesis en la base.

### **Figura 34**

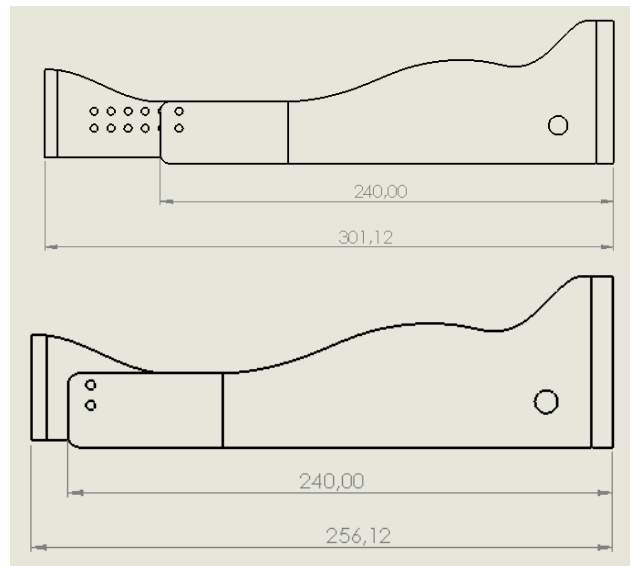
*Partes de la base del prototipo*



Cuando se encuentran unidas las dos partes, estas alcanzan una longitud exterior mínima de 25,6 cm y una longitud exterior máxima de 30 cm, aproximadamente. Cuando la base se encuentra recogida, la longitud mínima que se puede ajustar a una prótesis es de 23 cm de largo, mientras que cuando se encuentra extendida en su máxima longitud, esta puede llegar a los 27,5 cm de largo. La parte superior cuenta con 11,9 cm de ancho y la parte inferior cuenta con 8,15 cm de ancho. Aunque estas medidas no se puedan variar, los tornillos de apriete manual de 10mm se ajustan según el ancho de la prótesis.

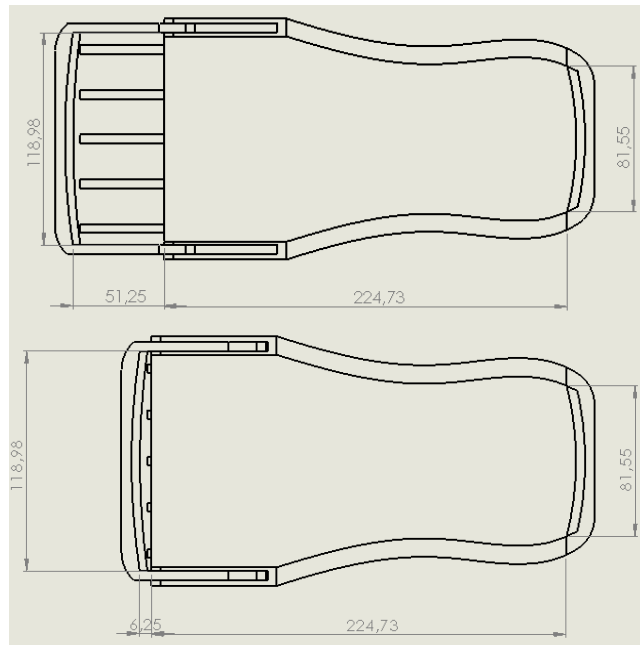
### Figura 35

*Dimensiones externas de la base del pie del prototipo en la vista lateral*



**Figura 36**

*Dimensiones internas de la base del pie del prototipo en la vista superior*



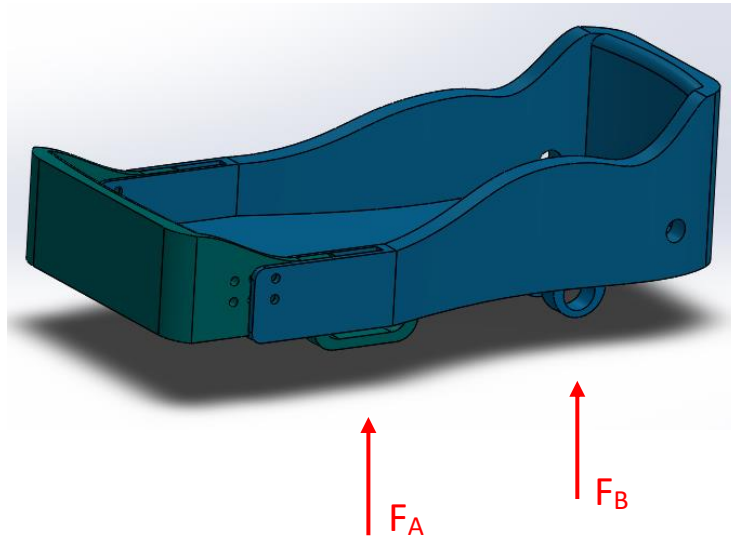
La base del prototipo debe tener una alta resistencia ya que es una pieza a la cual se le aplican cargas muy altas y esta debe poder garantizar que las soporta. Además, se diseña con un grosor de 15 mm para que pueda soportar estas cargas y se puedan acoplar todas sus partes de la mejor manera. Para poder dimensionar el mecanismo encargado de darle movilidad a la base, se plantea hacer un análisis de resistencia de materiales, para el cual, se toma como referencia la base extendida en un valor promedio de 25 cm de longitud interior.

Como a la base se le aplica una fuerza en newton, se toma un valor estimado de una carga máxima de 980 N, el cual es una fuerza distribuida que se ejerce uniformemente sobre la parte superior de la base. Este valor es basado en el peso humano de un adulto que recae sobre una prótesis transtibial cuando se efectúa la marcha. En su parte inferior, la base tiene dos pasadores de cortante doble sujetos mediante tornillos de 5 mm de diámetro.

Teniendo en cuenta estos datos, se procede a hacer el análisis de resistencia. Al aplicarle la fuerza distribuida sobre la base, los pasadores inferiores generan dos reacciones para contrarrestar esta fuerza, en dirección perpendicular a la base.

### Figura 37

*Reacciones sobre la base del prototipo*



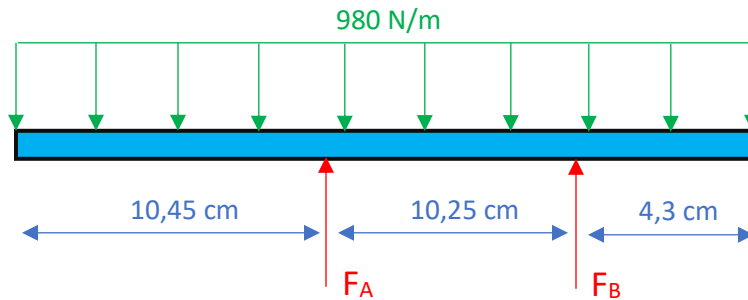
$F_A$  = reacción del pasador A.

$F_B$  = reacción del pasador B.

Estas reacciones  $F_A$  y  $F_B$  se encuentran separadas 10,25 cm una de la otra. La reacción  $F_B$  se encuentra a 4,3 cm del extremo de la base más cercana, mientras que  $F_A$  se encuentra a 10,45 cm del otro extremo de la base.

**Figura 38**

*Diagrama de cuerpo libre de la base del prototipo*



La carga distribuida se convierte a una carga puntual F, multiplicando la fuerza por la distancia sobre la que se encuentra distribuida.

$$F = 980 \text{ N/m} \times 0,25 \text{ m}$$

$$F = 245 \text{ N.}$$

Teniendo la fuerza F, se hallan el valor de las reacciones haciendo sumatoria de momentos sobre donde se encuentra la reacción A y sumatoria de fuerzas en el eje Y.

$$\sum M_A = 0; \quad (1)$$

$$F_B \times (0,1025 \text{ m}) - 245 \text{ N} \times (0,0205 \text{ m}) = 0$$

$$F_B = 49 \text{ N.} \quad (2)$$

$$\sum F_y = 0; \quad (3)$$

$$F_A + F_B = F$$

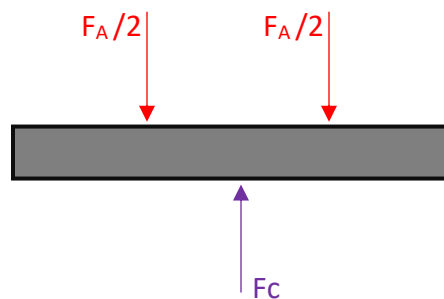
$$F_A = 245 \text{ N} - 49 \text{ N} \quad F_A = 196 \text{ N.} \quad (4)$$

Con el valor de las reacciones en Newton, se procede a hallar el diámetro mínimo al cual se pueden diseñar los pasadores que se encuentran debajo de la base, ya que estas dos son unas de las piezas más críticas del prototipo.

A través de los pasadores, se cruzará un cilindro sometido a una carga de doble corte debido a las reacciones causadas por la base. Como las dos reacciones tienen valores distintos, se toma como referencia la de mayor valor para hallar el diámetro mínimo al que pueden llegar a soportar los pasadores, que, en este caso, es el encontrado en el pasador A.

### Figura 39

*Diagrama del cuerpo libre del pasador A*



$$F_A / 2 = 98 \text{ N.}$$

$$F_C = 196 \text{ N.} \quad (5)$$

Como se puede observar, la fuerza  $F_C$ , la cual es la fuerza del cilindro, será soportada por dos áreas del pasador, y con esta fuerza, se procede a utilizar la ecuación de esfuerzo cortante para así, calcular el diámetro mínimo.

$\tau = \text{esfuerzo cortante.}$

$$\tau = \frac{F_C}{2 * A_{\text{corte}}} \quad (6)$$

$A_{\text{corte}} = \text{área sometida al corte.}$

El material estimado para realizar el pasador es el acero bajo en carbono SAE 1020, y de sus propiedades mecánicas, utilizamos su resistencia a la fluencia por tensión para así hallar su resistencia al corte.

### Figura 40

#### *Propiedades mecánicas de aceros a bajo carbono*

TABLA 9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono							
Datos de varias fuentes. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa							
Número SAE/AISI	Estado	Limite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163

Nota. Adaptado de *Society of Automotive Engineers*, por Warrendale Pa, SAE Handbook.

Con la información del límite elástico del acero 1020 laminado en caliente, se estima que el límite de corte es la mitad de ese valor, y así, igualarlo en la ecuación 6.

$$\frac{S_y}{2} = \tau \quad (7)$$

$$\frac{S_y}{2} = \frac{F_c}{2 \cdot A_{\text{corte}}} \quad (8)$$

El área transversal del pasador es circular, por lo cual, su ecuación es:

$$A_{\text{corte}} = \pi * \frac{D_{\text{pasador\_min}}^2}{4} \quad (9)$$

Reemplazando la ecuación 9 en la ecuación 8 y despejando, se procede a hallar el diámetro del pasador mínimo.

$$D_{pasador\_min} = \sqrt{\frac{4*Fc}{\pi*S_y}} \quad (10)$$

Por último, se reemplazan los valores previamente hallados en la ecuación 10 y se obtiene el valor del diámetro.

$$D_{pasador\_min} = \sqrt{\frac{4*196}{\pi*2,07*10^8}} = 0,001097 \text{ [m]} \quad (11)$$

Aunque da un valor muy pequeño, es un valor mínimo, por lo cual, se utiliza un pasador de diámetro mayor, para que el cilindro que es empujado por el pistón transmita la fuerza necesaria para darle movilidad a la base del prototipo. Además, es un tamaño estándar que se puede encontrar en el mercado y que le da una mejor viabilidad al mecanismo por cuestiones de espacio.

$$D_{pasador} = 15 \text{ mm} \quad (12)$$

Se procede a calcular la longitud mínima del pasador para que resista la fuerza ejercida sobre él y no falle por aplastamiento. El esfuerzo por aplastamiento en el pasador se da mediante la siguiente ecuación.

$\sigma = \text{esfuerzo por aplasmiento}$

$$\sigma = \frac{Fc}{2*t_{min}*D_{pasador}} \quad (13)$$

$t_{min} = \text{espesor de la base del área proyectada en el pasador}$

En la figura de las propiedades mecánicas de aceros bajo en carbono, se utiliza la resistencia a la fluencia como el valor máximo de esfuerzo de aplastamiento que sufre el pasador, y así, se despeja el  $t_{min}$  de la ecuación 13.

$$\sigma = Sy = 2,07 \times 10^8 \text{ Pa} \quad (14)$$

$$t_{min} = \frac{Fc}{2 * Sy * D_{pasador}} \quad (15)$$

$$t_{min} = \frac{196}{2 * 2,07 \times 10^8 * 0,015} = 0,00003156 \text{ [m]} \quad (16)$$

Se toma como referencia el valor mínimo de la ecuación 16, para diseñar el pasador con una longitud de 40mm para que pueda soportar el cilindro que es empujado por la leva.

**Cálculos en el sistema de levas y poleas.** Con los valores de las reacciones, se conoce la fuerza que ejerce cada cilindro sobre cada uno de los pasadores inferiores. Para conocer el diámetro mínimo del cilindro de empuje, se estima que el cilindro es realizado en acero 1010 y con la información de la figura de las propiedades mecánicas del acero, se utiliza su límite elástico y así, con la ecuación de esfuerzo, hallar su diámetro.

$$\sigma = Sy = \frac{Fc}{A_{pistón}} \quad (17)$$

$$A_{pistón} = \pi * \frac{D_{min\_pistón}^2}{4} \quad (18)$$

$$D_{min\_pistón} = \sqrt{\frac{4 * Fc}{\pi * Sy}} \quad (19)$$

$$D_{min\_pistón} = \sqrt{\frac{4 * 196}{\pi * 1,79 \times 10^8}} = 0,0011 \text{ [m]} \quad (20)$$

Por cuestiones de diseño y teniendo en cuenta la longitud del pasador, el cilindro tendrá un diámetro de 30mm para que se acople de la mejor manera con el pasador.

**Figura 41**

*Cilindro del mecanismo de pistones*



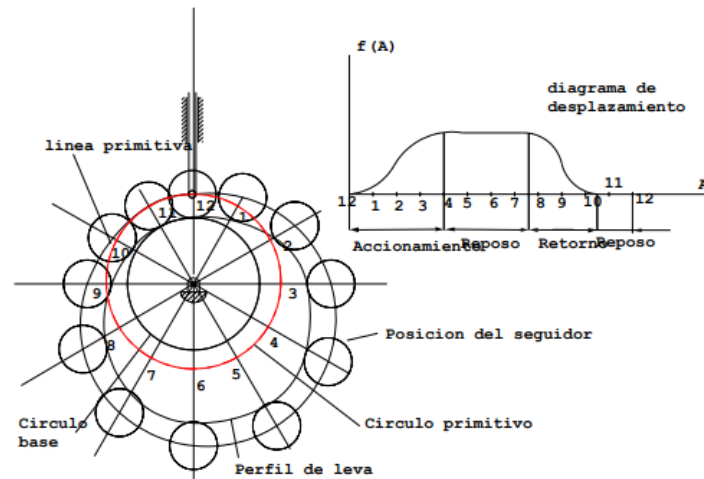
Al diseñarse los dos cilindros con las mismas dimensiones, en su parte inferior tendrá dos salientes donde se podrá acoplar un rodillo, el cual será empujado por la leva, para darle el movimiento lineal al cilindro. Para el diseño se escoge el método de Leva-seguidor, donde el contacto de estos se da mediante un rodillo, esto con el fin de reducir el rozamiento y el desgaste entre sus componentes, por lo que el cilindro se considera el seguidor de la leva. Este rodillo se diseña con un diámetro de 15 mm, debido a que el grosor de la leva será menor en comparación con el grosor del cilindro, para que se dé un contacto adecuado.

Para el caso del diseño de las dos levas, se supone el movimiento lineal de la base del pie del prototipo, el cual, será movida por el seguidor, que en este caso es el cilindro. Con base a esto, mediante un software computacional, se diseña la forma de la leva para que pueda proporcionar este movimiento. Las dos levas tendrán formas similares, sin embargo, el centro de cada una de ellas, por donde gira el radio de rotación, se encuentra ubicado en diferentes

posiciones para cada una. A la hora de realizar su diseño, se tiene en cuenta el método de diagrama de desplazamiento y el ciclo de la leva en cada cierto intervalo de giro.

### Figura 42

*Diagrama de desplazamiento de una leva cada intervalo de giro*



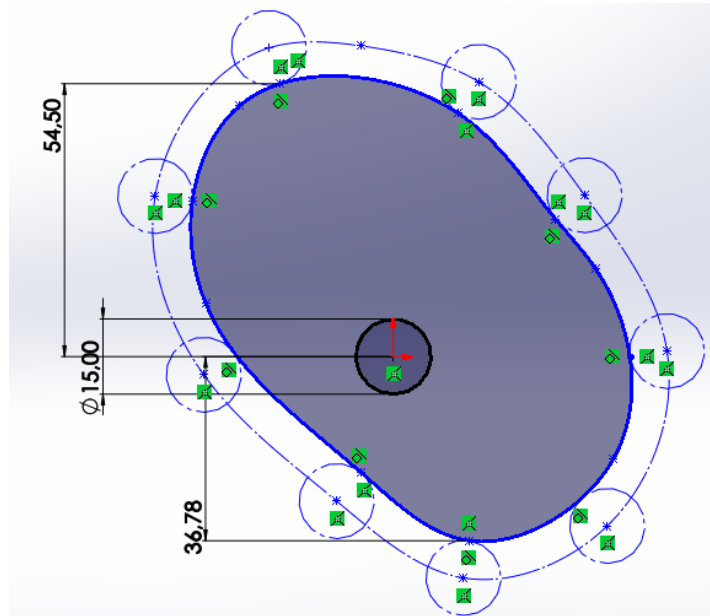
Nota. Adaptado de *Teoría de Máquina y Mecanismos*, por Joseph E. S., McGraw-Hill.

Teniendo en cuenta este diagrama se conocen dos datos principales, el radio del círculo base de la leva el cual está limitado por los componentes del eje donde se encuentra la polea y el motor que se le va a asignar; este radio se asigna por un valor de 7,5 mm para facilitar el diseño. Segundo, se conoce el radio del rodillo del seguidor, el cual anteriormente diseñado tiene un valor de 7,5 mm.

La curva primitiva se obtiene uniendo los centros del rodillo en su rotación a través de la leva. Por consiguiente, el perfil de la leva se obtiene trazando la tangente a las posiciones que irá tomando el rodillo a medida que su centro se desplaza sobre esa curva. Gracias a esto, se obtiene una leva con un perfil descentrado, donde su longitud máxima viene dada por la distancia de 54,5 mm.

**Figura 43**

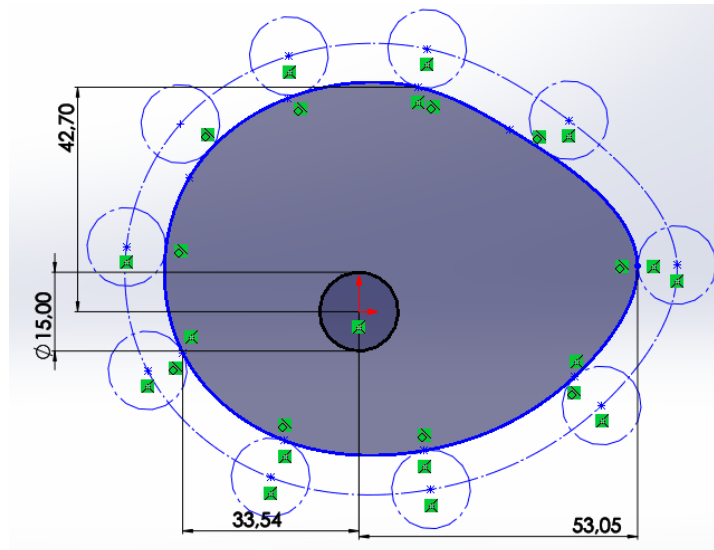
*Curva primitiva y perfil de la leva 1*



En cuanto a la segunda leva, tendrá un diseño similar, sin embargo, cuenta con una anchura mayor para que el seguidor tenga más tiempo de reposo, mientras el seguidor de la leva 1 se esté levando y viceversa. Su longitud vertical más grande viene dada por 42,7 mm, mientras que su longitud horizontal más grande viene correspondida por el valor de 53,05 mm.

**Figura 44**

*Curva primitiva y perfil de la leva 2*



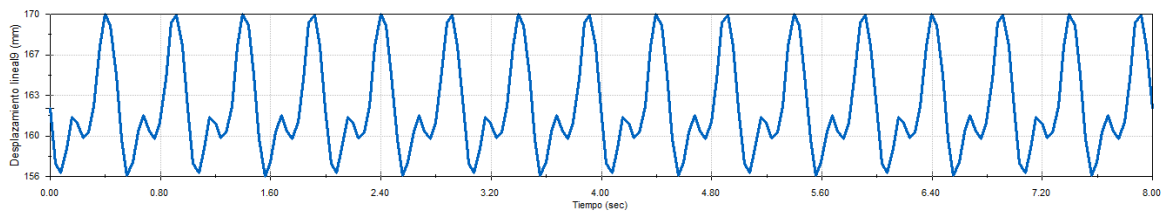
Cada leva tendrá un espesor de 7 mm, con el fin de poder acoplarse bien al cilindro y cumplir el deslizamiento adecuado con el rodillo. Donde se encuentra su radio central, tendrá una saliente circular a cada lado de 7 mm de grosor, donde tendrá una pequeña abertura cubica que le permite acoplarse al eje donde se encuentra la polea y evitar deslizamientos inadecuados.

Teniendo en cuenta la velocidad promedio de la marcha humana que es de 4,5 km/h, según la simulación realizada en el software Solidworks, se estima que para que el sistema pueda levantar la base del prototipo y generarle un movimiento oscilatorio simulado al de una marcha humana, el eje donde se encuentra ubicado el motor, debe girar a 120 rpm, lo cual equivalen a 12,56 rad/seg. Siendo una velocidad moderada para que el sistema pueda analizar cada tramo de segundo respectivo y su comportamiento durante cada fase de la marcha.

El desplazamiento del seguidor encargado de hacer girar la base los ángulos necesarios para el movimiento y a su vez de darle un movimiento lineal, el cual es el cilindro izquierdo, tendrán un desplazamiento máximo de 170 mm de longitud con respecto al eje Y, el cual se dará cuando la leva 1 toca el rodillo con su parte más larga con respecto a su eje.

**Figura 45**

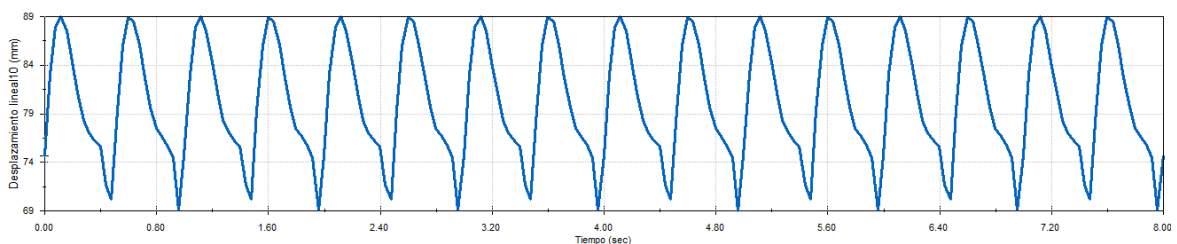
*Desplazamiento del cilindro de la leva 1*



En cuanto al cilindro derecho, el encargado de proporcionarle solo un movimiento lineal a la base en su zona inferior tendrá un desplazamiento máximo de 89 mm de longitud con respecto al eje Y. Su comportamiento no es similar al cilindro de la leva 1, ya que para llegar a su pico más alto le toma menos tiempo, logrando así, que mientras el cilindro izquierdo se desplace hacia abajo y haga girar la base, el cilindro izquierdo logre subir la base en la parte del talón de manera más rápida.

**Figura 46**

*Desplazamiento del cilindro de la leva 2*



Sobre el eje donde se encuentran las levas, irán las poleas que transmitirán el movimiento de un eje a otro mediante una correa. Debido al dimensionamiento de las levas y de la base del prototipo, al ser diseñadas con medidas no tan grandes, el mejor sistema posible que garantiza el movimiento es un sistema de poleas con correas trapezoidales tipo 3V. Este tipo de correas tienen una capacidad de potencia superior a las correas clásicas, lo que garantiza el movimiento y que no sufra posibles deslizamientos de la correa. Además de poder diseñarse con medidas pequeñas garantizando la transmisión del movimiento y reduciendo el peso de esta.

#### Figura 47

*Tipos de correas de alta calidad en V*



Nota. Adaptado de *Poleas en V, Transmisión de Potencia*, por Intermec.

Para el uso de las correas en V, se necesitan poleas en V. Según las necesidades de diseño y teniendo en cuenta el diámetro mínimo de las levas ya diseñadas, se procede a diseñar una polea que cumpla con las medidas. Esta polea se fabrica en acero laminado para que esta pueda alcanzar las velocidades necesarias para poder generar el movimiento a los ejes que moverán las levas.

Según el número de canales de la correa y el perfil de la correa, se puede estimar un valor promedio del ancho de la polea.

**Figura 48**

Ancho estándar promedio de poleas según su perfil de correa

		Número de Canales											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Perfil de la correa	A	19.0	34.9	50.8	66.7	82.5	98.4	114.3	130.2	146.0	161.9	177.8	193.7
	B	25.4	44.4	63.5	82.5	101.6	120.6	139.7	158.7	177.8	196.8	215.9	234.9
	C	34.9	60.3	85.7	111.1	136.5	161.9	187.3	212.7	238.1	263.5	288.9	314.3
	D	44.4	80.8	117.5	154.0	190.5	227.0	263.5	300.0	336.5	373.0	409.5	446.1
	3V	17.5	27.8	38.1	48.4	58.7	69.0	79.4	89.7	100.0	110.3	120.6	130.9
	5V	25.4	42.9	60.3	77.8	95.2	112.7	130.2	147.6	165.1	182.6	200.0	217.5
	8V	38.1	66.7	95.2	123.8	152.4	181.0	209.5	238.1	266.7	295.2	323.8	352.4

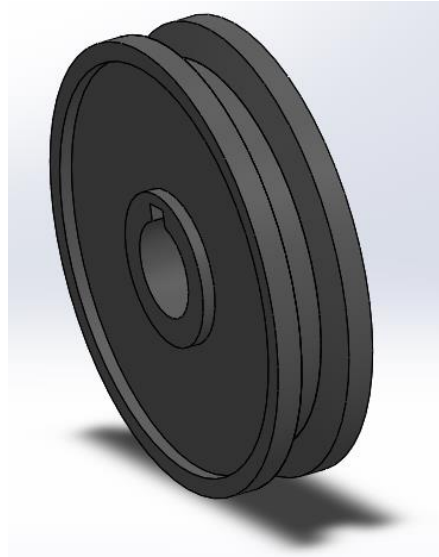
Nota. Adaptado de *Poleas en V, Transmisión de Potencia*, por Intermecc.

Según la tabla, al tener un solo canal y un perfil de correa en 3V, el ancho estandarizado sería de 17,5 mm. Sin embargo, para optimizaciones de diseño y evitar que la polea choque con la leva sobre el eje, se diseña una polea con un ancho de 16 mm, el cual permite el perfecto acople con el eje y con la leva.

Por último, se escoge el diámetro exterior que tiene la polea, los cuales, para el sistema utilizado, según la figura 58, se puede diseñar con un valor entre 50 y 85 mm, sin embargo, por cuestiones de altura del prototipo y de realizar un diseño óptimo sobre el eje, se escoge una polea con diámetro exterior de 70 mm. Esta polea se acoplará mediante un hueco y un cuñero a la medida del diámetro del eje para realizar una instalación directa.

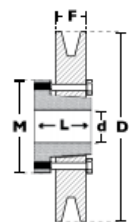
**Figura 49**

*Polea del prototipo*

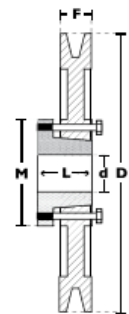


**Figura 50**

*Dimensiones de poleas según sus diámetros*



**Modelo T1**



**Modelo T3**

Diámetro Exanor		Referencia Polea	Ref. Buje	Huevo máximo con cuñero estándar [g]		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
<b>1 CANAL</b> Ancho (F) = 17,5 mm									
2,0	50	PQ 1-3V50	JA	25,4	1	27	50	T1	0,6
2,2	55	PQ 1-3V55	JA	25,4	1	27	50	T1	0,7
2,3	60	PQ 1-3V60	JA	25,4	1	27	50	T1	0,8
2,5	65	PQ 1-3V65	JA	25,4	1	27	50	T1	0,8
2,6	67	PQ 1-3V67	JA	25,4	1	27	50	T1	0,9
2,8	70	PQ 1-3V70	JA	25,4	1	27	50	T1	0,9
3,0	75	PQ 1-3V75	JA	25,4	1	27	50	T1	1,0
3,1	80	PQ 1-3V80	JA	25,4	1	27	50	T1	1,0
3,3	85	PQ 1-3V85	JA	25,4	1	27	50	T1	1,1
3,6	90	PQ 1-3V90	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	1,3
3,9	100	PQ 1-3V100	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	1,6
4,1	105	PQ 1-3V105	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	1,7
4,3	110	PQ 1-3V110	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	2,0
4,5	115	PQ 1-3V115	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	2,1
4,7	120	PQ 1-3V120	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	2,5
5,0	125	PQ 1-3V125	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	2,8
5,1	130	PQ 1-3V130	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	2,9
5,3	135	PQ 1-3V135	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	3,0
5,6	140	PQ 1-3V140	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	3,2
6,0	150	PQ 1-3V150	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	3,5
6,3	160	PQ 1-3V160	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	3,8
6,5	165	PQ 1-3V165	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	3,9
6,7	170	PQ 1-3V170	SH	34,9	1-3/8	33	70	T1	4,0
6,9	175	PQ 1-3V175	SH	34,9	1-3/8	33	80	T1	4,5
7,0	180	PQ 1-3V180	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T1	4,8
7,5	190	PQ 1-3V190	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T3	5,1
8,0	200	PQ 1-3V200	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T3	5,5
9,0	230	PQ 1-3V230	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T3	6,0
9,9	250	PQ 1-3V250	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T3	7,8
10,6	270	PQ 1-3V270	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T3	8,0
11,0	280	PQ 1-3V280	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	10,6
11,8	300	PQ 1-3V300	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	11,3
12,5	320	PQ 1-3V320	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	12,0
13,7	350	PQ 1-3V350	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	13,2
14,0	355	PQ 1-3V355	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	13,5
15,7	400	PQ 1-3V400	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	14,1
19,0	485	PQ 1-3V485	SK	54,0	2-1/8	50	100	T3	17,0

Nota. Adaptado de *Poleas en V, Transmisión de Potencia*, por Intermec.

Con el diámetro exterior de la polea hallada, se procede a calcular la potencia del motor, según las rpm escogidas para darle movimiento al sistema y según el tipo de correas escogida para el acople de las poleas.

**Figura 51**

*Tabla de capacidad de transmisión por canal (en HP)*

RPM del Eje más Rápido	Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)									
	55	60	65	67	70	75	80	85	90	105
100	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,19	0,21	0,23	0,27	0,33
200	0,16	0,20	0,24	0,27	0,31	0,35	0,39	0,43	0,50	0,61
300	0,23	0,28	0,33	0,38	0,43	0,50	0,55	0,62	0,72	0,88
400	0,28	0,35	0,42	0,49	0,55	0,64	0,71	0,80	0,93	1,14
500	0,34	0,42	0,50	0,59	0,67	0,78	0,86	0,97	1,13	1,38
575	0,37	0,47	0,56	0,66	0,75	0,88	0,97	1,10	1,28	1,57
600	0,38	0,48	0,58	0,68	0,78	0,91	1,00	1,14	1,33	1,63
690	0,43	0,54	0,65	0,76	0,88	1,02	1,13	1,28	1,50	1,84
700	0,43	0,55	0,66	0,77	0,89	1,04	1,15	1,30	1,52	1,86
725	0,44	0,56	0,68	0,80	0,91	1,07	1,18	1,34	1,57	1,92
800	0,47	0,60	0,73	0,86	0,99	1,16	1,30	1,45	1,70	2,10
870	0,50	0,64	0,78	0,92	1,06	1,24	1,38	1,56	1,83	2,25
900	0,52	0,66	0,80	0,95	1,10	1,28	1,42	1,60	1,90	2,32
950	0,54	0,69	0,84	0,99	1,14	1,34	1,50	1,68	1,98	2,43
1000	0,56	0,72	0,87	1,03	1,20	1,40	1,55	1,76	2,07	2,54

Nota. Adaptado de *Poleas en V, Transmisión de Potencia*, por Intermecc.

Teniendo en cuenta que el sistema gira a 120 rpm y se cuenta con un diámetro exterior de 70 mm, el valor nominal de la potencia del motor se encuentra entre 0,17 y 0,31 HP. Al interpolar, se arroja un valor de 0,198 HP. Por lo tanto, la potencia del motor escogida para el sistema será de 0,2 HP, el cual equivalen a 0,14914 kW.

La potencia transmitida o corregida  $P_c$ , se calcula multiplicando la potencia del motor por el factor de servicio  $K$ , escogido según los requerimientos del sistema.

**Figura 52***Factor de servicio del motor*

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadores Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de mas de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4

Nota. Adaptado de *Poleas en V, Transmisión de Potencia*, por Intermecc.

Debido a que el sistema se encuentra en un servicio continuo por la máquina MTS que le arroja constantemente una fuerza al prototipo, el factor de servicio adecuado es de  $k = 1,2$ .

$$P_c = P_{motor} \times K \quad (21)$$

$$P_c = 0,2 \times 1,2 = 0,24 \text{ HP} \quad (22)$$

Para cada una de las levas, se diseña la misma polea con las mismas dimensiones escogidas. Por lo que ahora se procede a calcular la distancia que hay entre los centros de estas poleas. Al ser poleas con el mismo diámetro, tienen un factor de relación igual a 1, el cual, nos indica que su arco de contacto en grados es de  $180^\circ$ . Las ecuaciones para hallar su distancia entre centros se muestran a continuación, donde  $D_1$  y  $D_2$  son los diámetros respectivos de cada polea.

$$\text{Relación de transmisión de la correa: } R = D_1/D_2 \quad (23)$$

$$R = \frac{70}{70} = 1 \quad (24)$$

$$\text{Distancia recomendada: } C1 = 1,5(D1 + D2) \quad (25)$$

$$C1 = 210 \text{ mm} \quad (26)$$

$$\text{Distancia máxima: } C2 = 2(D1 + D2) \quad (27)$$

$$C2 = 280 \text{ mm} \quad (28)$$

$$\text{Distancia mínima: } C3 = 0,7(D1 + D2) \quad (29)$$

$$C3 = 98 \text{ mm} \quad (30)$$

Teniendo en cuenta la distancia de la base del prototipo, se realiza el diseño con una distancia entre centros de 102,5 mm, el cual, se encuentra en un rango permisible para lograr que las poleas transmitan su movimiento de manera adecuada.

Para la longitud de la correa, teniendo en cuenta su distancia entre centros, se utiliza la siguiente ecuación:

$$Lp = 2C + \frac{\pi}{2}(D1 + D2) + \frac{(D1-D2)^2}{4C} \quad (31)$$

$$Lp = 2(102,5) + \frac{\pi}{2}(70 + 70) = 424,91 \text{ mm} \quad (32)$$

En cuanto a la velocidad de la correa, se calcula de la siguiente manera:

$$Vc = \frac{\pi * D1 * n}{60 * 1000} \quad (33)$$

donde  $n$  es igual a las 120 rpm

$$Vc = \frac{\pi * 70 * 120}{60 * 1000} = 0,879 \text{ [m/s]} \quad (34)$$

La prestación base  $P_b$  o la potencia que puede llegar a transmitir esta correa, según su perfil y debido a que tiene un área de contacto de  $180^\circ$ , teniendo en cuenta que para el diseño solo se escogió una sola correa, el valor de esta potencia es:

$$N_{correas} = P_c / P_b \quad (35)$$

$$P_b = \frac{P_c}{N_{correas}} = \frac{0,24}{1} = 0,24 \text{ HP} \quad (36)$$

Para calcular la fuerza necesaria para mover el prototipo producida por las características del motor escogido, se halla primero el torque del motor y luego su fuerza.

$$P_{motor} = T \omega \quad (37)$$

$$P_{motor} = 2 \text{ HP} = 149,14 \text{ W} \quad (38)$$

$$\omega = 12,56 \text{ rad/seg} \quad (39)$$

$$T = \frac{P_{motor}}{\omega} = \frac{149,14}{12,56} = 11,87 \text{ [Nm]} \quad (40)$$

$$T = r_{polea} * F_N \quad (41)$$

$F_N$  = fuerza necesaria para mover el sistema

$$F_N = \frac{T}{r_{polea}} = \frac{11,87}{0,035} = 33,91 \text{ [N]} \quad (42)$$

Con todas las características del motor ya calculadas, se procede a seleccionar uno que pueda suplir con la necesidad del sistema y pueda generarle movilidad. El motor óptimo para el diseño del prototipo es un motorreductor con ejes coaxiales de tan solo 9 Kg. Este es el motor 2KJ1200-CB13-H1, el cual, cuenta con una potencia de 0,14 kW y trabaja con frecuencias entre 50 y 60 Hz; cuenta con un factor de seguridad de 1,2 y tiene un par de salida de 75 Nm capaz de vencer la fuerza tanto del prototipo, como de la fuerza suministrada constantemente por la MTS Bionix.

Figura 53

Catalogo motorreductores de ejes coaxiales

Potencia $P_{motor}$ kW	Velocidad de salida		Par de salida $T_2$ Nm	Factor de servicio $f_s$	Índice de reducción $i_{tot}$	Referencia	Código (n.º polos)	Peso <sup>*)</sup> kg
	$n_2$ (50 Hz) min <sup>-1</sup>	$n_2$ (60 Hz) min <sup>-1</sup>						
0,12 (50 Hz)	Z.28-LA71B4							
0,14 (60 Hz)	32	38	35	3,9	43,30 ★	2KJ1101 - ■CB13 - ■■B2		10
	36	43	32	4,4	38,45	2KJ1101 - ■CB13 - ■■A2		10
	42	50	28	5,1	33,71 ★	2KJ1101 - ■CB13 - ■■X1		10
	46	55	25	5,7	30,16	2KJ1101 - ■CB13 - ■■W1		10
	52	62	22	6,4	26,77 ★	2KJ1101 - ■CB13 - ■■V1		10
	60	72	19	7,3	23,46	2KJ1101 - ■CB13 - ■■U1		10
	68	82	17	8,3	20,63 ★	2KJ1101 - ■CB13 - ■■T1		10
	75	90	15	9,2	18,63	2KJ1101 - ■CB13 - ■■S1		10
	86	103	13	10,5	16,24 ★	2KJ1101 - ■CB13 - ■■R1		10
	96	115	12	11,7	14,58	2KJ1101 - ■CB13 - ■■Q1		10
	106	127	11	13,0	13,17 ★	2KJ1101 - ■CB13 - ■■P1		10
	117	140	9,8	14,3	11,94	2KJ1101 - ■CB13 - ■■N1		10
	D.18-LA71B4							
10,2	12,2		112	0,80	136,71 ★	2KJ1200 - ■CB13 - ■■L1		9
11,3	13,6		102	0,88	124,29	2KJ1200 - ■CB13 - ■■K1		9
12,7	15,2		90	1,0	110,01 ★	2KJ1200 - ■CB13 - ■■J1		9
15,2	18,2		75	1,2	92,14	2KJ1200 - ■CB13 - ■■H1		9
17,8	21		64	1,4	78,56 ★	2KJ1200 - ■CB13 - ■■G1		9
21	25		55	1,6	66,78 ★	2KJ1200 - ■CB13 - ■■F1		9
24	29		48	1,9	58,03	2KJ1200 - ■CB13 - ■■E1		9
28	34		41	2,2	50,51 ★	2KJ1200 - ■CB13 - ■■D1		9

Nota. Adaptado de *Cátalogo Mototes D 87.1*, por Motores Motox, 2008.

Por último, se diseña la longitud de los dos ejes donde se encuentran acoplados la levas y las poleas, respectivamente. El diámetro del eje es de 15 mm, debido a que es el mismo diámetro menor de la leva y el diámetro menor de la polea. Para que el eje pueda atravesar sus componentes y se pueda acoplar a una caja encargada de sostener todo el mecanismo, se diseña con una longitud de 90 mm, el cual, tiene una base circular de 30 mm de diámetro y 4 mm de grosor que le permiten mantenerse rígida en la caja que la sostiene. Al otro lado de la caja, le sobran 10 mm de longitud con la finalidad de que el motor se pueda acoplar a este sobrante, de manera que le pueda dar el giro al eje según su potencia transmitida.

Este eje cuenta con dos salientes cubicos de 16 y 7 mm de longitud, los cuales, permiten acoplar la polea en su saliente de 16 mm y la leva en su saliente de 7 mm. Esto se hace con el fin de no permitirle desplazamientos indebidos entre sus componentes y puedan girar con respecto al eje sin ningún problema.

### Figura 54

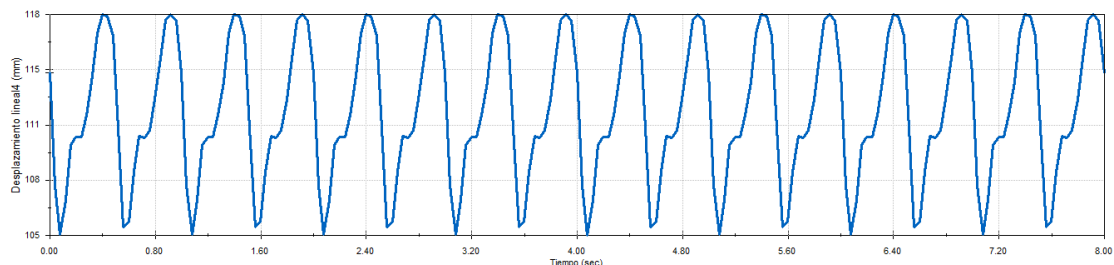
*Eje de la leva y polea*



Teniendo los datos de los componentes, mediante una simulación en el programa Solidworks, se realizan graficas de desplazamiento, velocidad y aceleración de la base del prototipo que es la encargada de darle movimiento a la prótesis transtibial.

### Figura 55

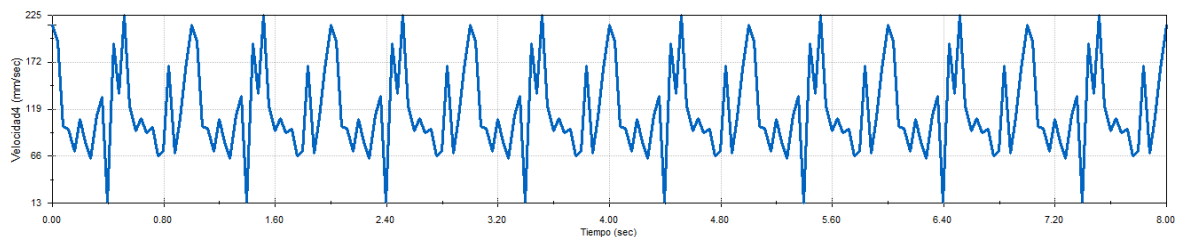
*Desplazamiento de la base del prototipo con respecto al tiempo*



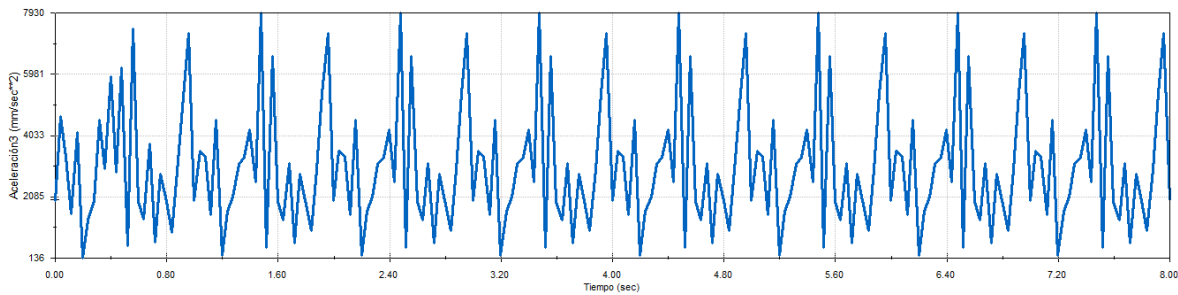
La gráfica parte desde 114 mm debido a que la altura del centro de la base es el punto donde inicia el recorrido del pie. De la gráfica se denotan picos de 118 mm que será la magnitud del desplazamiento máximo que tendrá la base del prototipo con respecto al tiempo. Sin embargo, la altura máxima en el eje vertical a la que puede llegar la base será aproximadamente de 200 mm.

### Figura 56

*Velocidad de la base del prototipo con respecto al tiempo*



La velocidad no parte de cero porque la simulación del sistema asume que la base arranca con velocidad y gira de manera constante sin detenerse, sin embargo, se puede observar que el pico más alto de velocidad será en 225 mm/s, que es la velocidad que se da cuando se encuentra en el periodo de balanceo del pie de la prótesis. La velocidad nunca será constante debido a que la base está en una oscilación constante, ya que las levas generan longitudes más altas una de la otra.

**Figura 57***Aceleración de la base del prototipo con respecto al tiempo*

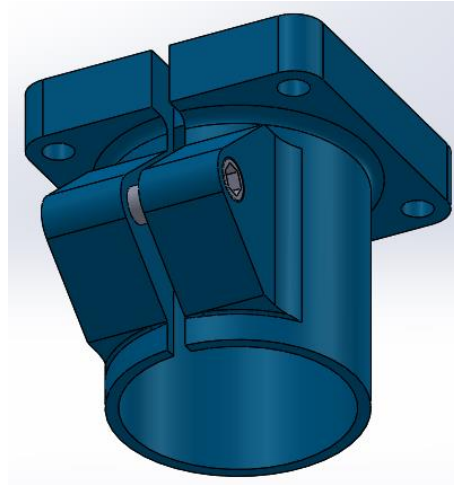
El comportamiento de la aceleración será parecido al de la velocidad, debido a que la base está en constantes subidas y bajadas, lo que provocan aceleraciones y desaceleraciones muy concurrentes. El valor pico más alto que se puede observar es el de 7930 mm/s<sup>2</sup>, que se da en la fase de balanceo, cuando el pie se alza del piso y busca entrar en contacto con el suelo. Las levas permiten ese movimiento oscilatorio que nos permiten visualizar el comportamiento de la prótesis cuando va a iniciar un movimiento durante la marcha.

**Cálculo del sistema de agarre de la prótesis.** La tibia de una prótesis transtibial suele tener un diámetro promedio entre 20 – 40 mm. Para poder agarrar y mantener rígida la prótesis en su parte superior, se diseña una unión para tubos, la cual, va atornillada a un pasador que le permite tener un movimiento en el plano sagital.

Esta unión se diseña como un cilindro hueco con una ligera abertura a un costado de 3 mm de espesor. La unión consta de un diámetro exterior de 40mm y un diámetro interior de 36mm. Además, cuenta con dos extrusiones a cada lado, para así, poder apretar el cilindro hueco mediante un tornillo de 6 mm de diámetro. La unión en su parte superior cuenta con una pequeña base cuadra con 4 orificios de 5 mm de diámetro que le permite unirse al pasador superior del prototipo mediante tornillos.

**Figura 58**

*Vista isométrica inferior de la unión para tubos*

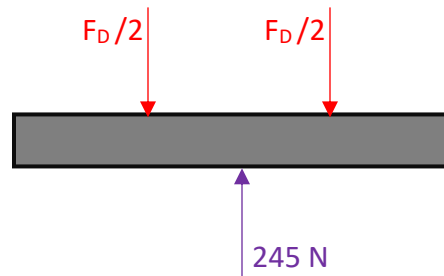


Además, se diseña un manguito de caucho, de diámetro exterior de 36 mm y diámetro interior de 30 mm, con el fin de darle un mayor rango de diámetro a la unión para acoplarse a diferentes tipos de prótesis. Gracias a este, el prototipo puede acoplarse a prótesis transtibiales que tengan una tibia con un diámetro que oscile entre valores de 20 hasta 40 mm. La unión de tubos se atornilla en su parte inferior al pasador superior, donde se encuentra una base cuadrada. Los tornillos encargados de unir la unión de tubos con el pasador tendrán un diámetro de 4 mm cada uno. El pasador tiene una base cuadrada de  $50 \times 50 \text{ mm}^2$  con un grosor de 11mm para que los tornillos se acoplen sin problemas.

Para calcular el diámetro del pasador, se toma como referencia la fuerza distribuida de 980 N/m como fuerza puntual igual a 245 N. El pasador se fabrica en acero bajo en carbono 1020, por lo que tendrá un límite elástico de 207 MPa. Con estos datos, se puede calcular el diámetro mínimo del pasador superior del prototipo. Igual que en la ecuación 10, el pasador al estar sometido a cortante doble, se utiliza la misma fórmula para hallar su diámetro mínimo.

**Figura 59**

*Diagrama del cuerpo libre del pasador superior*



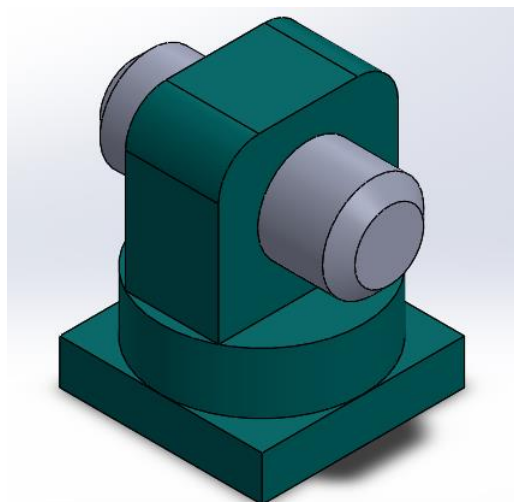
$$D_{pasador\_sup\_min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 245 \text{ N}}{\pi \cdot S_y}} \quad (43)$$

$$D_{pasador\_sup\_min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 245 \text{ N}}{\pi \cdot 2,07 \times 10^8}} = 0,00122 \text{ [m]} \quad (44)$$

Para un óptimo diseño, el pasador superior se realiza con un diámetro de 25 mm y con una longitud de 63 mm, para que se pueda acoplar perfectamente con su base cuadrada y con el tubo encargado de unirse con la máquina MTS.

**Figura 60**

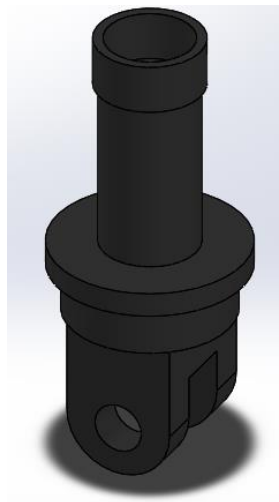
*Vista isométrica del pasador superior del prototipo*



**Cálculo del sistema de acople a la máquina MTS.** Una vez diseñado el pasador, se diseña la pieza de anclaje que va a ir unida al pasador en su parte inferior y al cilindro hidráulico de la máquina MTS en su parte superior. La pieza cuenta con una base circular de 68,38 mm de diámetro y un grosor de 20 mm, en el cual se extienden dos extrusiones en su parte inferior de 60 mm de largo para que puedan acoplarse al pasador. En la parte superior de la base circular, se encuentra un tubo cilíndrico de 40 mm de diámetro y 70 mm de longitud, el cual cuenta con una tuerca cónica de 44 mm de diámetro exterior, 40 mm de diámetro interior y un grosor de 20 mm, con el fin de acoplarse al cilindro hidráulico de la máquina MTS.

### Figura 61

*Vista isométrica de la pieza de anclaje superior*



#### 4.3.2 Análisis del modo y efecto de falla (FMEA).

Con la ayuda de esta, podemos analizar las posibles fallas que puede llegar a presentar el prototipo y detectar los efectos que se puedan producir. Para ello, se deben conocer los conceptos más importantes a evaluar. Luego, se analizan las causas por las cuales se

presentan estos modos en que puedan ocurrir. A estas causas se les asigna un valor entre 1-10 dependiendo de su probabilidad de falla.

### Figura 62

#### *Criteria de calificación de ocurrencia de falla*

Criteria	Ranking	Probability
Remote probability of occurrence. Process capability shows at least $x \pm 4 \sigma$ within specifications.	1	1/10,000
Low probability of occurrence, with process in statistical control. Capability shows at least $x \pm 3 \sigma$ within specifications.	2	1/5,000
	3	1/2,000
	4	1/1,000
	5	1/500
Moderate probability of occurrence, for processes experiencing occasional failures. Process is in statistical control, with $x \pm 2.5 \sigma$ within specifications.	6	1/200
High probability of occurrence, with frequent failures. Process is in statistical control, but capability shows $x \pm 2.5 \sigma$ or less within specs.	7	1/100
	8	1/50
Very high probability of occurrence. Failure is almost certain to occur sooner or later.	9	1/20
	10	1-1/10

Nota. Adaptado de NASA ESMD Capstone Design, por John K. Gershenson, PhD.

Con el valor asignado de ocurrencia a cada una de las posibles causas, se deben analizar los efectos locales y los efectos finales que se podría generar en el prototipo. Una vez identificados estos efectos, se le asigna un valor de severidad del 1 al 10, el cual se ve afectado tanto para el usuario como para el producto.

### Figura 63

#### *Criterio de calificación de severidad*

Criteria	Ranking
Minor nature of failure, no noticeable effect on performance, undetectable by customer.	1
Low severity, causing only slight customer annoyance due to very minor subsystem performance degradation.	2 - 3
Moderate failure causing some customer discomfort, dissatisfaction, and annoyance due to subsystem or total performance degradation.	4 - 6
High degree of customer dissatisfaction due to nature of the failure (inoperable subsystem or total system).	7 - 8
Very high severity ranking for failure mode involving potential safety problems and/or nonconformance to federal regulations. Nonregulated components with a 9 or 10 severity ranking and occurrence rankings > 1 should be designated as control items (♦).	9 - 10

Nota. Adaptado de NASA ESMD Capstone Design, por John K. Gershenson, PhD.

Teniendo los efectos y las causas identificados y calificados según el criterio establecido, se deben analizar los métodos posibles de detección de estas fallas calificados en la dificultad de encontrar dicha falla y qué tan complicado resultaría aplicar este método. Estos irán calificados del 1 al 10, según el criterio basado en el sistema.

### Figura 64

#### *Criterio de calificación de detección de la falla*

Criteria	Ranking	Probability
Remote likelihood that product would be shipped containing such an obvious defect, since it is detected by subsequent factory operations.	1	1/10,000
Low likelihood for shipment with defect which is visually obvious or has 100% automatic checking.	2	1/5,000
	3	1/2,000
	4	1/1,000
	5	1/500
	6	1/200
Moderate likelihood for shipment with defect, since the defect is easily identifiable through automatic inspection or functional checking.	7	1/100
	8	1/50
	9	1/20
High likelihood of shipping with subtle defect.	9	1/20
Very high likelihood that defect will not be detected prior to shipping or sale (checks are impossible or defect is latent).	10	1-1/10

Nota. Adaptado de *NASA ESMD Capstone Design*, por John K. Gershenson, PhD.

Una vez asignados los valores de calificación para cada una de las posibles fallas, se calcula el número prioritario de riesgo (RPN), el cual es la multiplicación de cada uno de los tres criterios mencionados anteriormente. Por último, con los valores de RPN calculados, se deben recomendar acciones para mitigar las fallas con mayor valor, también para evitar posibles fallos y fallos por mal uso del prototipo que puedan afectar su funcionalidad y su vida útil.

Una vez hecho esto, se debe analizar una gráfica de ocurrencia vs severidad de los valores obtenidos anteriormente para conocer el riesgo que puede llegar a correr el diseño del prototipo ya planteado.

**Tabla 18**

*Análisis de modos de falla y sus efectos (FMEA)*

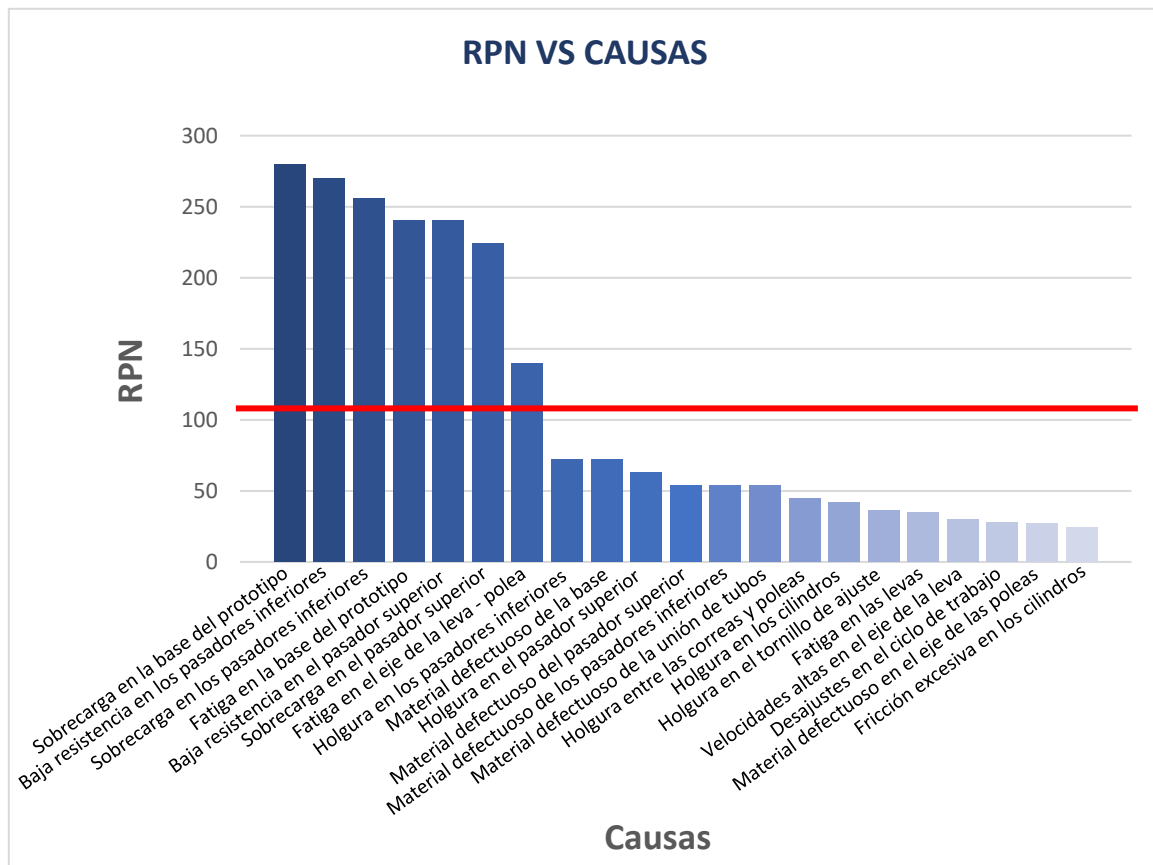
Función o requerimiento	Modo potencial de falla	Causa potencial de falla	Ocurrencia	Efectos locales	Efectos finales sobre el producto y/o usuario	Severidad	Método de detección	Detección	RPN	Acciones recomendables	Responsable
Movilidad	Falla en los pasadores inferiores	Holgura en el pasador	3	Juego excesivo del pasador	Difícil control en la movilidad	8	Inspección visual	3	72	Precisión en la manufactura	Manufactura
	Falla en el pasador superior	Holgura en el pasador	3	Desalineamiento de los componentes	Incapacidad de marcha	7	Inspección visual	3	63	Precisión en la manufactura	Manufactura
	Falla en los cilindros	Holgura entre el cilindro y el pistón	3	Juego excesivo de los componentes	Inhabilidad de la marcha	6	No hay detección temprana	2	36	Precisión en el montaje	Manufactura
		Fricción excesiva	2	Choques constantes con las paredes de la carcasa	Sobrecarga mecánica en el motor	4	Inspección auditiva	3	24	Recubrimiento en la zona de fricción	Equipo de trabajo
	Falla en las correas de la polea	Holgura entre las correas y poleas	3	Desalineamiento de los componentes	Incapacidad de mover las poleas	7	Inspección visual	2	42	Precisión en el montaje	Manufactura
	Falla en el tornillo de apriete	Holgura entre el tornillo de apriete con la prótesis	5	Deslizamiento de la prótesis en la base del prototipo	Difícil control en la movilidad	3	Inspección visual	3	45	Utilizar herramientas en el montaje	Equipo de trabajo
Capacidad de carga	Fractura en los pasadores inferiores	Material defectuoso	1	Agrietamiento en el material	Reducción de la vida útil	6	No hay detección temprana	9	54	Selección del mejor material	Manufactura
		Sobrecarga	4	Rotura del pasador	Inoperabilidad del prototipo	8	No hay detección temprana	8	256	Advertir sobre la carga máxima	Usuario
		Baja resistencia mecánica	3	Deformación en el pasador	Colapso de la base del prototipo	9	No hay detección temprana	10	270	Precisión en cálculos de diseño	Equipo de diseño
	Fractura en el pasador superior	Material defectuoso	1	Agrietamiento en el material	Reducción de la vida útil	6	No hay detección temprana	9	54	Selección del mejor material	Manufactura
		Sobrecarga	4	Rotura del pasador	Inoperabilidad del prototipo	7	No hay detección temprana	8	224	Advertir sobre la carga máxima	Usuario
		Baja resistencia mecánica	3	Deformación plástica en el pasador	Colapso en el soporte superior del prototipo	8	No hay detección temprana	10	240	Precisión en cálculos de diseño	Equipo de diseño
		Material defectuoso	2	Agrietamiento en el material	Fractura en la estructura	4	No hay detección temprana	9	72	Selección del mejor material	Manufactura
	Fractura en la base del prototipo	Sobrecarga	5	Rotura en las partes de la base	Deformación de la estructura	7	No hay detección temprana	8	280	Advertir sobre la carga máxima	Usuario
		Fatiga	3	Nucleación de grietas	Colapso de las partes de la base	8	No hay detección temprana	10	240	No hay acciones recomendadas	Equipo de diseño
		Material defectuoso	1	Agrietamiento en el material	Reducción de la vida útil	3	No hay detección temprana	9	27	Selección del mejor material	Manufactura
Durabilidad	Fractura en el eje de la leva - polea	Fatiga en el eje	2	Rotura de los componentes del eje	Colapso del sistema de poleas	7	No hay detección temprana	10	140	No hay acciones recomendadas	Equipo de diseño
		Fatiga	1	Perdida de material en la superficie	Deslizamiento total de los componentes	3	No hay detección temprana	10	30	No hay acciones recomendadas	Equipo de diseño
	Levas	Velocidades altas	2	Desprendimiento de material	Cavitación en el eje de la leva	2	No hay detección temprana	7	28	No hay acciones recomendadas	Equipo de trabajo
	Unión de tubos		Material defectuoso	2	Desgaste del material	Reducción de la vida útil	3	No hay detección temprana	9	54	Selección del mejor material

	Holgura del tornillo de ajuste	1	Desalineamiento de la prótesis	Difícil agarre a la prótesis	5	Inspección visual	7	35	Precisión en el montaje	Manufactura
Desajustes	Ciclo de trabajo	2	Alta fricción entre piezas	Baja calidad en la marcha	2	Inspección visual	7	28	No hay acciones recomendadas	Equipo de trabajo

Con los datos de la tabla anterior, se procede a realizar el gráfico que analiza los valores RPN de las causas de falla y se calcula su valor promedio.

**Figura 65**

*Valores de RPN vs Causas*



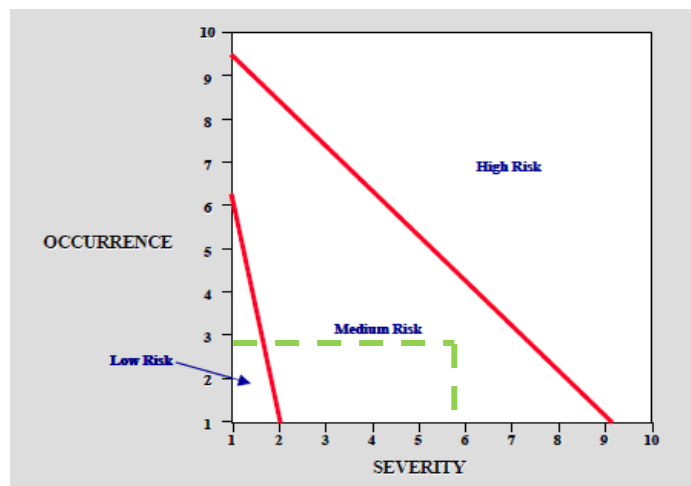
Gracias al análisis de las 22 causas posibles de falla, se calcula que el promedio de RPN de estas es de 105 aproximadamente. En algunos casos el factor de RPN fue bastante alto debido a la dificultad de detectarlo tempranamente, ya que esta detención se daba durante

su uso o después de cierto periodo de tiempo. La grafica nos muestra que se debe tener especial cuidado con las sobrecargas en el sistema y la baja resistencia que se puede llegar a dar en caso de un posible mal diseño.

Gracias a los datos de la tabla, se calcula que el promedio de ocurrencia es de 2,54, mientras que el promedio de severidad es de 5,59. Estos datos se plasman en un punto en una gráfica de Ocurrencia Vs Severidad, para conocer la calidad del prototipo dependiendo en donde se encuentra ubicado en la zona de riesgos.

### Figura 66

*Evaluación de calidad en base al riesgo*



Ubicando el promedio de ocurrencia y de severidad de las causas de falla, denotamos que el punto se encuentra ubicado en la zona media de riesgo. Esto indica que el producto presenta una excelente calidad, ya que no está cerca de la zona alta de riesgo y aunque sigue teniendo riesgos, son factores que dependen del manejo que le da el usuario al prototipo y son fallas que se pueden corregir con facilidad.

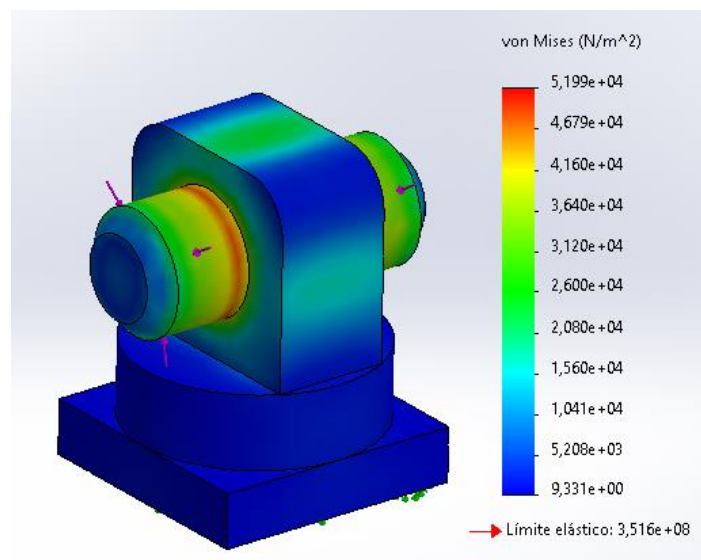
### 4.3.3 Simulaciones.

Se efectuaron simulaciones en el software de diseño 3D Solidworks de las piezas ya diseñadas del prototipo, partiendo de las dimensiones y los cálculos ya establecidos en el proceso de diseño, con el fin de conocer la resistencia mecánica de los componentes y garantizar su calidad. Ver Anexos.

**4.3.3.1 Simulación en el pasador superior.** Se comprueba que el sistema de pasador superior que va a estar conectado directamente a la MTS no va a fallar por esfuerzo cortante. Se ajusta el pasador a su base y se acopla al cilindro hidráulico de la MTS, el cual, le estará suministrando una fuerza de hasta 196 N, logrando que la prótesis le genere una fuerza que la contrarreste, generando un esfuerzo cortante. Con estos datos se realiza la simulación y se indica que el diseño del pasador es resistente a la fluencia y no se va a romper durante su ciclo de marcha.

### Figura 67

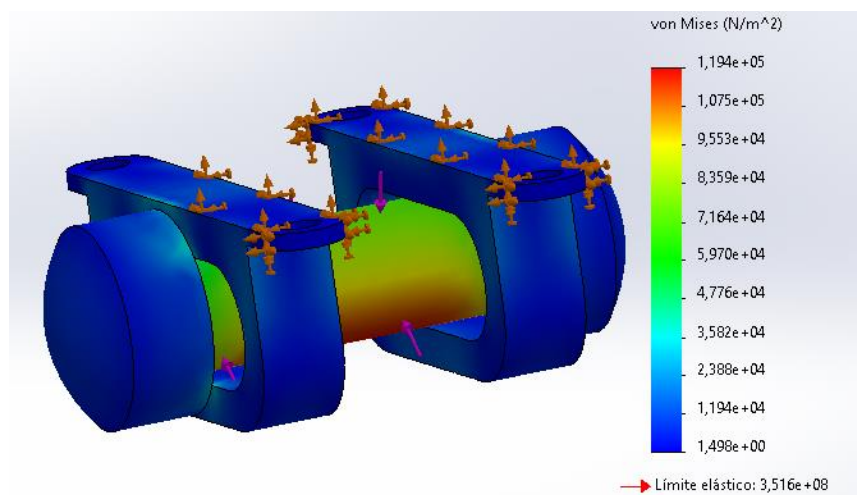
*Resultado de simulación de fuerzas en el pasador superior*



**4.3.3.2 Simulación en el pasador inferior.** Para simular, se dispone el pasador de manera flotante para ser detallado, sin embargo, al ensamblarse a la base del prototipo tendrá una mejor resistencia mecánica y menos posibilidad a deformarse. Al pasador se le aplica la fuerza que ejerce la base del prototipo sobre él, el cual se contrarresta con la fuerza del cilindro ejercida por la leva. Esta simulación nos indica que sus dimensiones de diseño logran aguantar las cargas aplicadas.

### Figura 68

*Resultado de simulación de fuerzas en el pasador inferior*

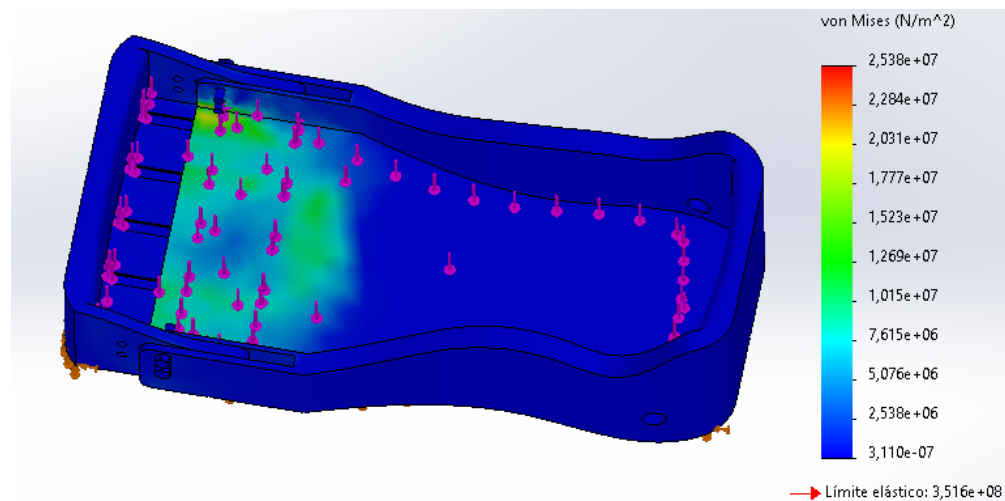


**4.3.3.3 Simulación en la base del pie del prototipo.** La base será la pieza donde se apoyará todo el peso de la prótesis y la que recibirá la fuerza suministrada por la MTS. Para realizar la simulación se acoplaron las dos partes de la base mediante tornillos a cada lado y se pusieron fijos las bases de los pasadores inferiores, seguido, se le aplica una carga distribuida de 980 N sobre toda la parte interior de la base. La simulación demuestra que el diseño escogido es capaz de soportar dicha magnitud de fuerza y no va a fallar por esfuerzo, donde su deformación será muy mínima con el paso del tiempo. Se observa que donde se

concentra la mayor carga va a ser en la unión de las partes de la base, debido a que poseen entidades huecas donde se conectan mediante una corredera.

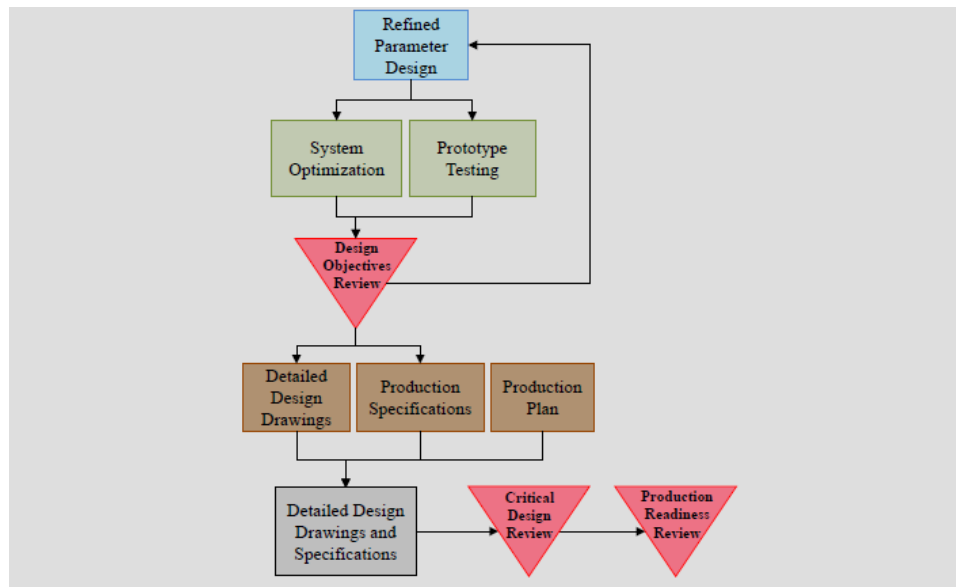
### Figura 69

*Resultado de desplazamientos de las pruebas en la base del pie del prototipo*



### 4.4 Fase C

Esta etapa consiste en optimizar los parámetros de diseño, donde se redefinen ciertos aspectos que se consideren necesarios para mejorar la calidad del prototipo. Debido a que el prototipo no contará con un plan de producción a gran escala, esta será la última fase de diseño y no se tendrá en cuenta la FASE D.

**Figura 70***Fase C*

Nota. Adaptado de *NASA ESMD Capstone Design*, por John K. Gershenson, PhD.

De acuerdo con los resultados obtenidos con los diseños previamente elaborados del prototipo, se dispone a optimización para que el prototipo se pueda acoplar adecuadamente a la máquina MTS Bionix 370, donde se le hace una mejora al sistema de acople en su parte inferior y superior del prototipo, para que la máquina pueda sostenerla con rigidez y darle movimiento cuando se le requiera.

Una vez se especifique el montaje del prototipo en la máquina, se procede a adecuar el sistema de control que sea capaz de controlar el movimiento de la marcha del prototipo. Como la máquina MTS ya cuenta con un sistema de control incorporado, el sistema de control externo busca controlar el mecanismo de levas para darle movilidad a la prótesis y que además sea capaz de medir y analizar los datos arrojados durante su tiempo de uso.

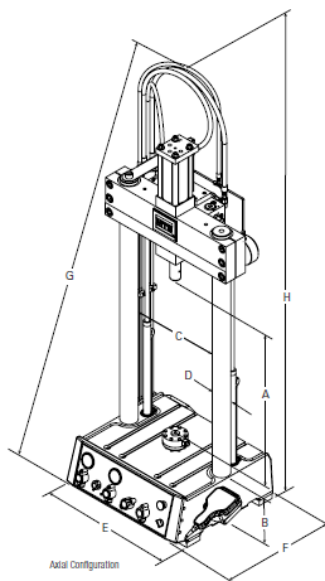
Por último, se realiza un análisis de costos estimados, teniendo en cuenta todos los componentes que incluye el prototipo. Como el prototipo no es construido, no se pueden realizar pruebas funcionales, sin embargo, las simulaciones realizadas y el diseño final del prototipo, nos dan una idea cercana a la realidad de la calidad del producto diseñado.

#### ***4.4.1 Optimización del sistema***

Teniendo en cuenta el montaje simulado de todos los componentes del prototipo, se observa que no se puede acoplar de la mejor manera a la máquina MTS Bionix. Gracias al software de diseño 3D Solidworks, se pudo simular la máquina y analizar cómo mejorar la unión del prototipo a la máquina, de tal manera que no ocurran fallos. Se optimizaron tres componentes del prototipo para lograr un mejor ajuste a la máquina. Para la simulación del diseño de la MTS Bionix 370 se tomaron en cuenta las dimensiones dadas por fabricante.

### **Figura 71**

*Diseño conceptual de la MTS Bionix 370*

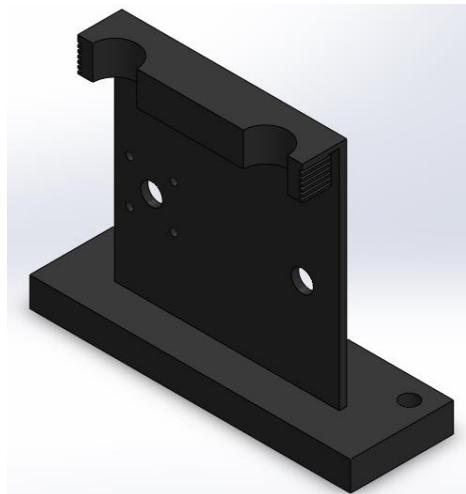


Nota. Adaptado de *MTS Landmark Tabletop Load Units Product Information*, por Elastomer, Bionix.

La caja encargada de cubrir y sostener los ejes por donde pasan las levas y las poleas se diseña como una placa rectangular con dos orificios de 15 mm de diámetro por donde se instalan los ejes. Además, posee en su parte inferior una base cubica de 20 mm de grosor que cuenta con dos orificios de 12 mm de diámetro en cada esquina. Esta caja está diseñada de esta manera, ya que, al ser unida con otra placa igual a esta, se cierra la caja y permite sostener los cilindros y darle así un movimiento lineal a la base del pie del prototipo. Por último, se le diseña 4 orificios de 5 mm de diámetro que rodean el eje de una leva, para anclar el motor.

### **Figura 72**

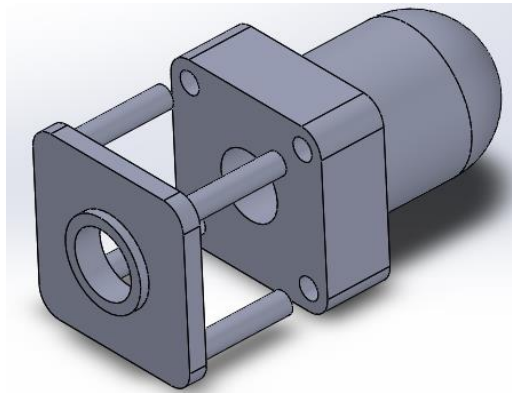
*Parte de la caja que cubre el sistema de levas - poleas*



Por los 4 orificios de 5 mm de la caja, se enlaza una base cuadrada de 30 mm de lado y 4 mm de grosor, el cual, mediante unos tornillos, se ensambla el motor al lado posterior de la caja de manera que el motor quede acoplado al eje de la leva.

**Figura 73**

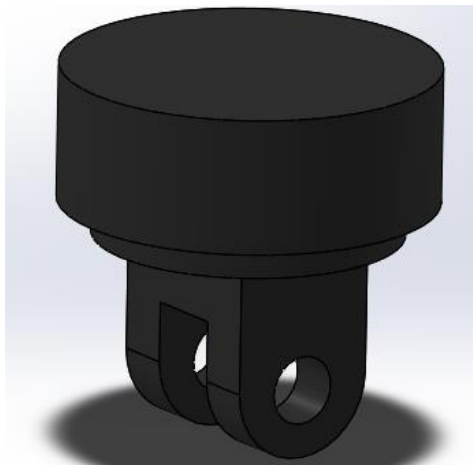
*Anclaje del motor mediante tornillos*



El sistema de unión del pasador superior cambió. Ahora la base tiene un cilindro roscado de 110 mm de diámetro y 40 mm de grosor, de tal manera que se pueda unir a un cilindro hueco roscado que irá atornillado al cilindro hidráulico de la máquina.

**Figura 74**

*Base cilíndrica roscado del sistema del pasador superior*

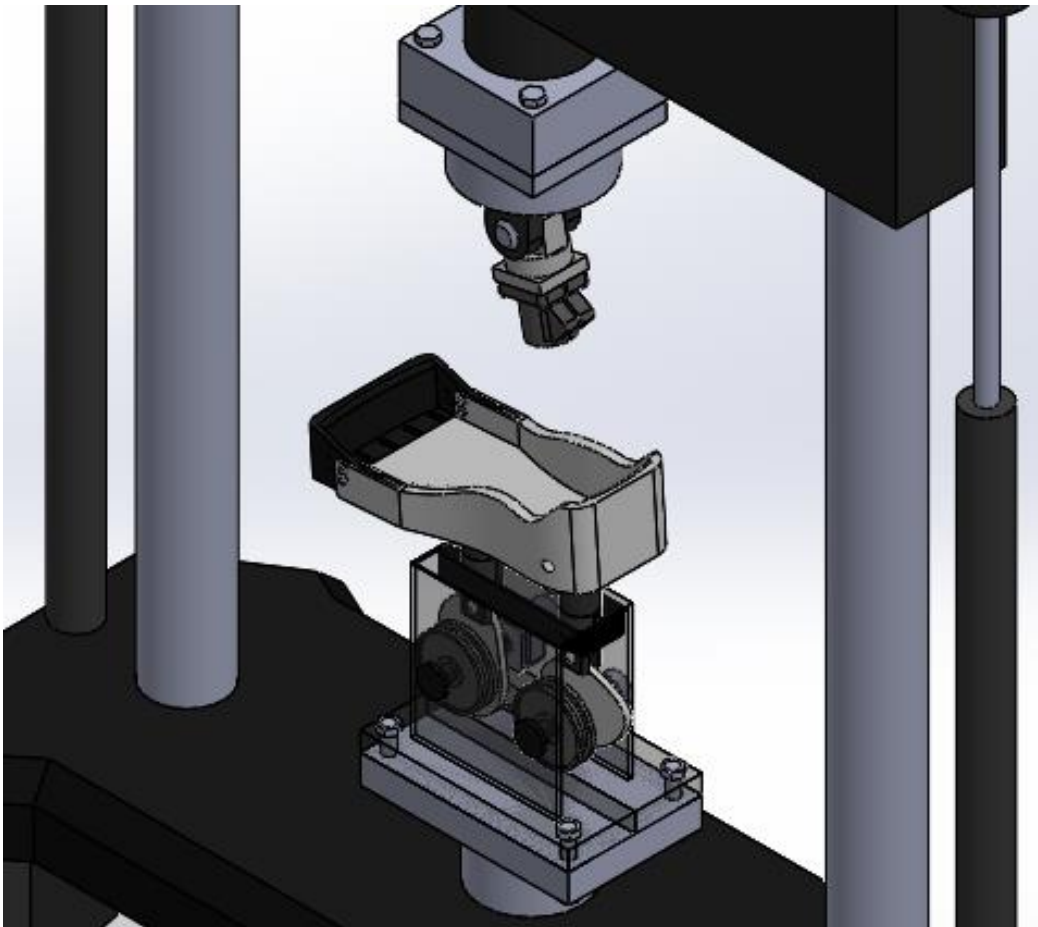


#### ***4.4.2 Montaje del prototipo***

Con los componentes optimizados, se hace el montaje simulado en la MTS Bionix mediante el software de diseño Solidworks.

#### **Figura 75**

*Montaje del prototipo en la máquina MTS Bionix 370*

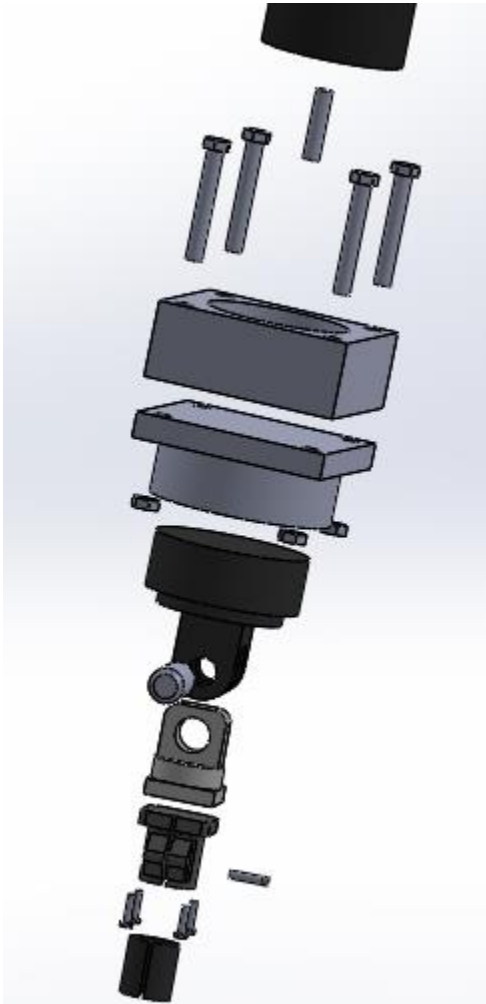


A continuación, se muestra el paso a paso de cómo debe realizarse el montaje del prototipo.

#### 4.4.2.1 Montaje del anclaje superior.

**Figura 76**

*Guía de montaje del anclaje superior*



1. Atornille el esparrago M12 x 50 al cilindro hidráulico de la MTS.

2. Enrosque el sobrante del esparrago en la base cubica, y posicione el cilindro hidráulico en el orificio cilíndrico de la base.

3. Posicione los tornillos M12 x 80 en las esquinas de la base.

4. Acople la placa rectangular mediante los tornillos y ajuste con los pernos.

5. Inserte la base cilíndrica roscada del pasador en el cilindro hueco de la placa.

6. Acople de manera adecuada el juego completo del pasador.

7. Enlace la unión de tubos con el pasador y ajústelos con sus cuatro tornillos hexagonales de 5 x 20.

8. Introduzca el manguito de caucho en el interior de la unión de tubos.

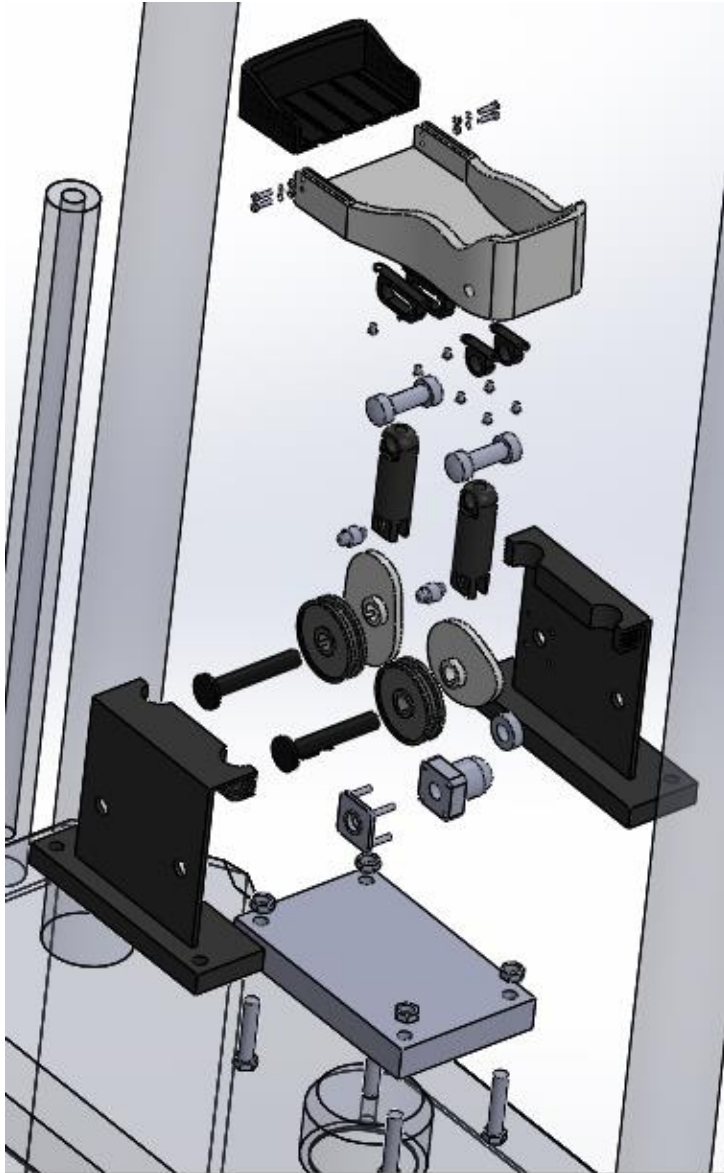
9. Ajuste con el tornillo de cabeza cilíndrica de 6 x 24 según el apriete que se requiera.

Ya realizado el montaje del anclaje superior, se procede a realizar el montaje del anclaje inferior.

#### 4.4.2.2 Montaje del anclaje inferior.

**Figura 77**

*Guía de montaje del anclaje inferior*



1. Atornille el esparrago M12 x 40 al cilindro inferior.

2. Acople la placa rectangular con el esparrago e introduzca los tornillos M12 X 57 en sus esquinas.

3. Ensamble un solo lado de la caja en la placa y atornille.

4. Ensamble los dos ejes en la caja, y luego incorpore las levas, las poleas, y la correa donde se indique en el eje.

5. Enlace el otro lado de la caja con los ejes y atornille a la placa inferior.

6. Acople las dos partes de la base con el juego de tornillos, arandelas y pernos a cada lado.

7. Atornille los juegos de los pasadores a la base del pie del prototipo y a su vez, posicione bien los pasadores de manera que se enlacen con el cilindro.

8. Posicione los rodillos sobre la parte inferior de los cilindros e introduzca los cilindros sobre los orificios de las cajas.

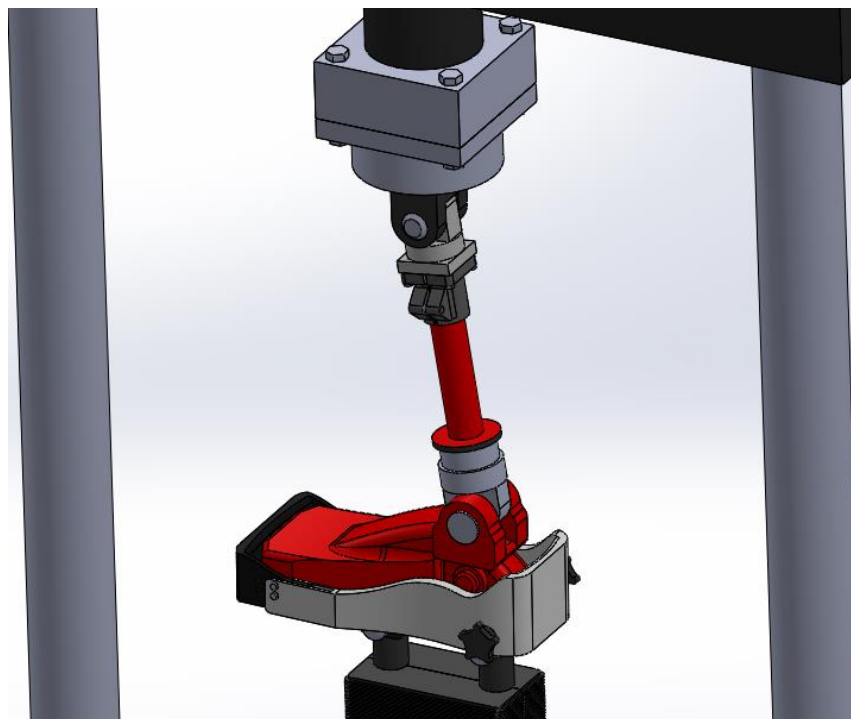
9. Ensamble cada parte del motor sobre el lado correspondiente en la caja.

Una vez ensamblado el prototipo a la MTS Bionix, se procede a realizar la simulación del montaje de una prótesis transtibial con medidas reales promedio, para analizar su montaje.

**4.4.2.2 Montaje de la prótesis en el prototipo.** Primero, la tibia de la prótesis transtibial se acopla a la unión de tubos y se aprieta el tornillo para mantenerla totalmente rígida y para evitar deslizamientos. Luego, se regula la altura con la máquina MTS y se coloca el pie de la prótesis sobre la base de pie del prototipo, dependiendo de su largo, se ajustan las dos partes de la base con el juego de tornillo, perno y arandela para que esta quede ajustada a la medida. Por último, se introducen los dos tornillos de apriete a los costados para que presionen la prótesis contra la base y así lograr el mínimo posible de deslizamiento y poder tener la prótesis totalmente estática, la cual se moverá con respecto al movimiento de la base.

### Figura 78

*Guía de montaje de la prótesis en el prototipo*



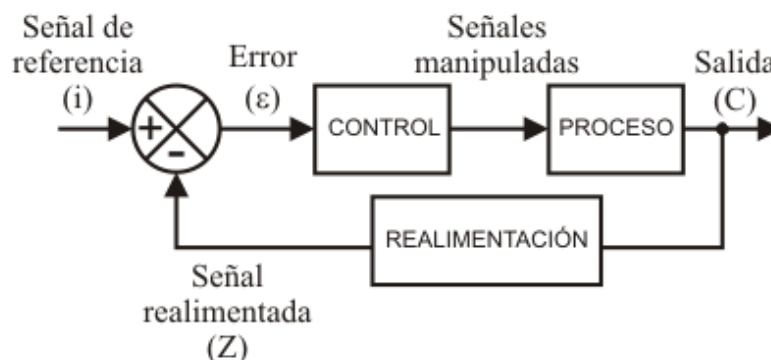
### 4.4.3 Sistema de control

**4.4.3.1 Diseño y simulación del servomotor.** Para poder controlar el mecanismo encargado de darle movimiento al prototipo y a su vez, que sea capaz de medir datos cuantificables para analizar su comportamiento, se necesita un sistema de control conocido como servosistema. Un servosistema es un sistema de control que posee retroalimentación, donde los datos de salida son variables mecánicas como la posición, la velocidad y la aceleración. Para el caso del prototipo, se necesita un servosistema que logre controlar la velocidad del motor que le va a dar giro al eje, para que logre medir el desplazamiento de la base donde se acoplaría la prótesis y que, a su vez, indique su velocidad en tiempo real.

Este servosistema se puede plasmar mediante diagrama de bloques, donde sus principales componentes son: el mecanismo de control, el proceso que ocurre en la planta, que en este caso sería el prototipo; el sistema de retroalimentación que busca emitir una señal de error basándose en la señal de referencia. Para que el sistema pueda tomar los datos, se necesitan sensores y amplificadores que nos permitan visualizar la señal de forma más clara.

#### Figura 79

Diagrama de bloques de un servosistema

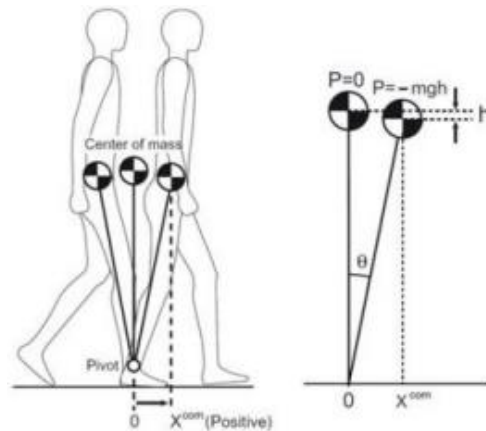


Nota. Adaptado de *Servosistemas*, por Alejandro, Tecnología industrial.

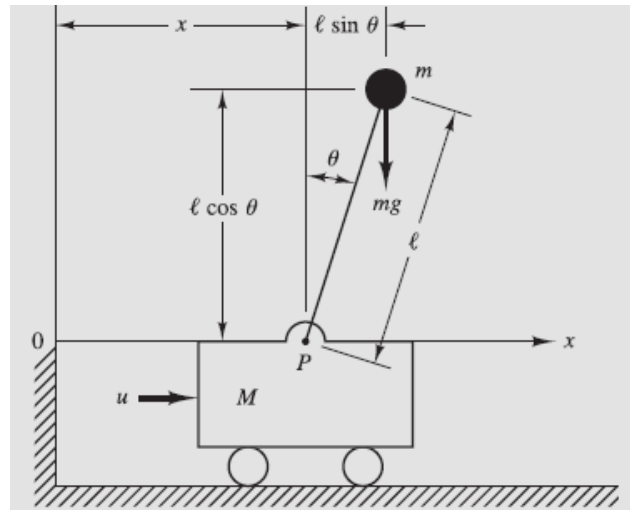
Para poder simular este sistema de control en un software computacional, se debe asumir la marcha humana como un modelo de péndulo invertido, debido a que este modelo está en constante oscilaciones, y si este péndulo se posiciona sobre un carro que se mueve en dirección horizontal de manera lineal, se obtiene una analogía muy precisa a lo que sería el caminar humano, donde el centro de masas de la prótesis es análogo a la masa del péndulo invertido, y el centro de presiones del pie es análogo al pivote del mismo péndulo. En cuanto al carro, se hace análogo a la base del prototipo acoplada al pie de la prótesis transtibial, donde se toman como un solo cuerpo.

### Figura 80

*Péndulo invertido representado en la marcha humana*



Nota. Adaptado de *Modelo biomecánico humano 3d para la determinación de pares articulares mediante dinámica inversa*, por Sánchez García E.

**Figura 81***Sistema de péndulo invertido*

Nota. Adaptado de *Ingeniería de control moderna*, por Ogata Katsuhiko; Pearson; 5ta Edición.

Se considera un problema en el plano sagital, donde el péndulo solo se mueve en un solo plano. Al carro se le aplica una fuerza de control  $u$  y el centro de gravedad del péndulo se asume en su centro geométrico. Para obtener las ecuaciones de movimiento del sistema se resuelve mediante el método de Lagrange. El modelo matemático que describe el sistema se representa en las siguientes ecuaciones.

$$Ml\ddot{\theta} = (M + m)g\theta - u \quad (45)$$

$$M\ddot{x} = u - mg\theta \quad (46)$$

De manera que, convertido en ecuaciones de estado, se representa así.

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (47)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{M+m}{Ml}gx_1 - \frac{1}{Ml}u \quad (48)$$

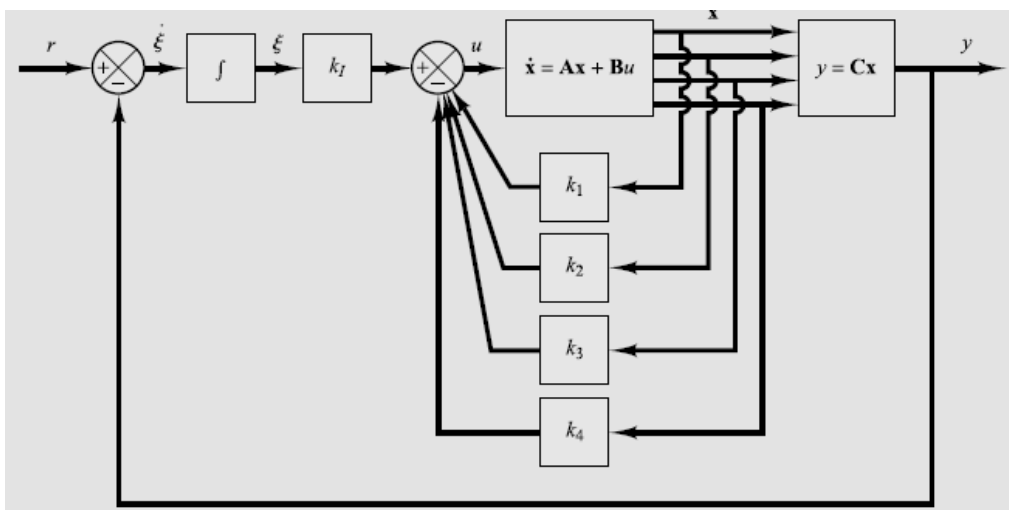
$$\dot{x}_3 = x_4 \quad (49)$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{m}{M}gx_1 + \frac{1}{M}u \quad (50)$$

Con las ecuaciones planteadas, se busca representar el modelo de péndulo invertido en un servosistema, para ello, se debe mantener el péndulo lo más cercano posible a la vertical y así poder controlar también la posición del carro. Este busca retroalimentar la señal de posición a la entrada, que indica la posición del carro, y se dispone de un integrador después de la señal retroalimentada.

**Figura 82**

*Sistema de control del péndulo invertido (servosistema)*



Nota. Adaptado de *Ingeniería de control moderna*, por Ogata Katsuhiko; Pearson; 5ta Edición.

Asumiendo los materiales de fabricación de las piezas, la masa M será de un valor aproximado de 2 Kg, mientras que la masa m tendrá un valor de 0,1 Kg, y la longitud total de  $l$  se aproxima a 500 mm, donde, se tienen las siguientes variables.

$y =$  señal de salida.

$\xi =$  salida del integrador.

$r = \text{señal de entrada de referencia.}$

Sustituyendo los valores en las ecuaciones 56 y 57, obtenemos las siguientes ecuaciones:

$$\ddot{\theta} = 20,6\theta - u \quad (51)$$

$$\ddot{x} = 0,5u - 0,49\theta \quad (52)$$

Considerando la posición del carro  $x$  como la salida del sistema, se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (53)$$

$$y = Cx \quad (54)$$

$$u = -Kx + K_I \xi \quad (55)$$

$$\dot{\xi} = r - y = r - Cx \quad (56)$$

Mientras que la ecuación de error del estado y su señal de control se plasman en las siguientes ecuaciones:

$$\dot{e} = \hat{A}e + \hat{B}u_e$$

(57)

$$u_e = -\hat{K}e \quad (58)$$

$$\hat{K} = [k_1 \quad k_2 \quad k_3 \quad k_4 | -k_I] \quad (59)$$

Resolviendo las ecuaciones, se obtiene los valores de la matriz de ganancia de realimentación del estado  $\hat{K}$ .

$$\hat{K} = [k_1 \quad k_2 \quad k_3 \quad k_4] = [-157,63 \quad -35,37 \quad -56,06 \quad -36,74] \quad (60)$$

$$k_I = -50,96 \quad (61)$$

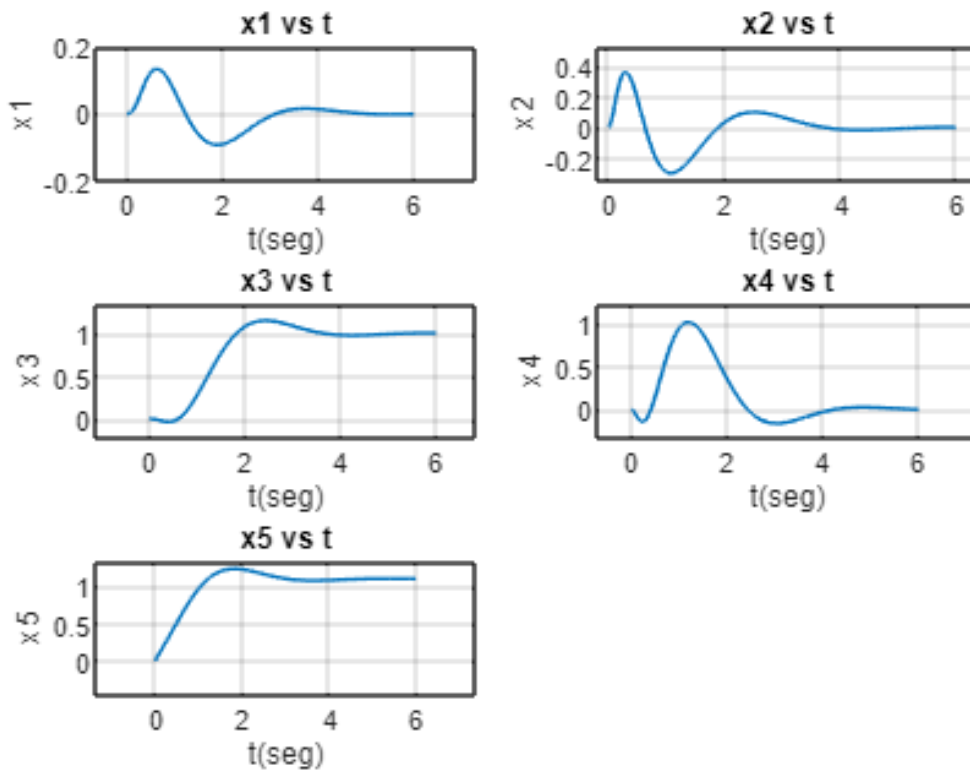
Con los valores de retroalimentación y la constante de ganancia integral  $k_I$ , se representan dos nuevas ecuaciones para obtener la respuesta a un escalón en la posición del carro.

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\xi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & -BK & Bk_I \\ 0 & -C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \xi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} r \quad (62)$$

$$y = [0 \quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 0] \begin{bmatrix} x \\ \xi \end{bmatrix} + [0]r \quad (63)$$

Donde  $x_3(t)$  es la salida del sistema, o sea, es igual a  $y(t)$ .

Mediante el software computacional de MATLAB, se hace una simulación de lo que serían las curvas de respuesta a un escalón de entrada con respecto al tiempo, para ofrecernos una idea, de la señal de salida del sistema de control escogido para el prototipo. Se utilizan comandos como “step”, “plot”, “subplot” y “grid” para representar las gráficas de las curvas de respuesta. (Ver Anexos).

**Figura 83***Curvas de respuesta del servosistema*

Se puede observar que de la gráfica de  $x_3$  vs  $t$ , que es la gráfica que representa la señal de salida del sistema, tiene aproximadamente un 15% de sobreenlogación y el tiempo de estabilización es de 4,2 segundos aproximadamente. La gráfica  $x_5$  vs  $t$ , que es la gráfica que representa la señal del integrador tiene un comportamiento similar, sin embargo, no cuenta con el ligero bajón de entrada que posee la señal de salida del sistema.

Estos valores se dan tomando ciertos valores de entrada de velocidad y amortiguación, según el motorreductor escogido para darle movimiento al prototipo, sin embargo, si no se consideran aceptables según se requiera, se pueden modificar los valores de la ecuación y determinar una nueva matriz  $\hat{K}$  y simular unas nuevas señales de salida, hasta que se consiga el valor deseado de estabilización.

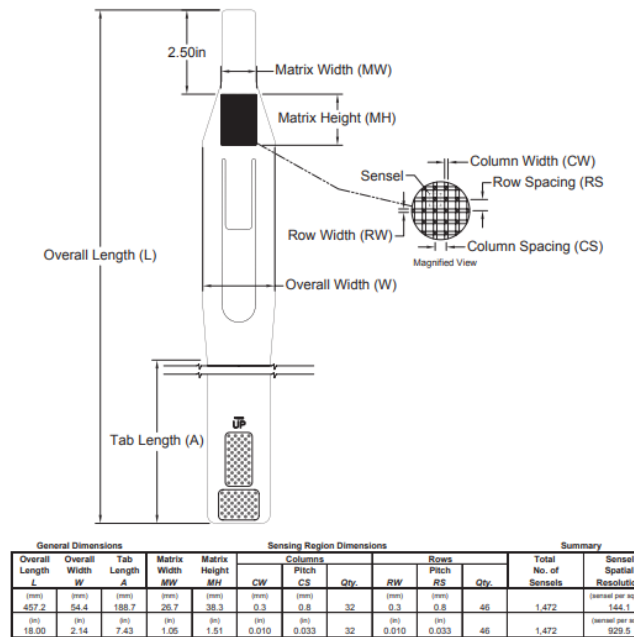
**4.4.3.2 Sensores.** La máquina MTS Bionix es capaz de entregar hasta 25 kN de fuerza axial en dirección de compresión y tendrá un sistema de control que puede regular esa fuerza según el usuario lo requiera. Mientras la máquina MTS le está entregando una fuerza de compresión al prototipo, se necesita instalar sensores tanto en la prótesis como en la base del prototipo para que puedan analizar su comportamiento durante la marcha dada por el sistema de control. Para el montaje final del sistema de control, se utilizan dos sensores fabricados por la compañía Tekscan, los cuales son sensores muy delgados, que nos proporcionan datos preciosos para un análisis riguroso del comportamiento de una prótesis.

**Medical sensor 5033.** Es un sensor usado para las articulaciones del tobillo. Con este sensor se mide la fuerza de carga y la presión que se ejercen en el tobillo de la prótesis durante el ciclo de la marcha, además, se puede tener un análisis biomecánico completo de la articulación cuando está sometida a cargas multi axiales y nos proporciona datos de tensiones dinámicas y finitas.

Este sensor utiliza componentes electrónicos de escaneo, los cuales, se deben posicionar en la articulación y estos, se conectan al sensor, recopila los datos del sensor y luego procesa y envía estos datos a un computador mediante conexión USB. Estos datos se visualizan en un software suministrado por el fabricante, donde se visualizan gráficas en 2D y 3D en tiempo real de las curvas de presión, fuerza y el área de contacto de la prótesis transtibial.

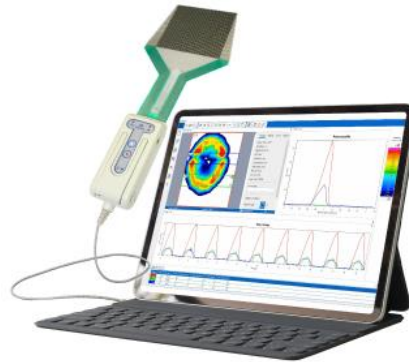
**Figura 84**

*Especificaciones del sensor K-Scan médico 5033*



Nota. Adaptado de *K-Scan System*, por Tekscan.

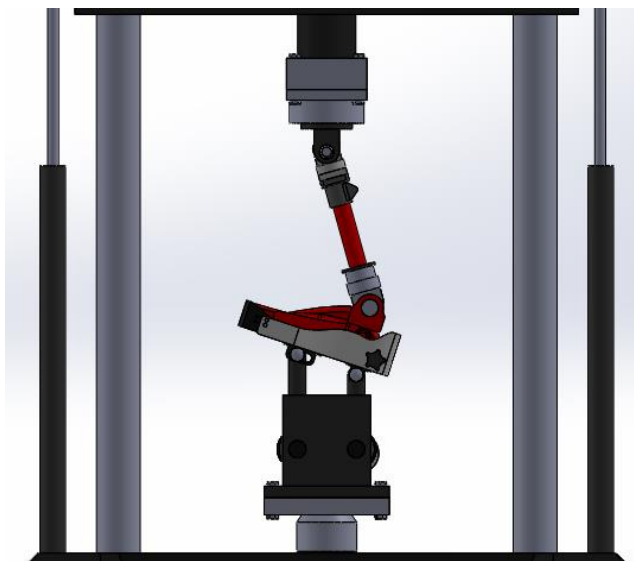
**High spatial resolution I-Scan sensor.** Es un sensor que tiene hasta 248 elementos de detección que se encarga de medir y analizar con precisión la presión entre dos superficies. Este sensor se conecta a un mango, el cual se conecta a un sistema I-scan que es capaz de medir tanto la presión como la fuerza, con datos de precisión reales. El sensor se posiciona en la base del prototipo de modo que entre en contacto con la prótesis y así visualizar los datos en tiempo real durante el ciclo de la marcha humana. Este software proporcionado por el fabricante tiene la capacidad de capturar la fuerza a lo largo del tiempo y visualizar una imagen de salida en 2D y en 3D, del mapeo de presión en cualquier punto determinado.

**Figura 85***Sistema I-Scan*

Nota. Adaptado de *K-Scan System*, por Tekscan.

**4.4.5 Simulaciones de movimiento finales**

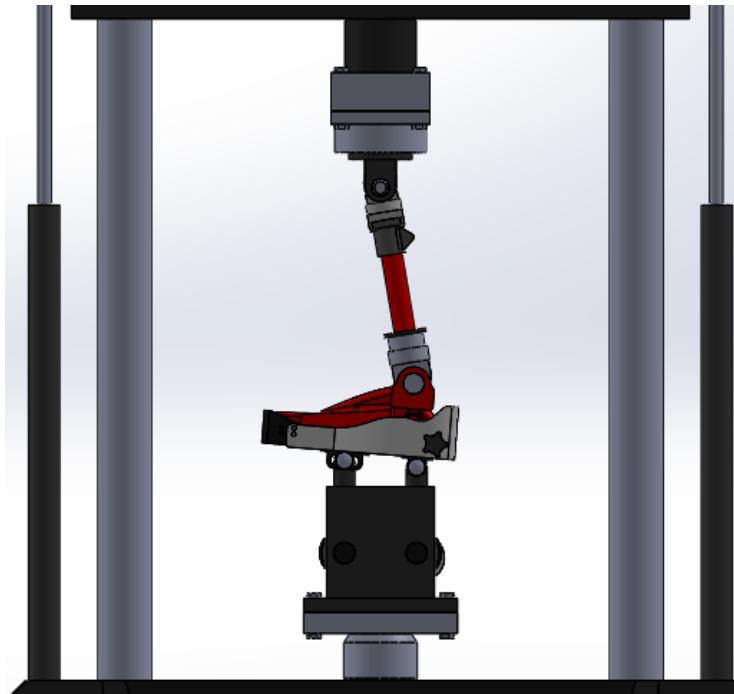
Comenzando la fase de apoyo de la marcha, la leva 1 eleva el cilindro a su máxima longitud, mientras que la leva 2 lo mantiene estable, generando así que la fuerza cíclica proporcionada por la MTS recaiga sobre la parte del tobillo de la prótesis.

**Figura 86***Simulación del comienzo de la fase de apoyo*

Antes de terminar la fase de apoyo, la leva 1 empieza a bajar el cilindro, mientras que la leva 2 empieza a subir el cilindro de esta poco a poco, logrando así que la fuerza ejercida por la MTS recaiga de a poco sobre toda la planta del pie.

### Figura 87

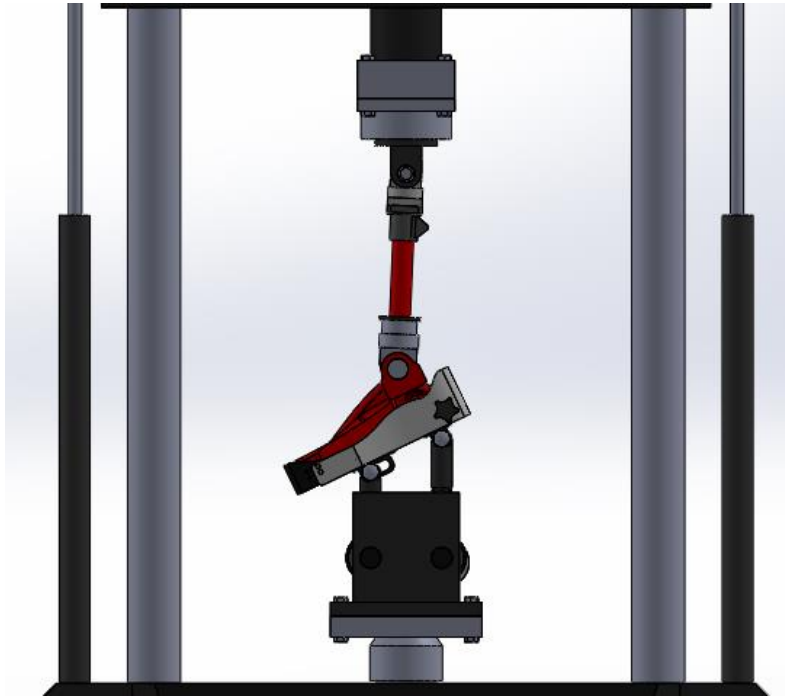
*Simulación durante la fase de apoyo*



Por último, la leva 2, mueve el cilindro hasta su máxima longitud, mientras que la leva 1 dirige su cilindro súbitamente hacia abajo, generando así la fase de balanceo de la marcha, donde todo el peso recae sobre el antepié de la prótesis.

**Figura 88**

*Simulación de la fase de balanceo*

**4.4.6 Análisis de costos****4.4.6.1 Lista de materiales.**

- Lámina de aluminio de 3 mm de espesor, de 400 x 600 mm.
- Lámina de acero 1020 de 5 mm de espesor, de 1,2 x 1,6 m.
- 2 barras de acero 1020 de 30 mm de diámetro, con 70 mm de longitud.
- 2 barras de acero 1020 de 15 mm de diámetro, con 50 mm de longitud.
- 1 barra de acero 1020 de 20mm de diámetro, con 80 mm de longitud.
- Lámina de acero 1020 de 5 mm de diámetro, de 1500 x 200 mm.
- Lámina de acero 1020 de 4 mm de espesor, de 500 x 200 mm.
- Lámina de aluminio de 4 mm de espesor, de 400 x 300 mm.
- Unión de tubos en acero inoxidable.

- Tornillería en acero inoxidable.
- Manguito de caucho.
- Motor de 0,2 HP y 120 rpm.
- 2 sensores de lámina delgados con software incluido.

Debido a que el prototipo no se va a construir, se hace un análisis de costo estimado y aproximado, con valores cotizados por un fabricante de la región, según la cantidad de materiales que se necesite para su posible construcción. Las láminas de aluminio se necesitan para las bases que se conectan a los cilindros de la MTS, para la caja que recubre las poleas, para las poleas y para la base superior del pasador que se conecta a la unión de tubos. En cuanto a las láminas de acero se necesitan para las levas, para la base del pie del prototipo y para las bases de los pasadores. Las barras de acero se usan para los pasadores, los cilindros, para los rodillos y para los ejes de las poleas. La tornillería y la unión de tubos se diseñan en acero inoxidable, fácil de conseguir en el mercado, mientras que el manguito será de caucho.

#### 4.4.4.2 Costo de materiales.

**Tabla 19**

*Costo total estimado*

Ítem	Cantidad	Costo
Cotización prototipo construido	1	\$ 684.250
Motor pequeño	1	\$ 250.000
<b>TOTAL PROTOTIPO</b>		<b>\$834.250</b>
Sensor de alta calidad importado	2	\$ 1'638.440
<b>TOTAL + SENSORES</b>		<b>\$ 2'572.690</b>

**Figura 89***Cotización del prototipo diseñado*

	<b>INDUSTRIAS TEHERAN</b>		CODIGO:	GM-RG-01	
	REGISTRO DE COTIZACIONES		EDICION:	1	
Elaboro: Coordinador HSEQ		Aprobó: Gerente		Hoja	1 de 1
				fecha de Aprobación:	18 Ene - 21

Barrancabermeja, 18 DE ENERO DEL 2021		<b>COTIZACION</b> No. CT 21 - 013		
Señor (es): <b>ALVARO JAVIER ACOSTA MARTINEZ</b> Barrancabermeja		<b>TIEMPO DE DURACION</b> (25) Días Hábiles		
POR MEDIO DE LA PRESENTE NOS PERMITIMOS PRESENTAR NUESTRA PROPUESTA A SU SOLICITUD				
<b>ESPECIFICACIONES DE LOS PRODUCTOS Y/O MATERIALES</b>				
ITEM	CANT.	DESCRIPCION	V/UNIT.	SUBTOTAL
1	1	Prototipo para pruebas en prótesis	\$ 575.000	\$ 575.000
SON: SEISCIENTOS OCHENTA Y CUATRO MIL DOSCIENTOS CINCUESTA PESOS COLOMBIANOS			<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$</b>
			IVA (19%)	\$ 109.250
Forma de pago: CONTRAENTREGA      Validez de la oferta: 15 días			<b>VALOR NETO</b>	<b>\$ 684.250</b>

El costo del mecanismo final encargado de darle movimiento a la prótesis y mantenerla rígida, es económico en comparación de las maquinas que se encuentran en el mercado global que se encargan de realizar la misma función. Lo que le aumenta el precio significativamente al prototipo, son los sensores, los cuales son importados desde los Estados Unidos, debido a que son uno de los mejores encargados de medir y analizar en tiempo real datos en mecanismos de prótesis.

## 5. Conclusiones

Durante el desarrollo del proyecto, se denotó una carencia de este tipo de prototipos en el mercado nacional. Las entidades encargadas de fabricar las prótesis analizan su funcionabilidad de marcha con pruebas funcionales en pacientes, más no le hacen análisis de cómo se comportaría durante la marcha humana antes de ser usadas por un paciente.

El prototipo, aunque no simula perfectamente la marcha humana, se asemeja lo más cercana posible, debido a que durante la marcha humana ocurren muchos factores que inciden y logran variar sus parámetros más comunes. Sin embargo, el prototipo alcanza valores muy similares que se aproximan a los de la marcha normal y sirven para poder analizar el comportamiento de la prótesis mientras se mueve.

El diseño simulado del mecanismo de leva-seguidor permite un movimiento oscilatorio en uno de los lados de la base, dándole la mayor precisión posible a la simulación de la marcha humana en todas sus fases. Además, es un mecanismo liviano, fácil de realizarle mantenimiento y con bajos costos, permitiendo una gran calidad en su funcionamiento.

Aunque el prototipo no es construido, su diseño simulado utiliza valores de dimensiones reales, teniendo en cuenta las dimensiones de las prótesis transtibiales que se encuentran actualmente en el mercado y teniendo en cuenta las dimensiones que posee la máquina MTS Bionix, para que el prototipo se pueda acoplar sin ningún problema.

La capacidad de carga que puede aguantar el prototipo es de fuerzas de más de 980 N, que es lo equivalen a una persona de 100 Kg aproximadamente, esto debido a que el prototipo debe simular la marcha como si una persona la estuviera usando.

El motor seleccionado para poder darle movimiento al mecanismo es un motorreductor de ejes coaxiales de 0,14 kW que trabaja entre 50-60 Hz y cuenta con un giro de 120 rpm, el cual, puede variar según se requiera y podrá simular las velocidades habituales de una persona al caminar. Además, cuenta con un par de salida de 75 Nm y un factor de servicio de 1,2.

El sistema de control selecciona es un servosistema, capaz de controlar el motor y la velocidad que se le quiera dar al sistema y así poder simular la marcha con la mayor precisión posible. Se hacen uso de dos sensores de presión muy delgados, los cuales, arrojan datos en tiempo real del comportamiento tanto de la prótesis como de la base del prototipo, para así poder hacer un análisis dinámico de la prótesis durante la marcha humana.

El costo del prototipo encargado de darle el movimiento y de acoplar la prótesis en la MTS Bionix es económico, debido a que son ensamblajes fáciles de construir y de acoplar, no requiere mucho material y cuenta con varios componentes disponibles en el mercado. El valor de los sensores aumenta el costo del prototipo final debido a que son de la mejor calidad posible en el mercado y tienen una alta durabilidad de años, se acoplan adecuadamente y pueden medir todo lo que se requiere para hacer análisis dinámico mientras se le aplica una fuerza cíclica al prototipo en tiempo real.

### Referencias Bibliográficas

Camargo, E. (2017). *Modelo cinemático de la marcha protésica transtibial* (Tesis de pregrado). Pontificia Universidad Javeriana, Bogotá, Colombia.

Celemín, A. (2009). *Prototipo de prótesis para amputación transmetatarsiana*. (Tesis de pregrado). Universidad de los Andes, Bogotá, Colombia.

De la Cruz, S. (2018). *Caracterización de banco de prueba para prótesis de rodilla durante la marcha humana*. (Tesis para obtener el título de Ingeniero Electrónico). Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad de México, México.

Gershenson, J. (2008). *NASA ESMD Capstone Design*. (Course Development). Recuperado de: <http://www.nasacapstonedesign.mtu.edu/Overview.html>

Huan, Q. & Yokoi, K. (2001). *Planning Walking Potterns for a biped Robot*. Vol. 17. No. 3., (pp. 280-288)

Kapandji. (1998). *Fisiología articular*. Tomo 3, (p. 167).

Navas Torres, O. & Romero, W. (2016). *Diseño y construcción de una prótesis transtibial de bajo costo con movilidad en los planos sagital y frontal*. (Tesis de pregrado). Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, Colombia.

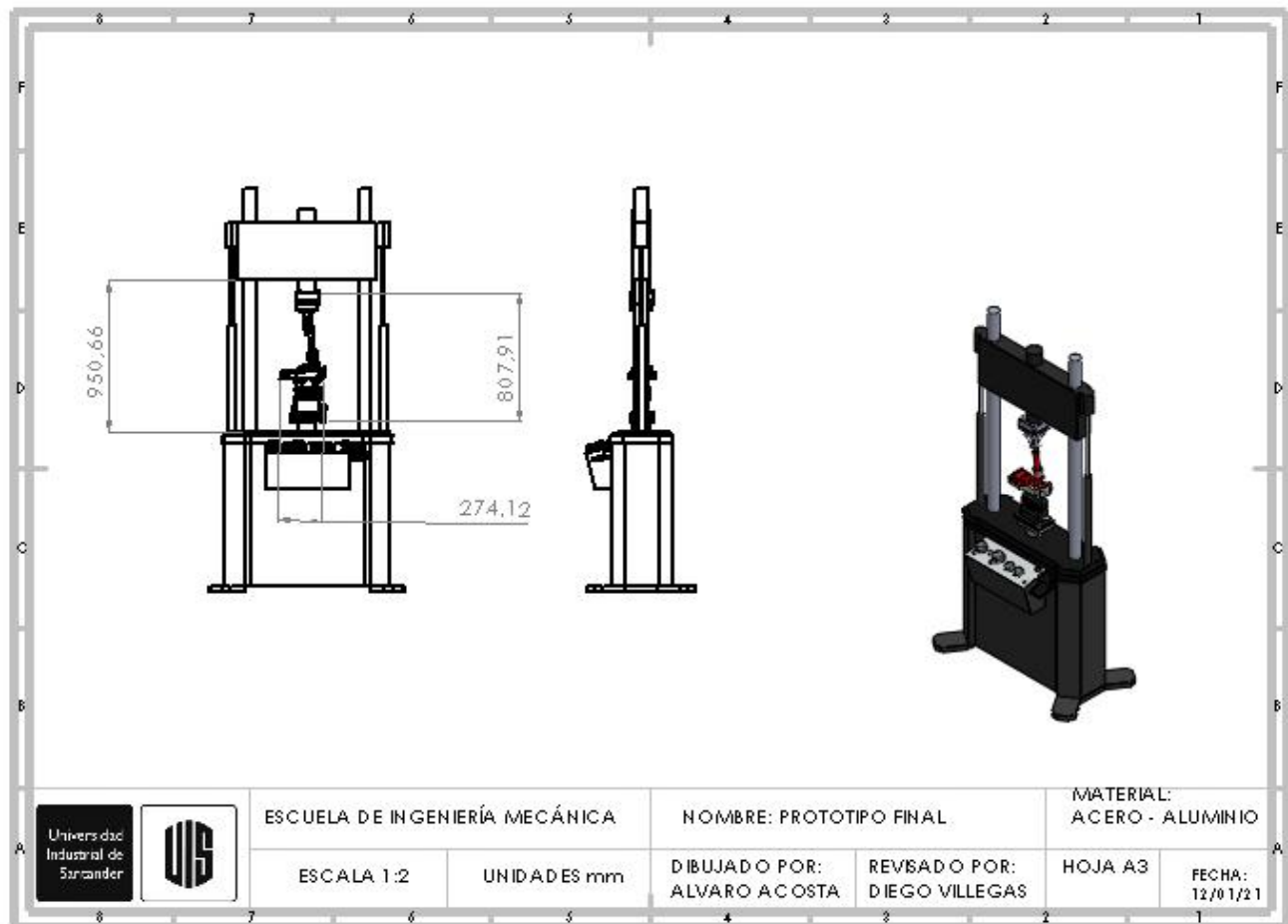
Norton, Robert L. (2011). *Diseño de máquinas*. 4ta ed. México D.F.: Prentice Hall

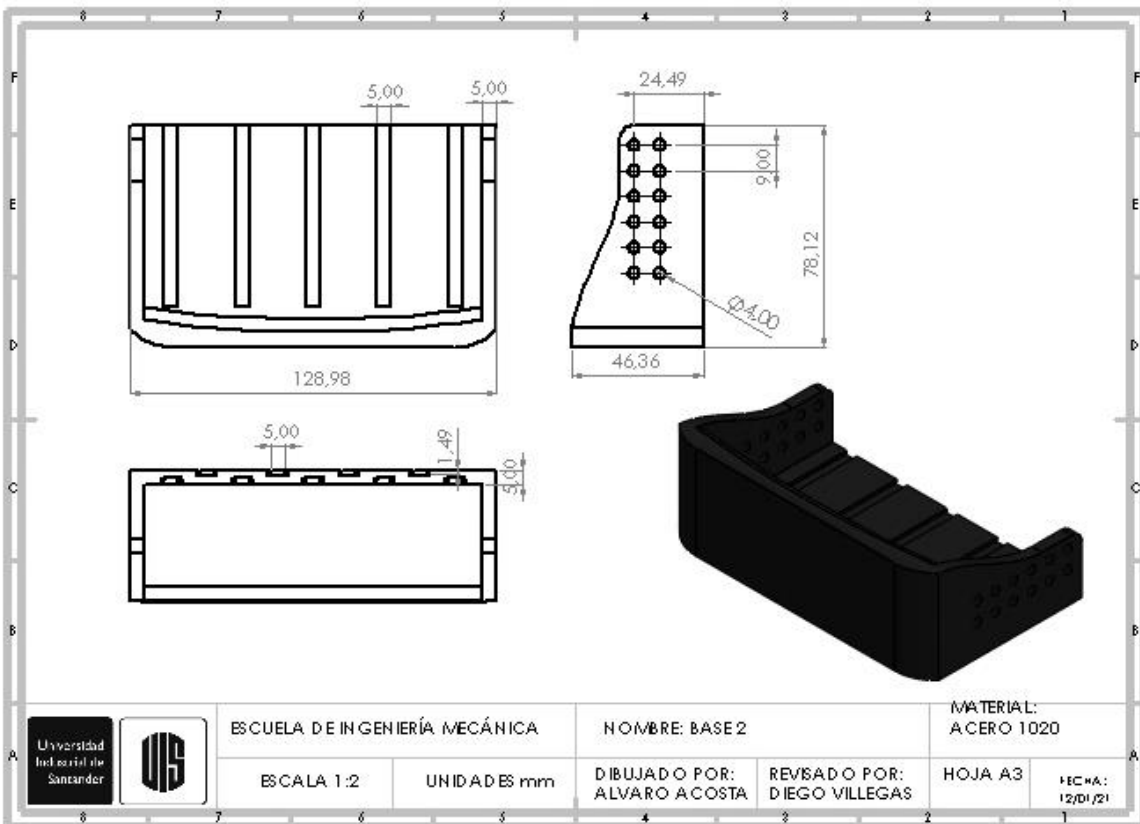
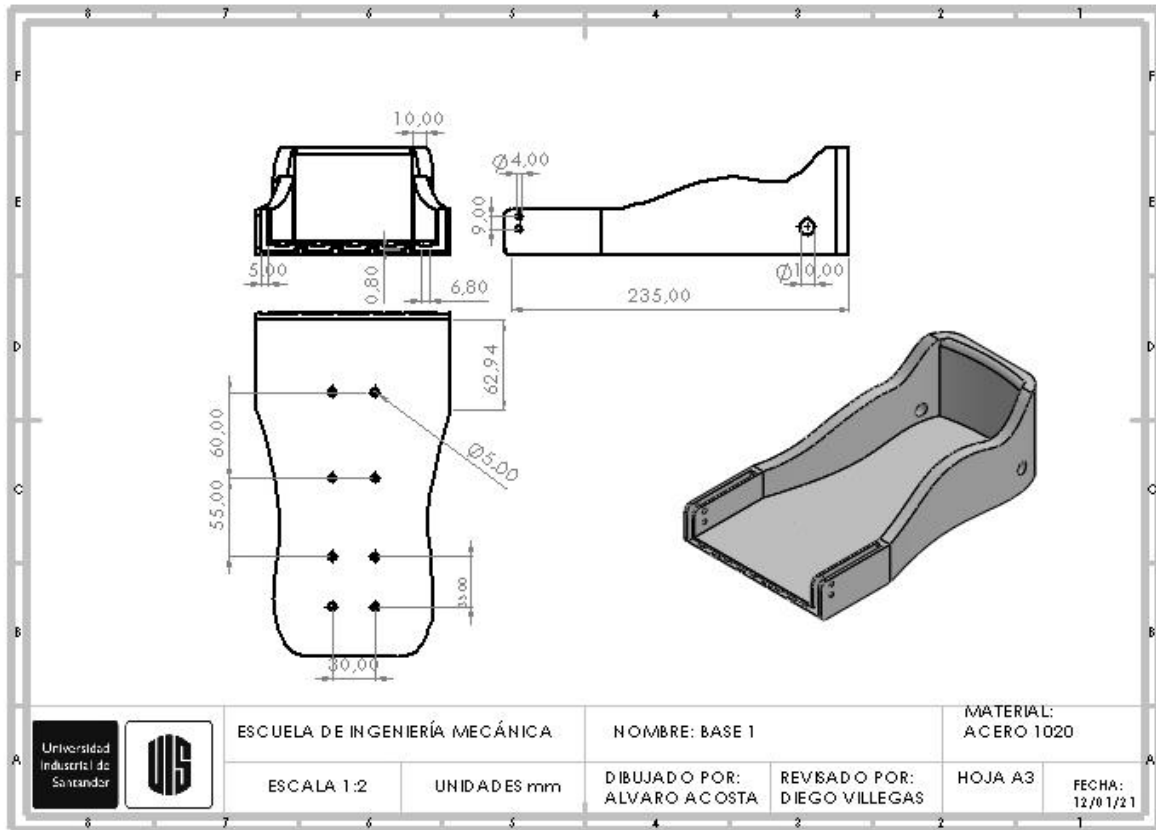
Ogata, K. (1970). *Ingeniería de control moderna*. Pearson. 5ta ed.

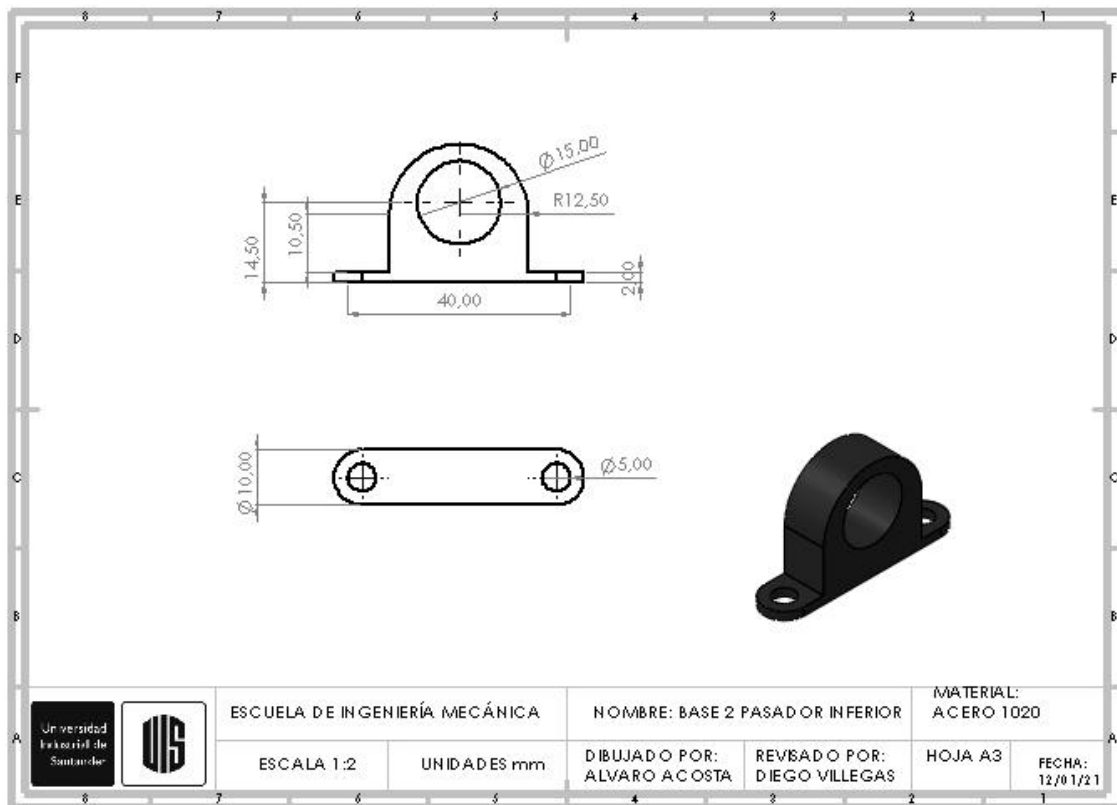
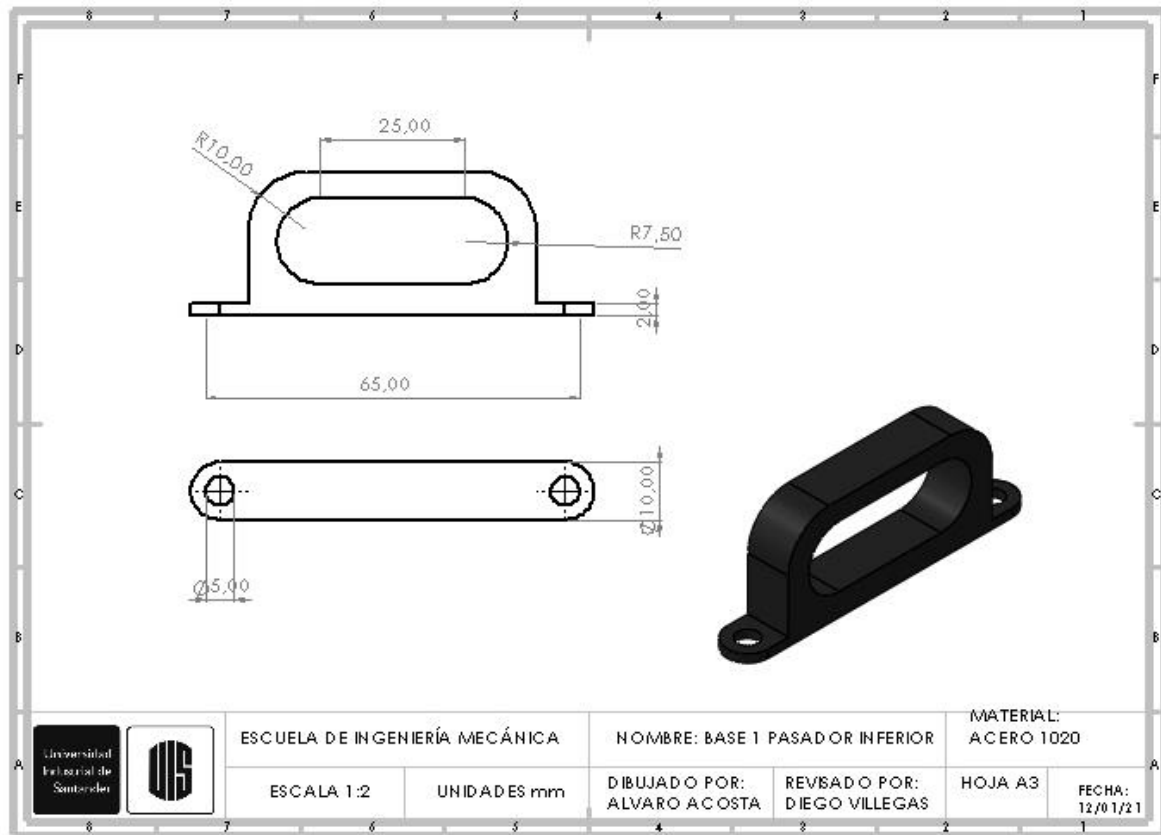
- Olvera Balderas, J. (2017). *Control embebido en FPGA para el prototipo de un simulador de rodilla de dos grados de libertad*. (Tesis de Maestría en Tecnología Avanzada). Instituto Nacional CICATA, Unidad Queretaro, México.
- Rubio, A. (2019). *Actuadores eléctricos y sus principales funciones*. Recuperado de: <https://www.instrumentaciondigital.es/actuadores-electricos-y-sus-funciones/>.
- Silva Castellanos, C. (2015). *Modelamiento de la marcha humana con prótesis de miembro inferior mediante herramientas de simulación dinámica* (aplicación en opensim). Universidad Nacional de Colombia, Bogotá, Colombia.
- Vera, P. (S/F). *Biomecánica de la marcha humana normal y patológica*. (Revista Iberoamericana de Fisioterapia y Kinesiología). Vol 2. Num 1. Campus Miguel de Unamuno, Salamanca. (p. 123-178).
- Wevers, H. & Durance, J. (1987). *Dynamic testing of below-knee prosthesis: assembly and components*. "Department of Mechanical Engineering". Queen's University, Kingston, Ontario. Recuperado de: [http://www.oandplibrary.org/poi/pdf/1987\\_03\\_117.pdf](http://www.oandplibrary.org/poi/pdf/1987_03_117.pdf).

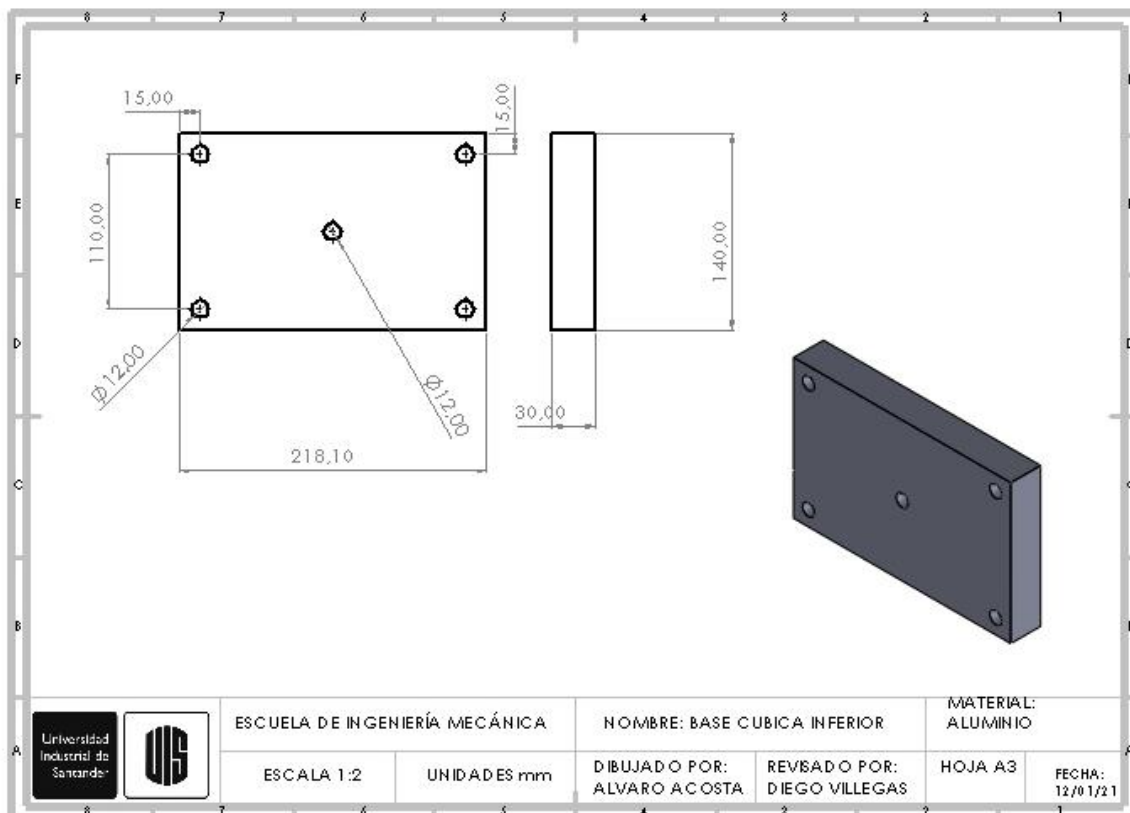
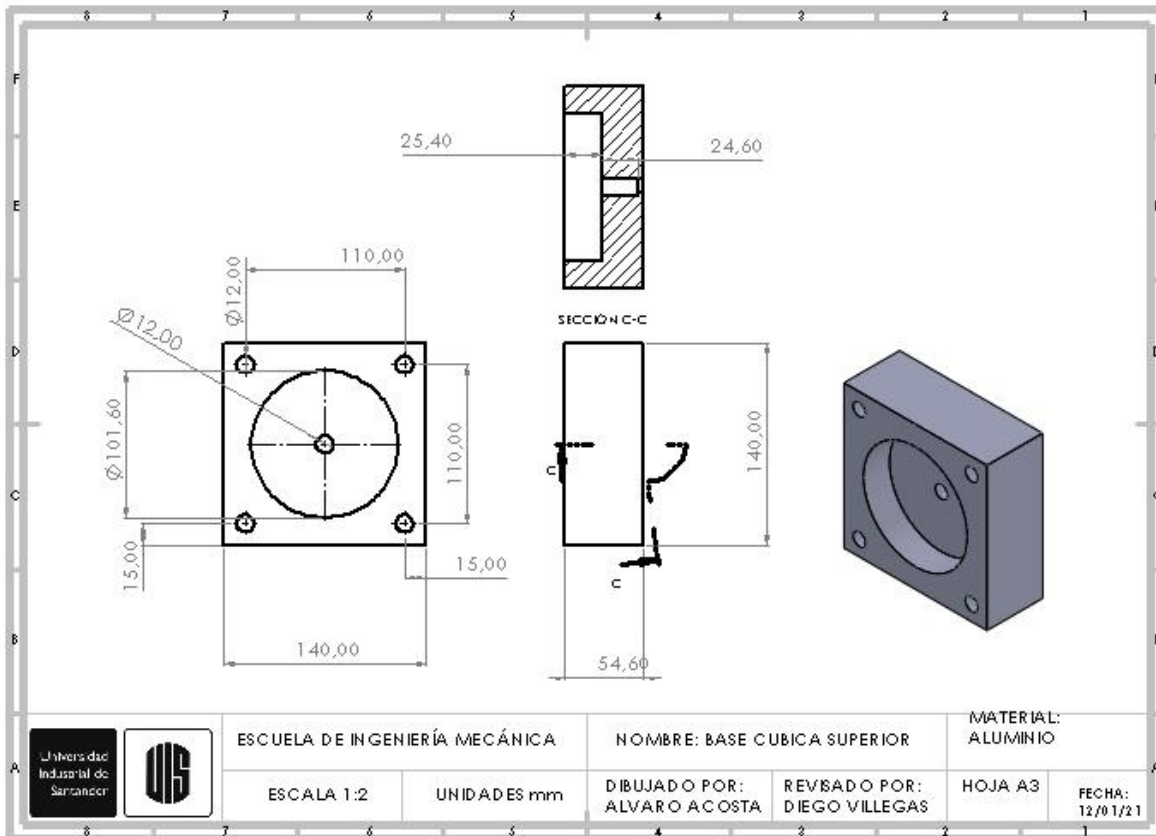
Apéndices

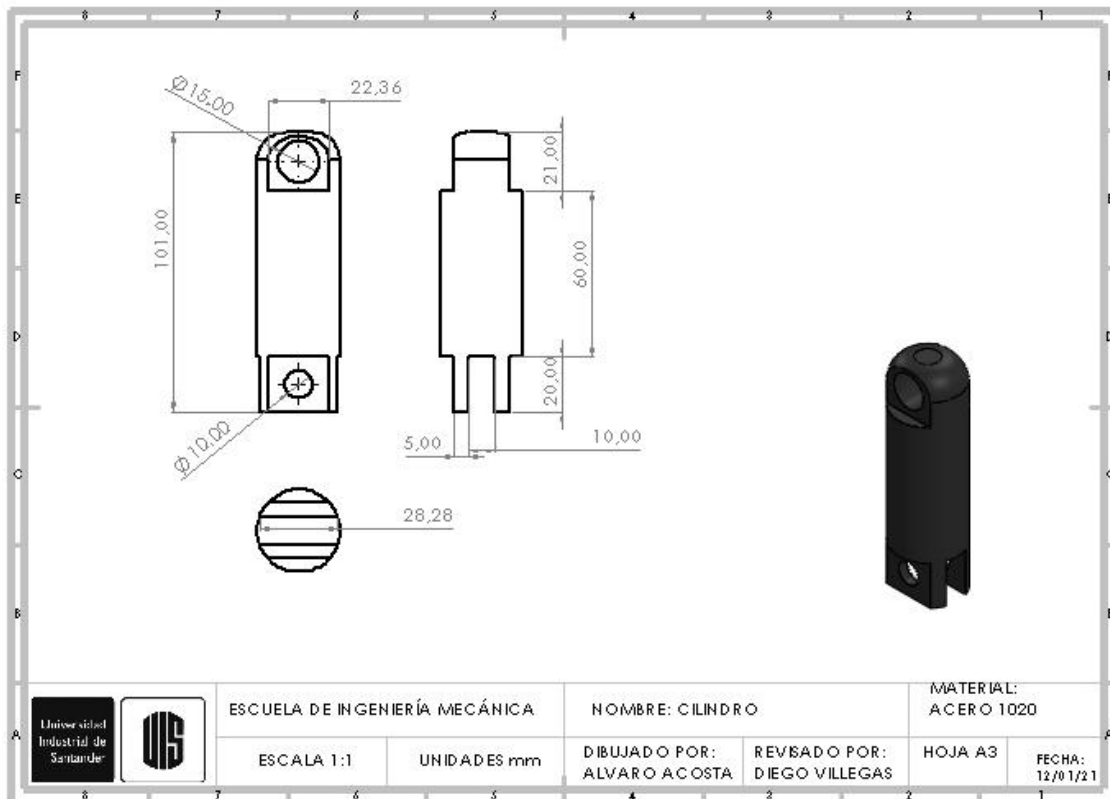
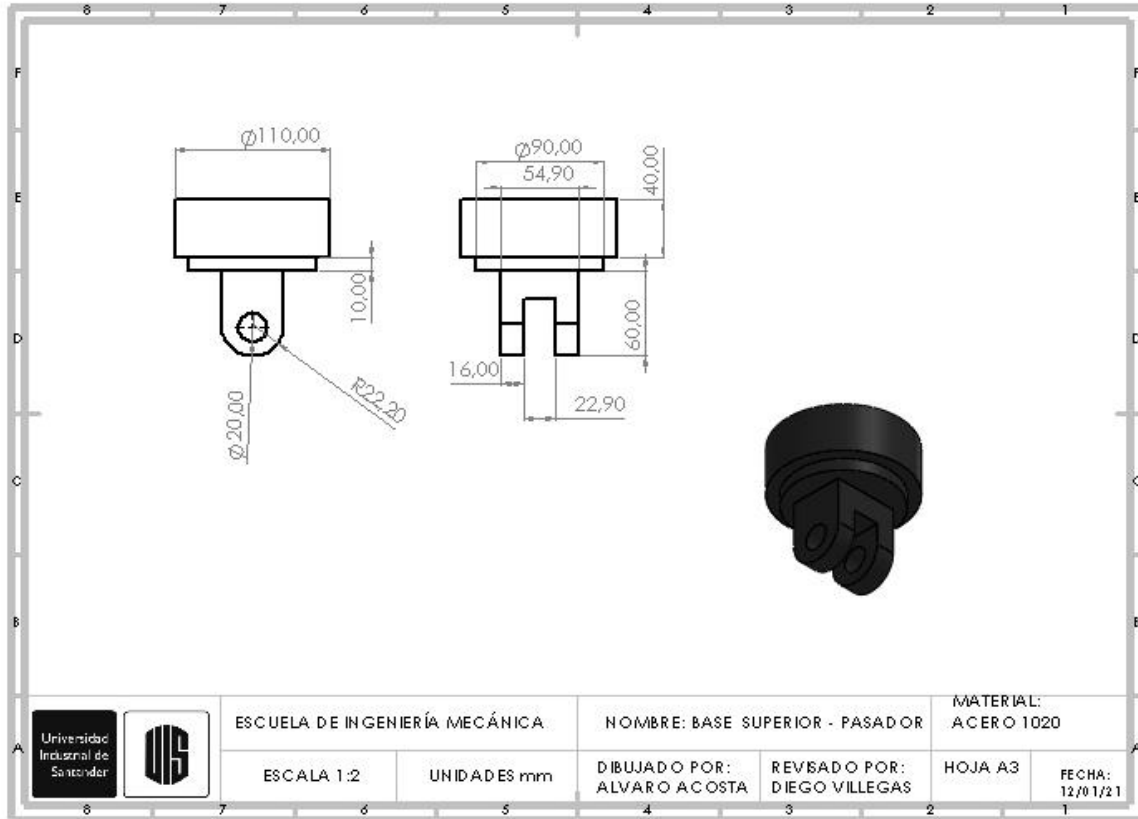
Apéndice A. Planos de las piezas del prototipo

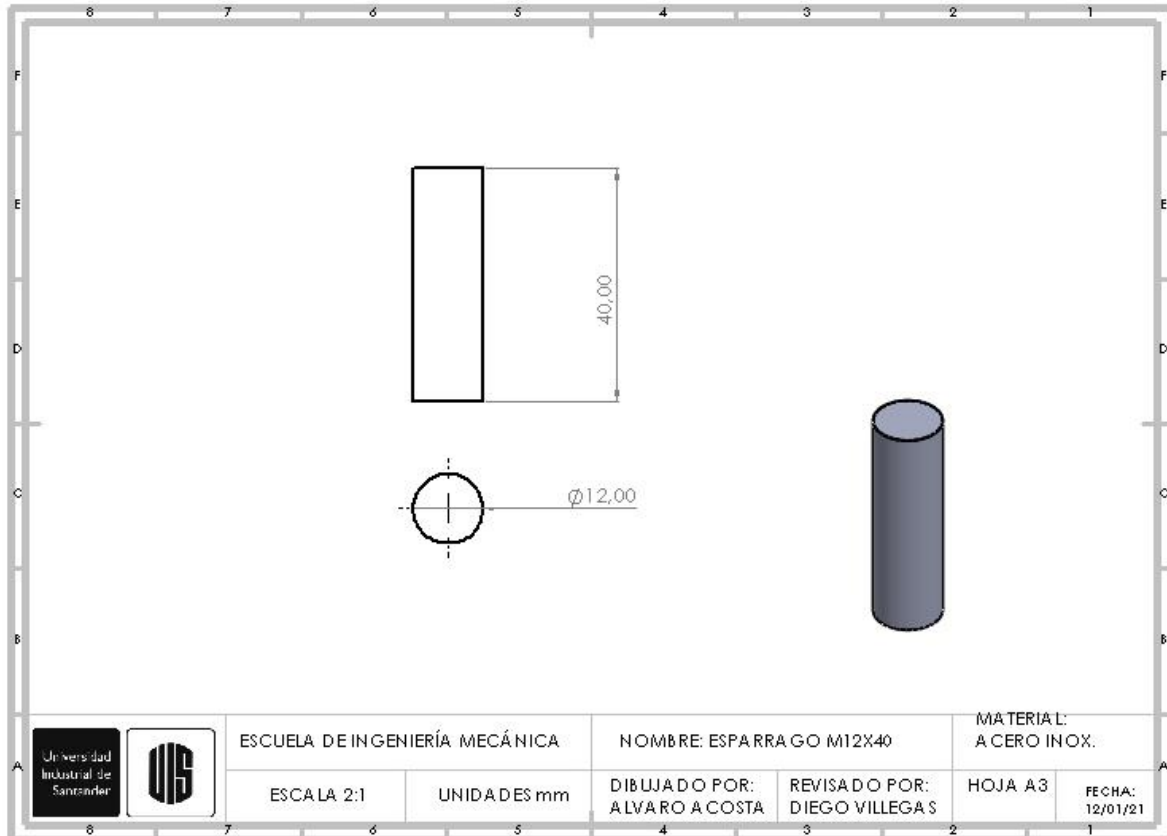
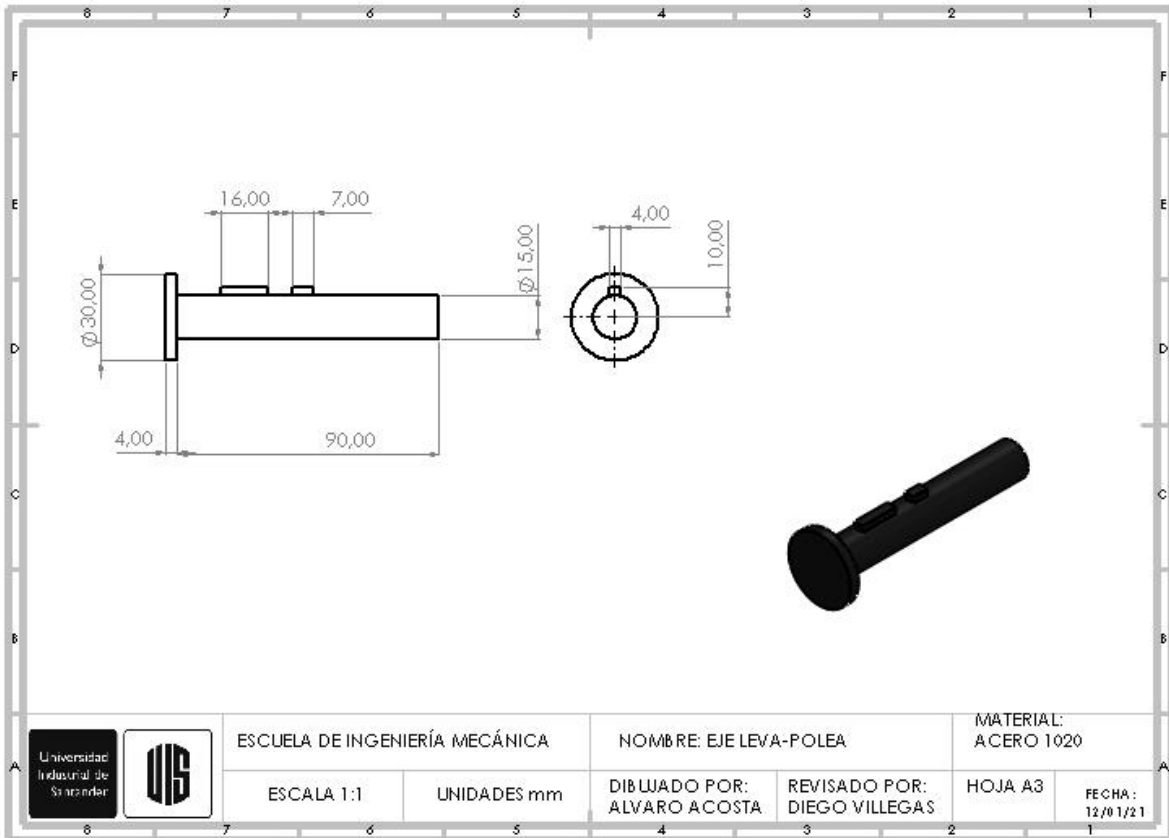


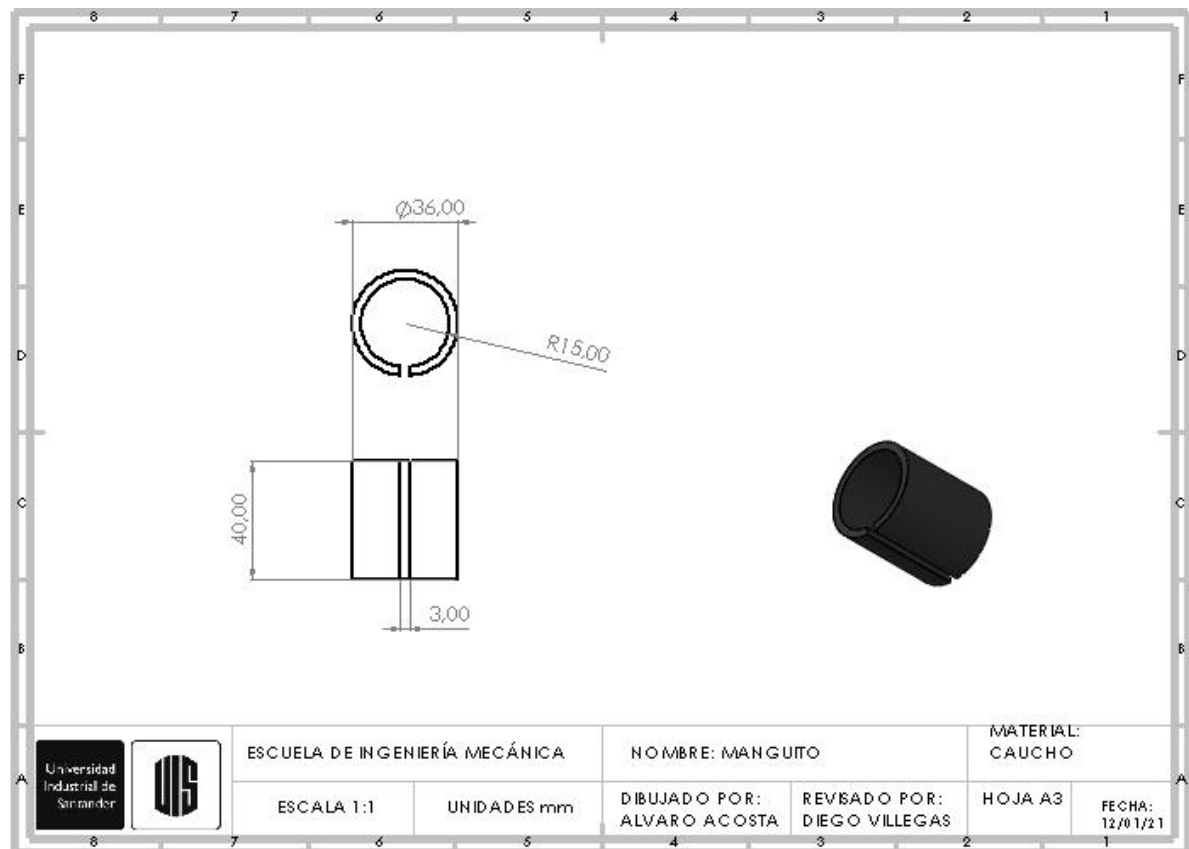
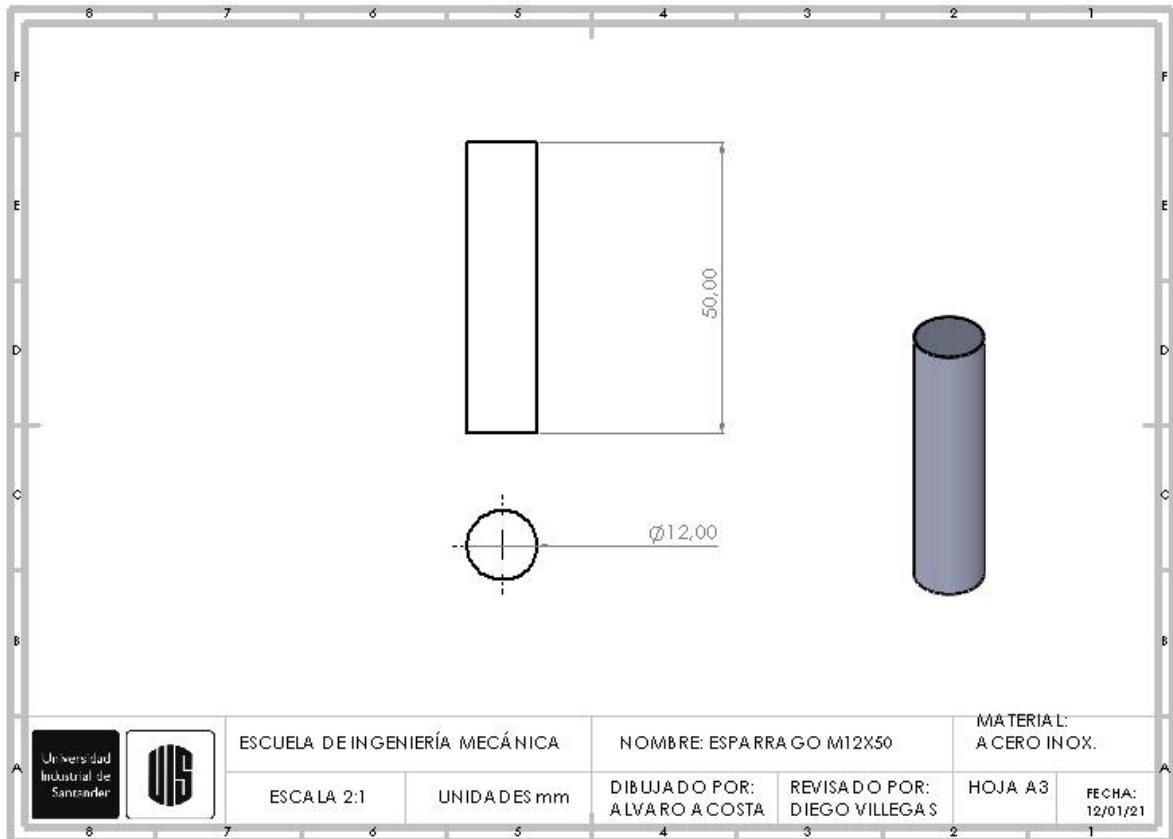


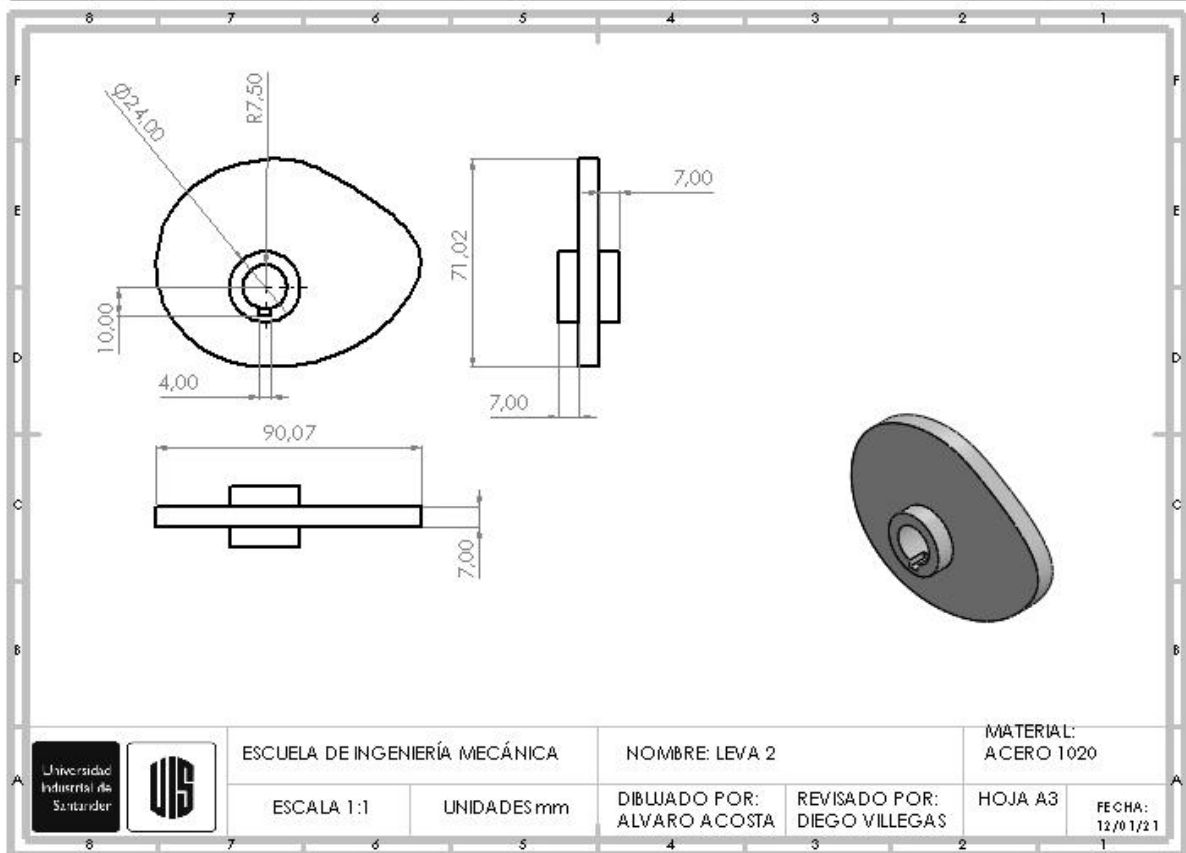
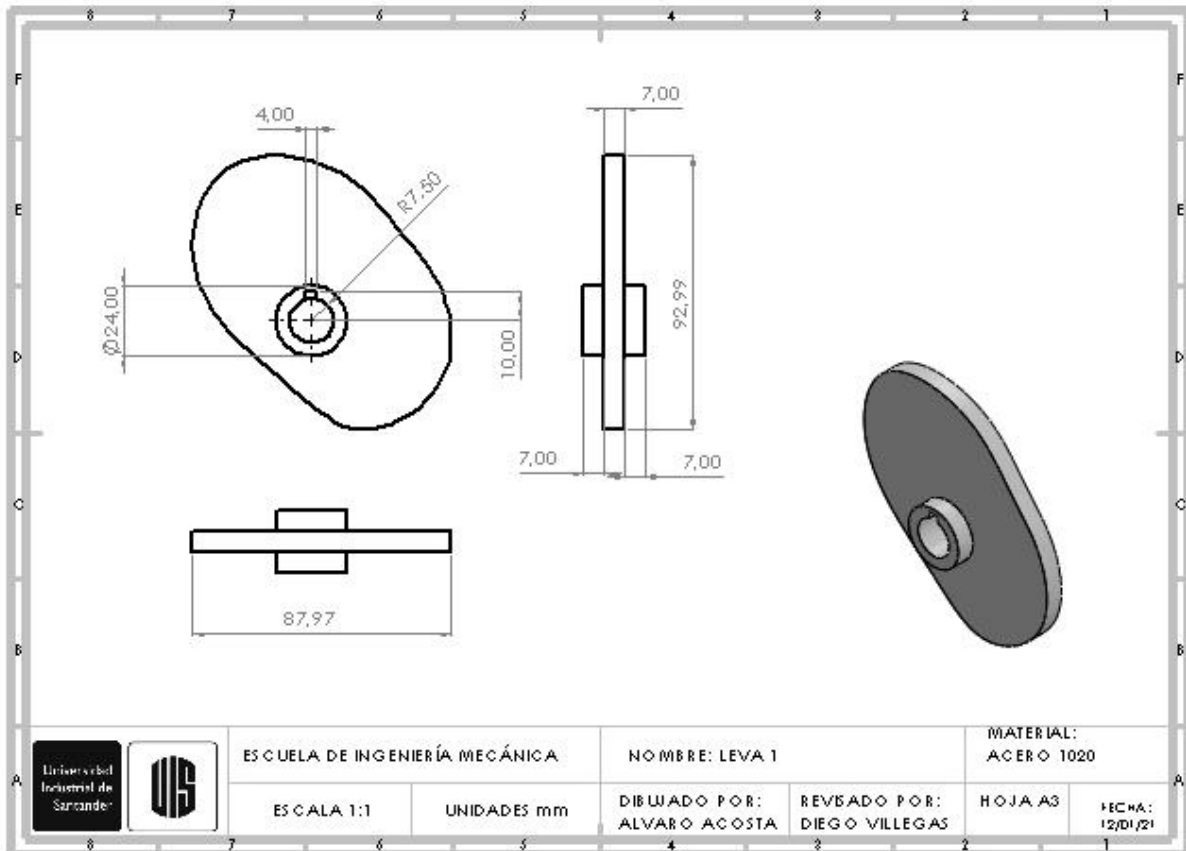


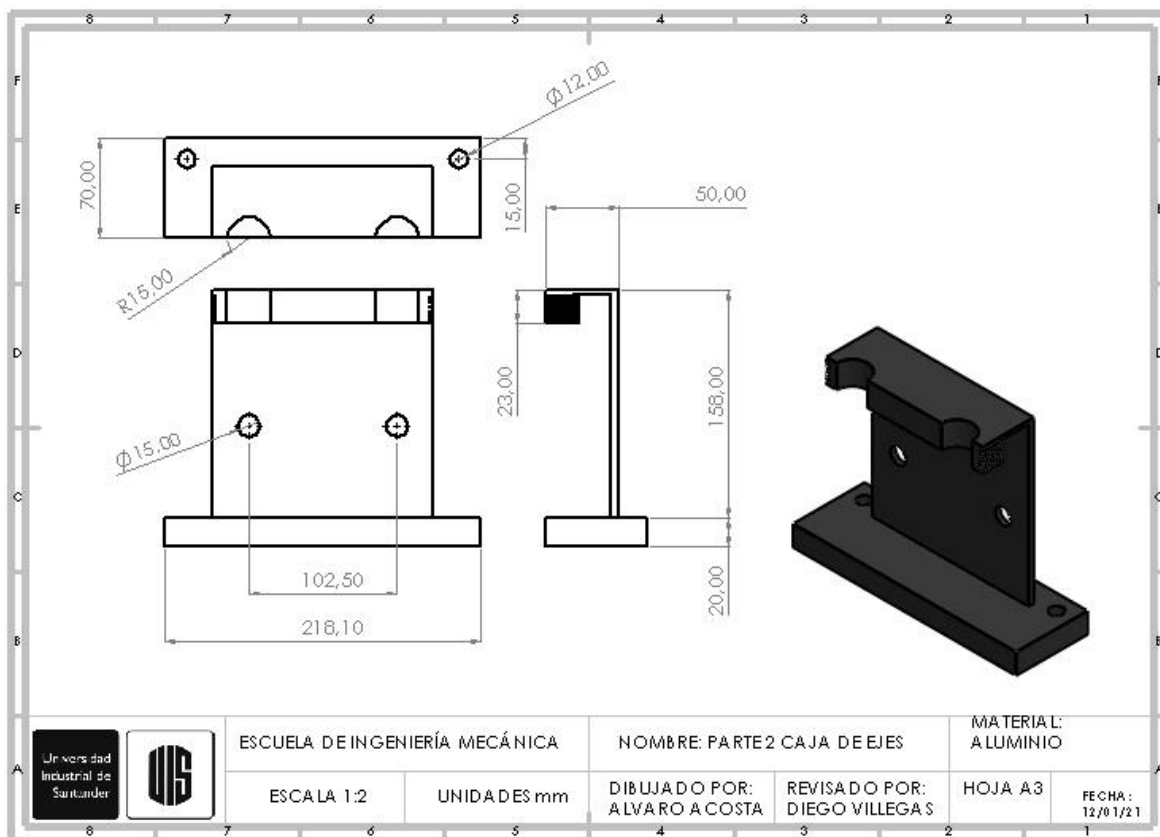
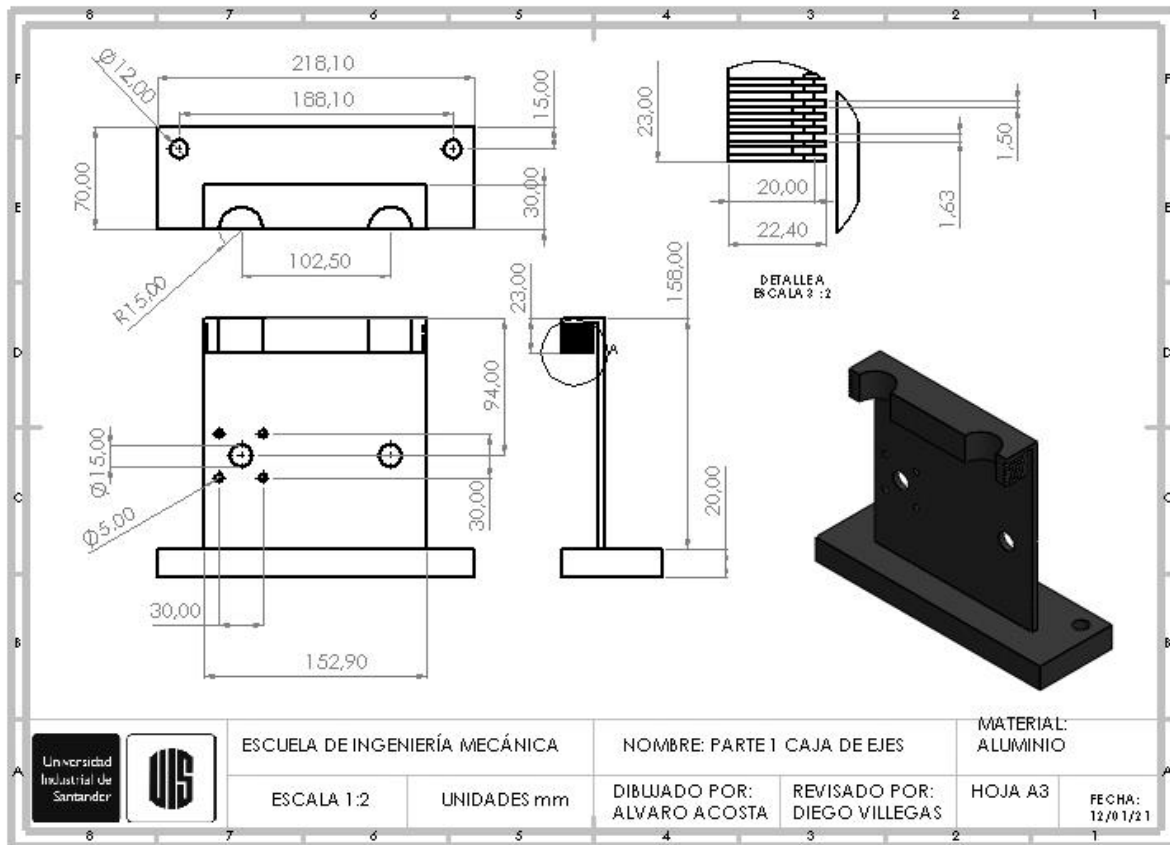


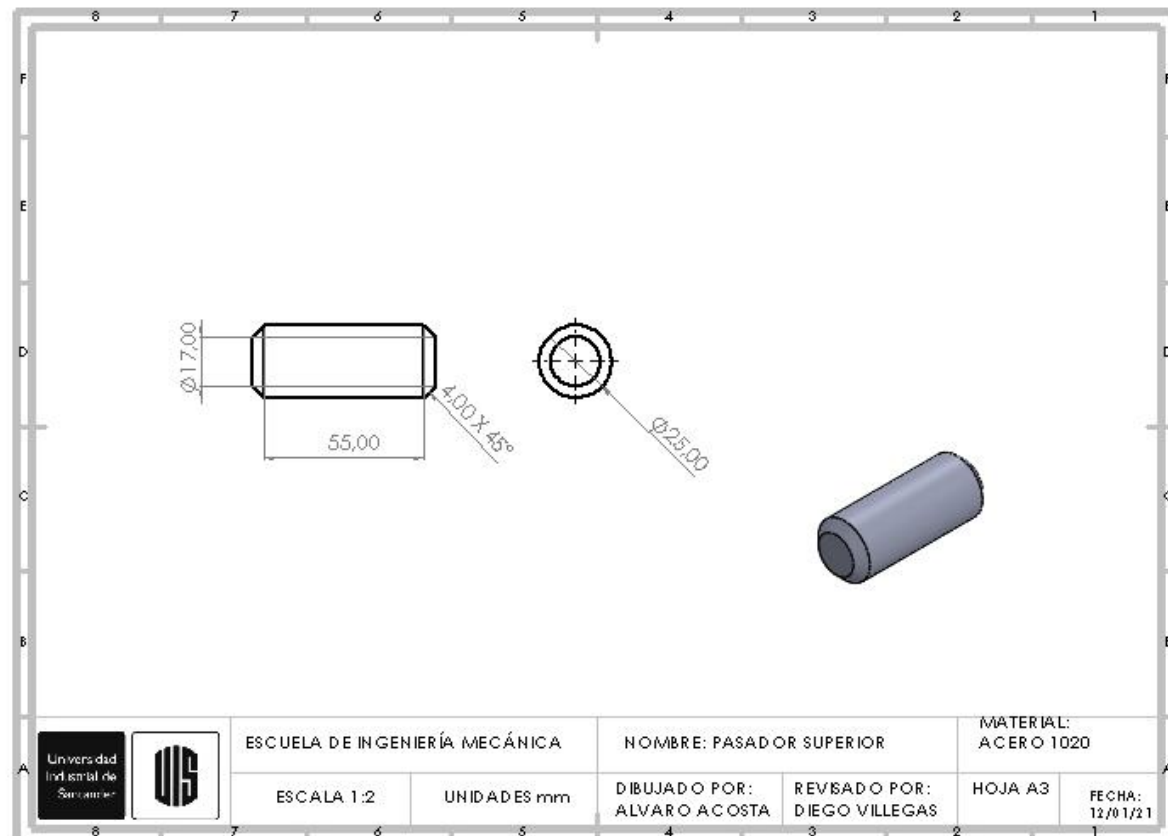
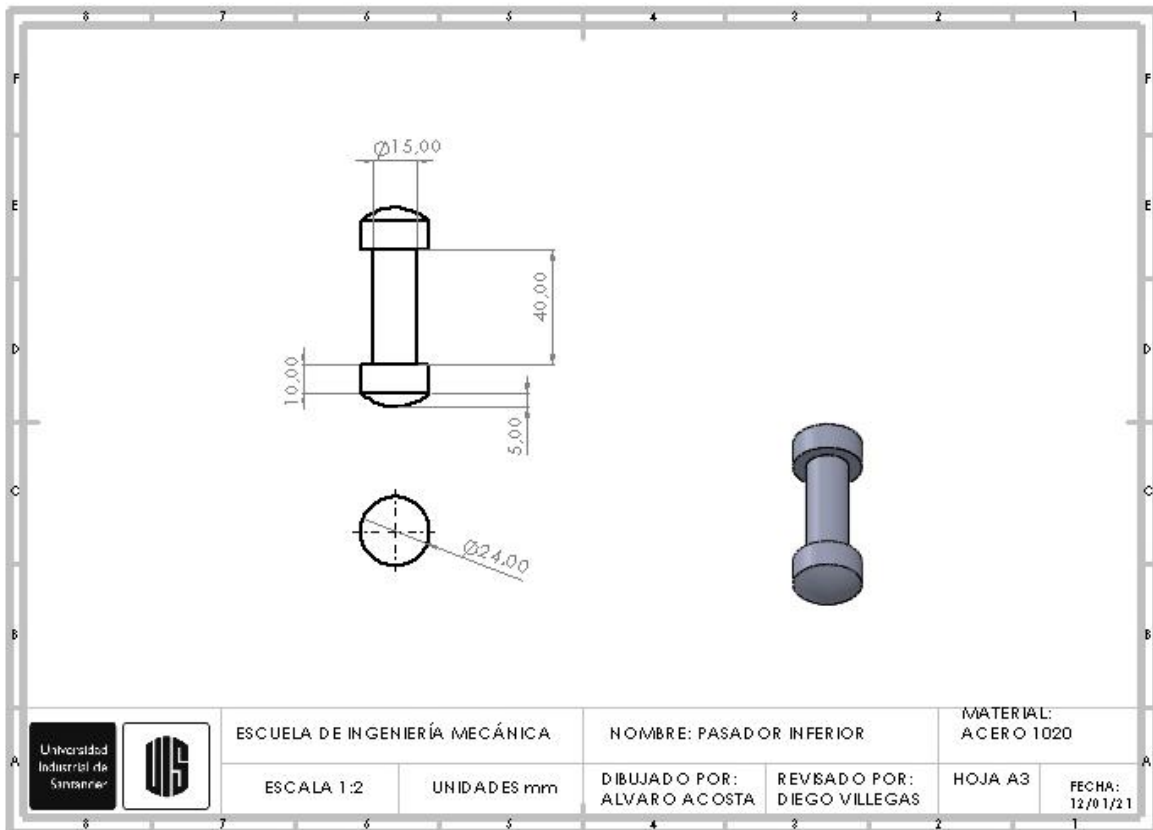


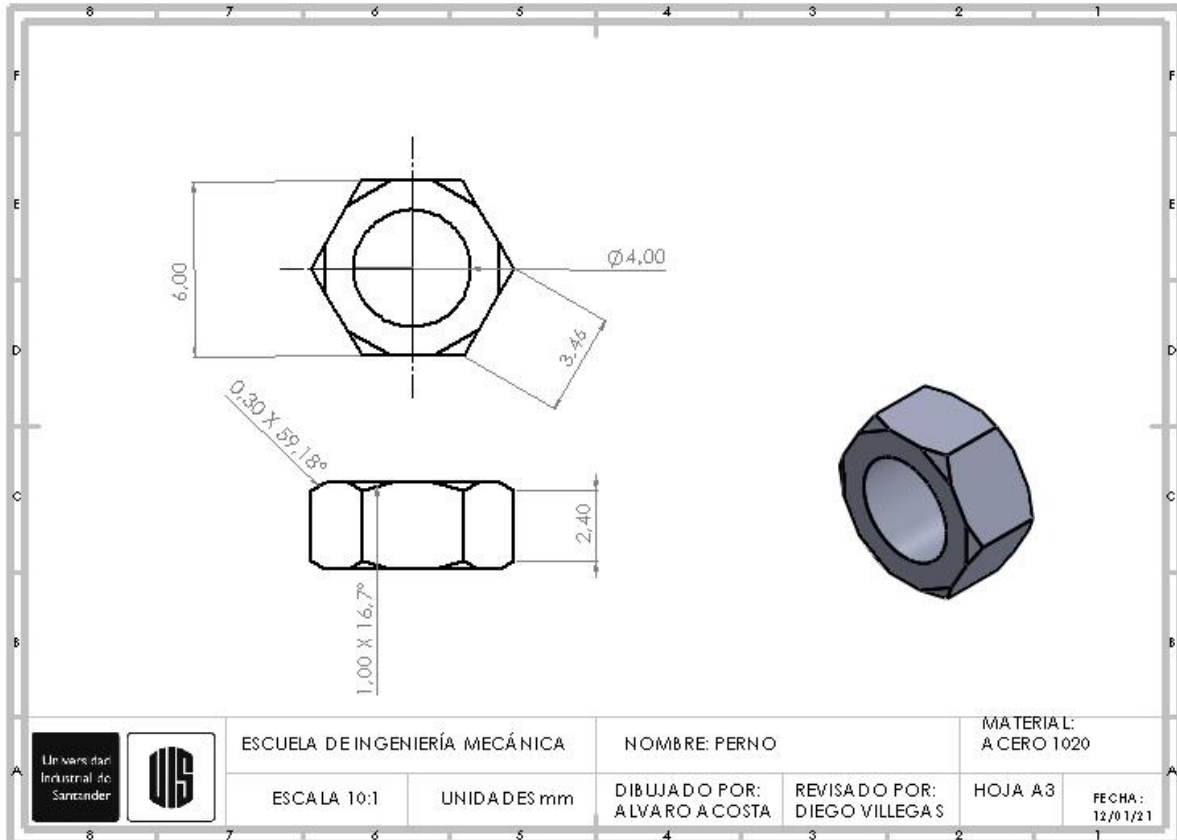
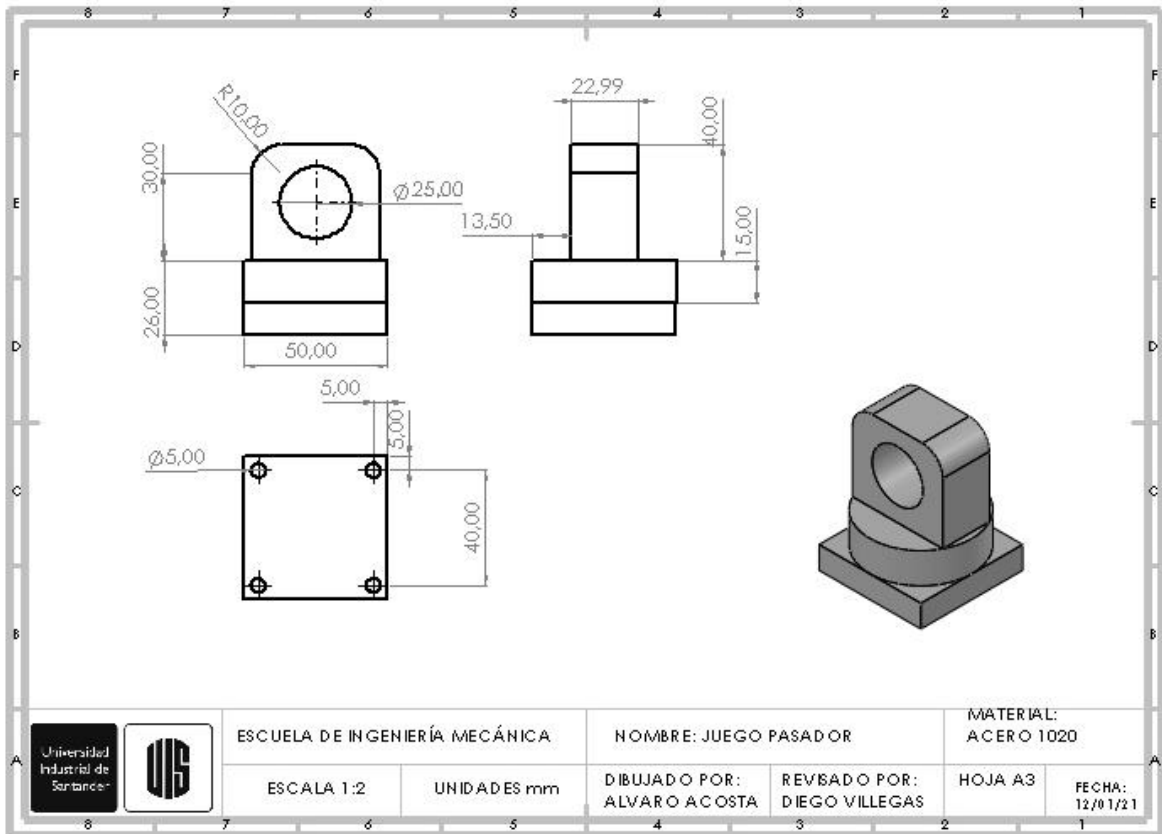


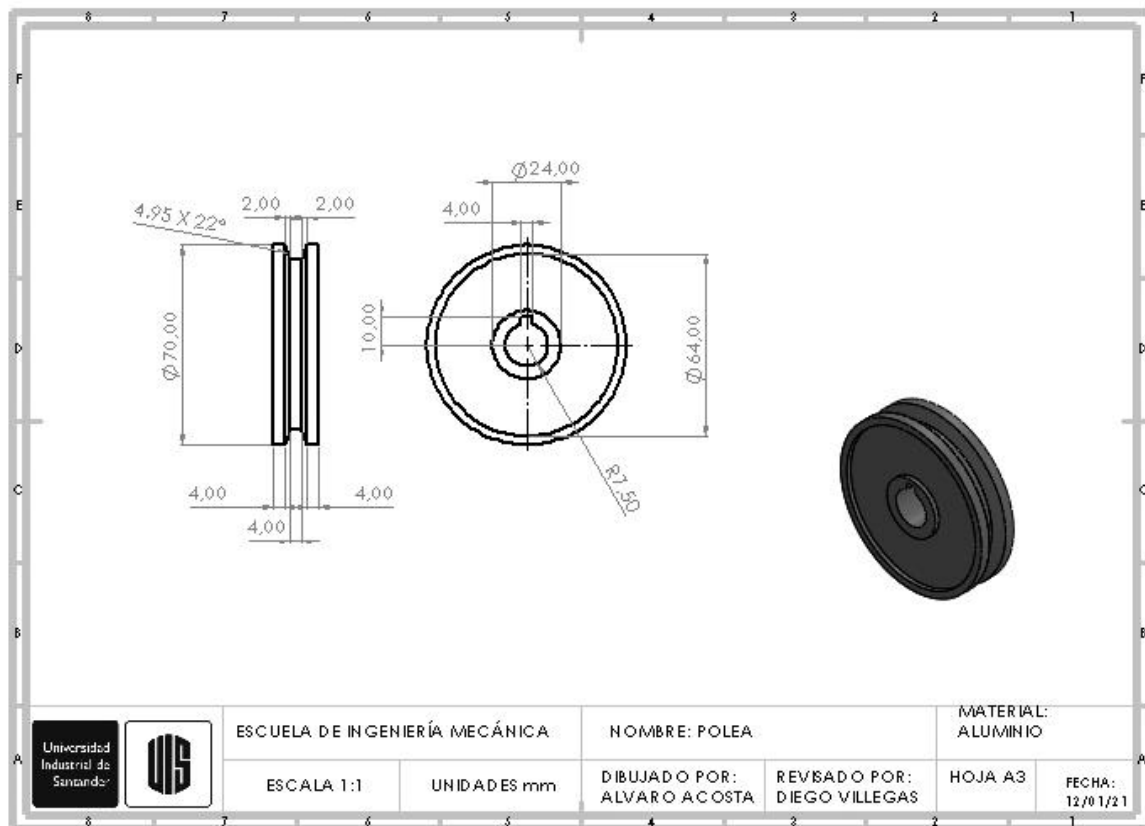
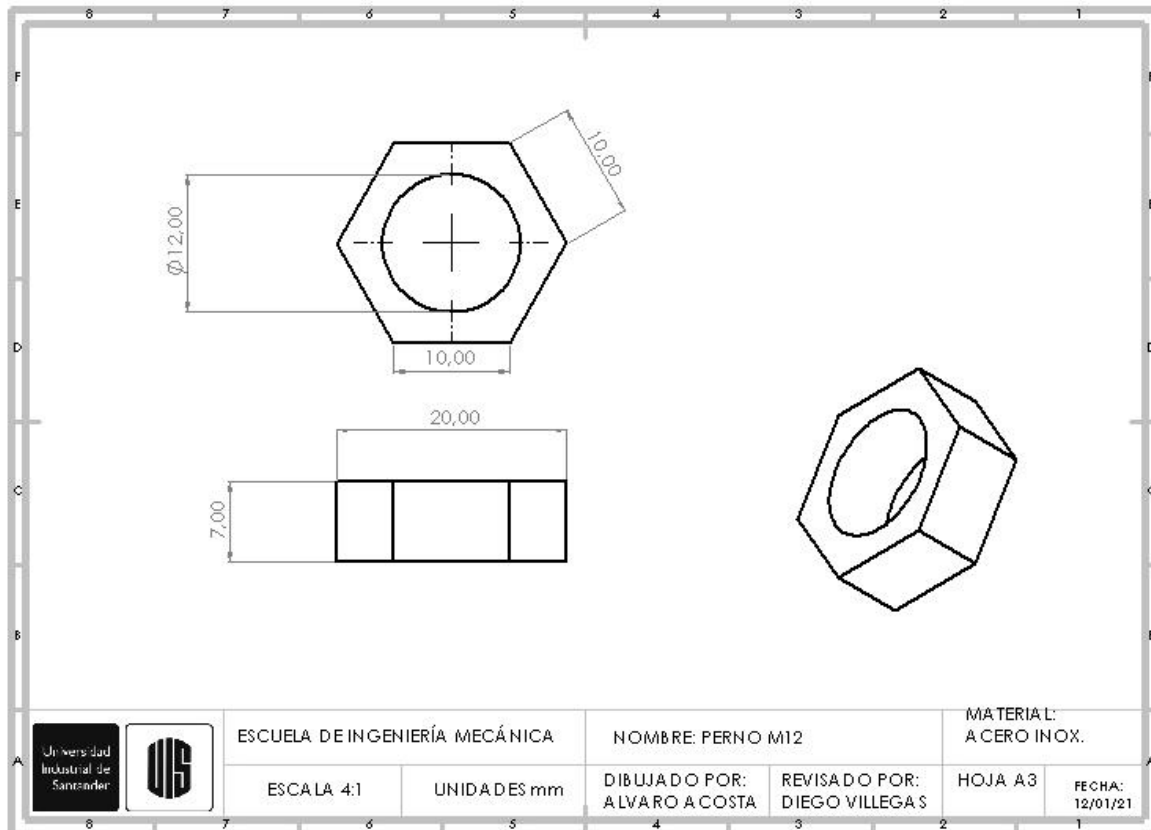


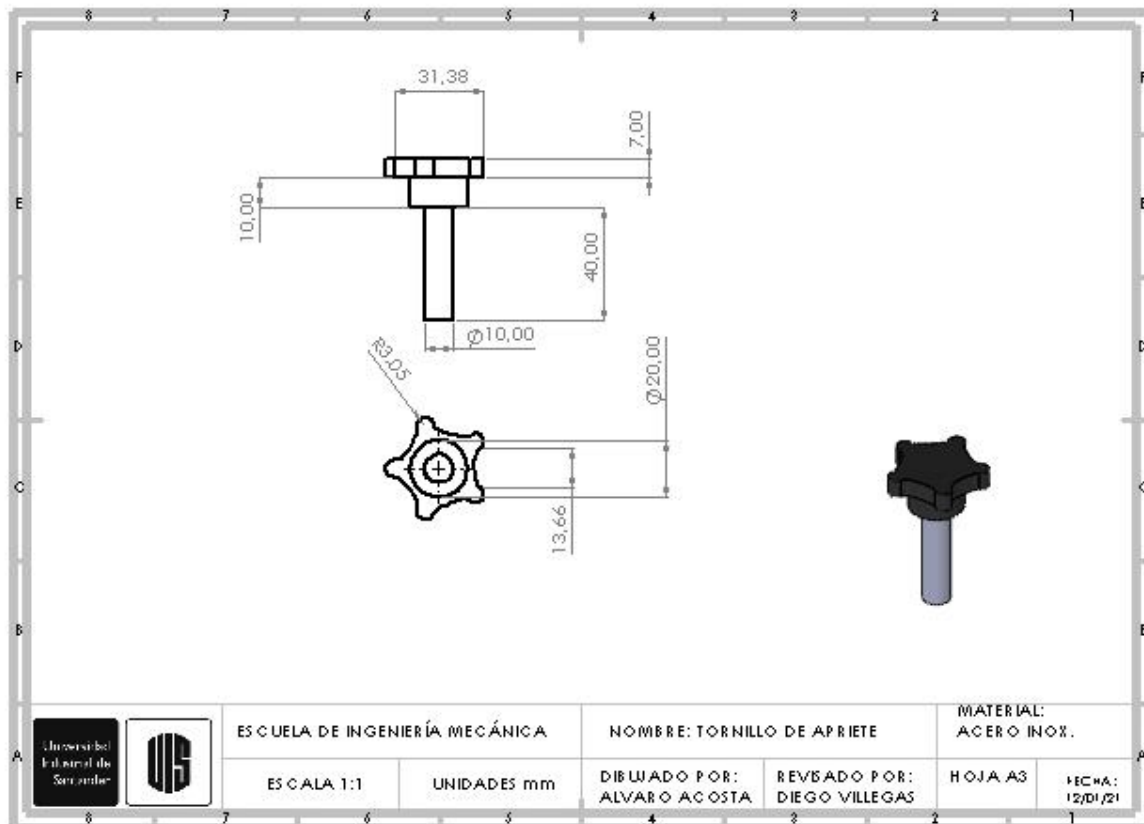
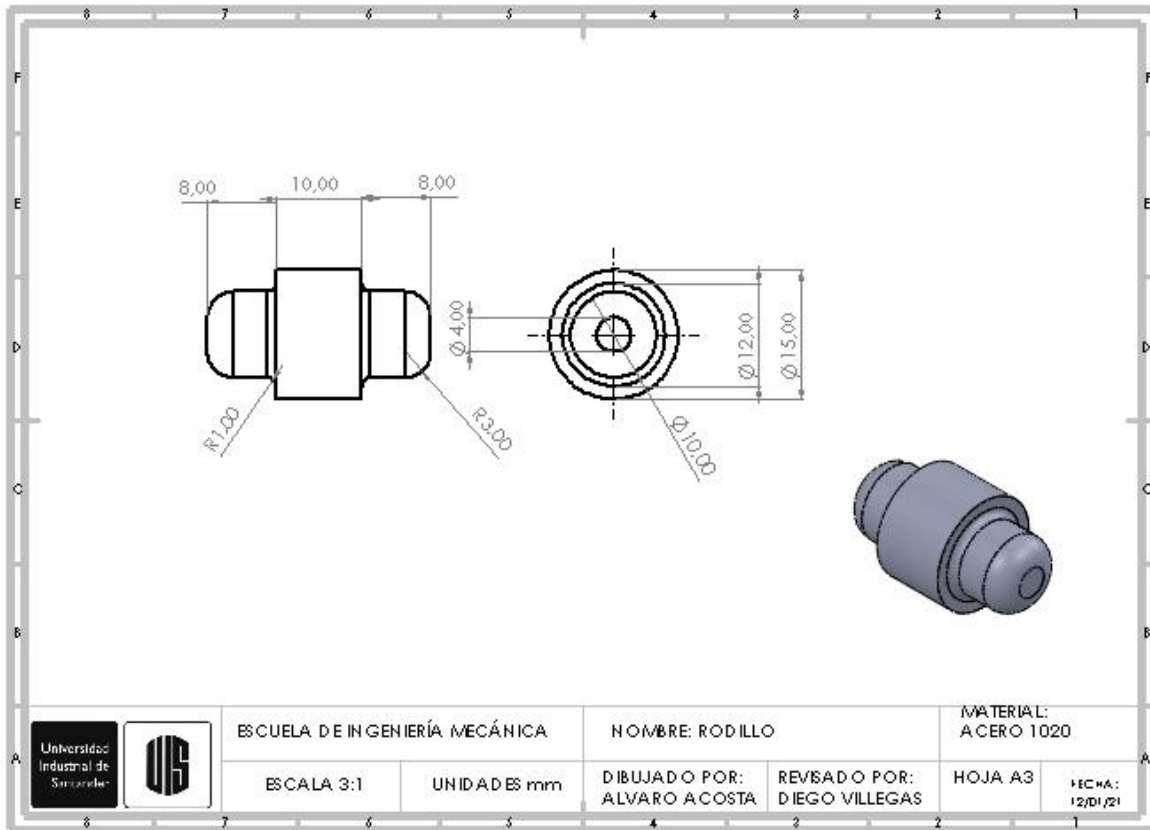


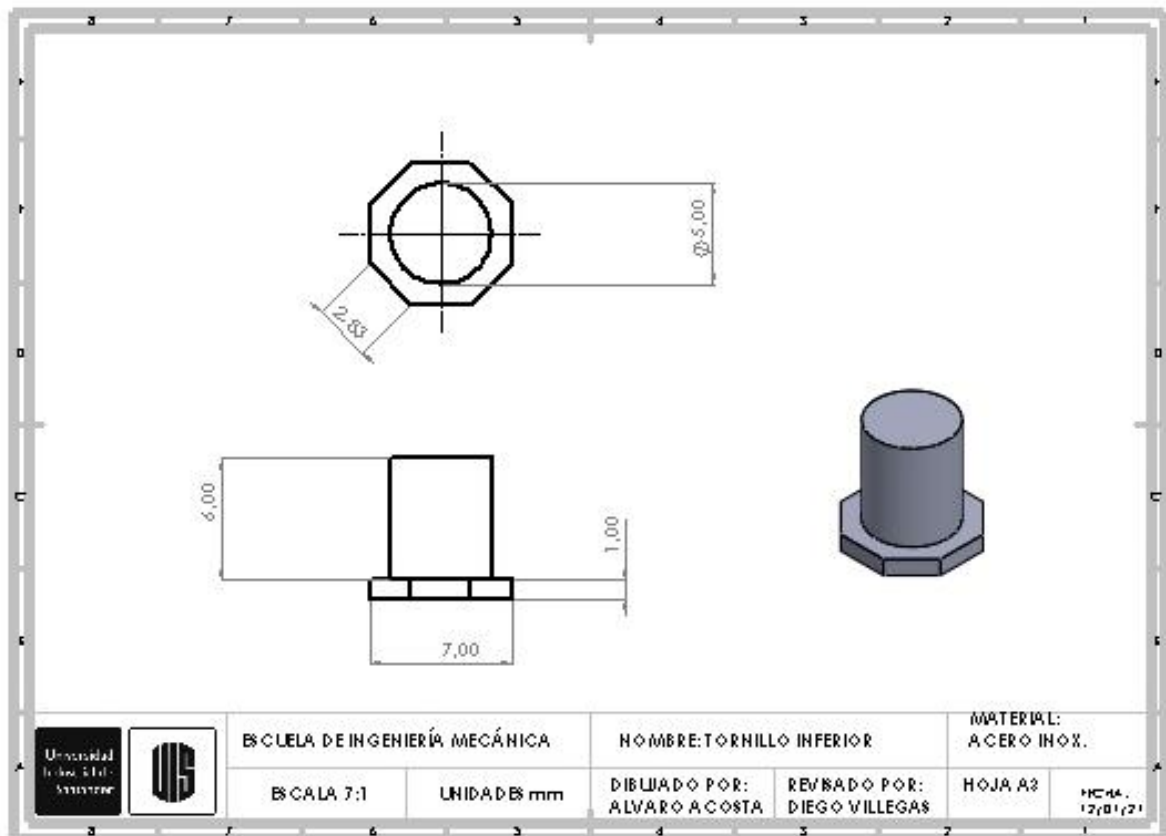
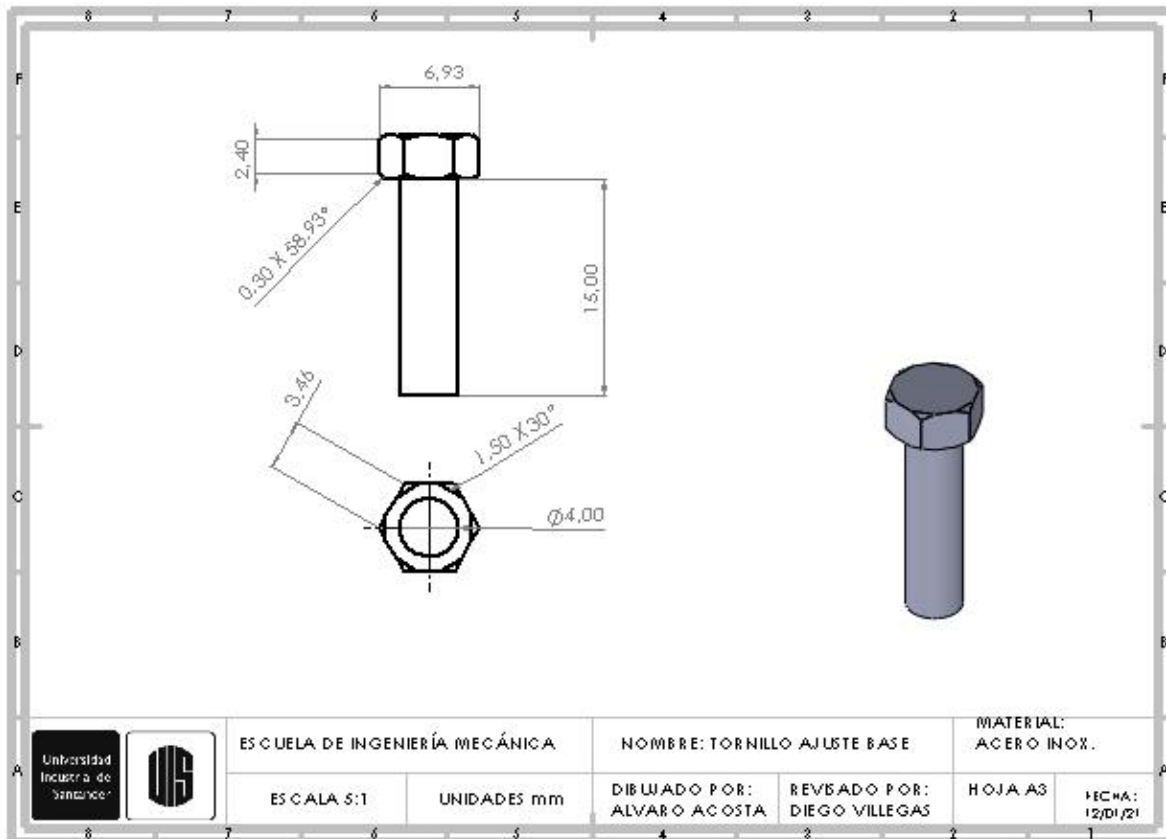


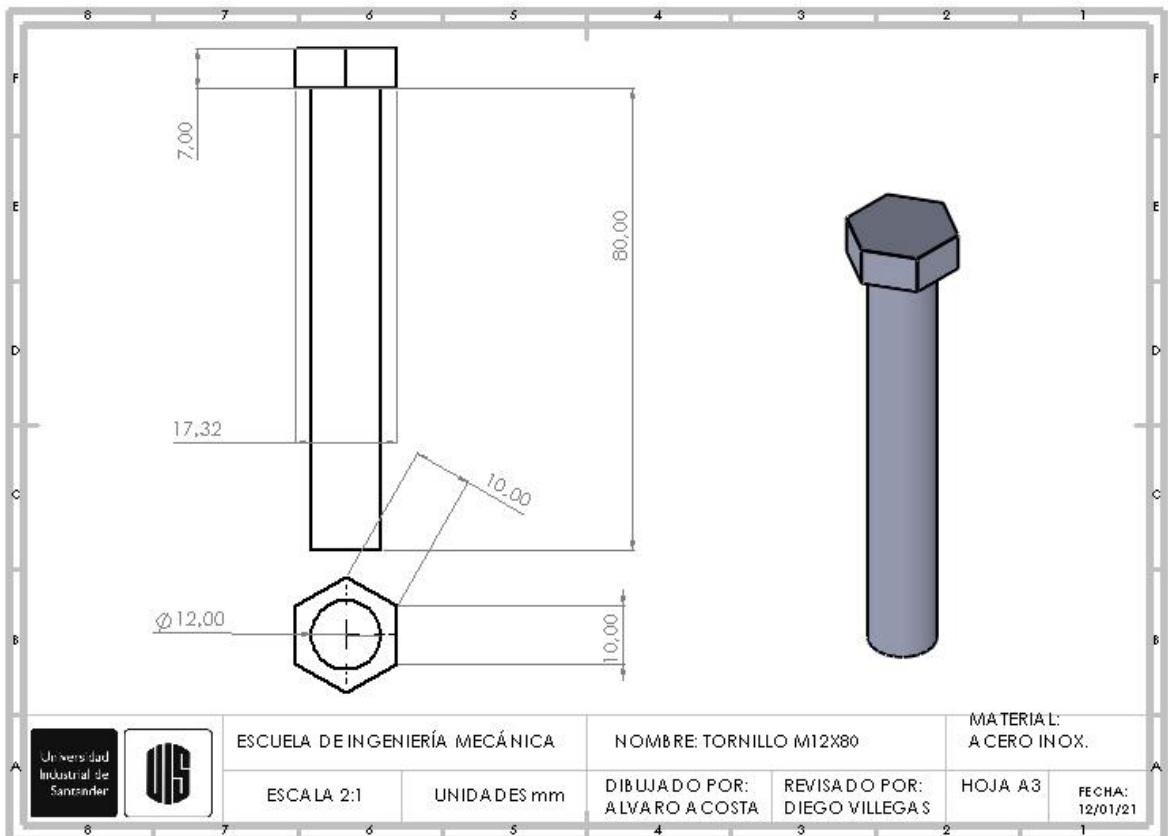
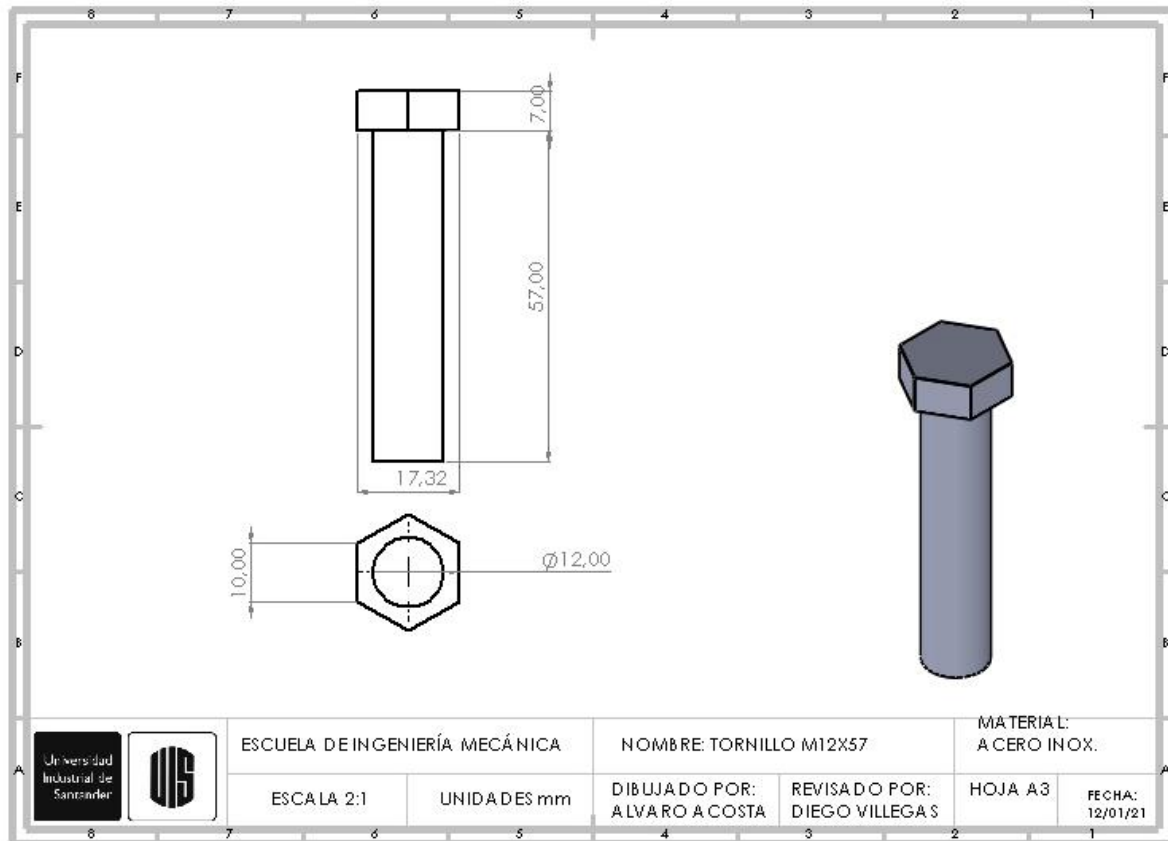


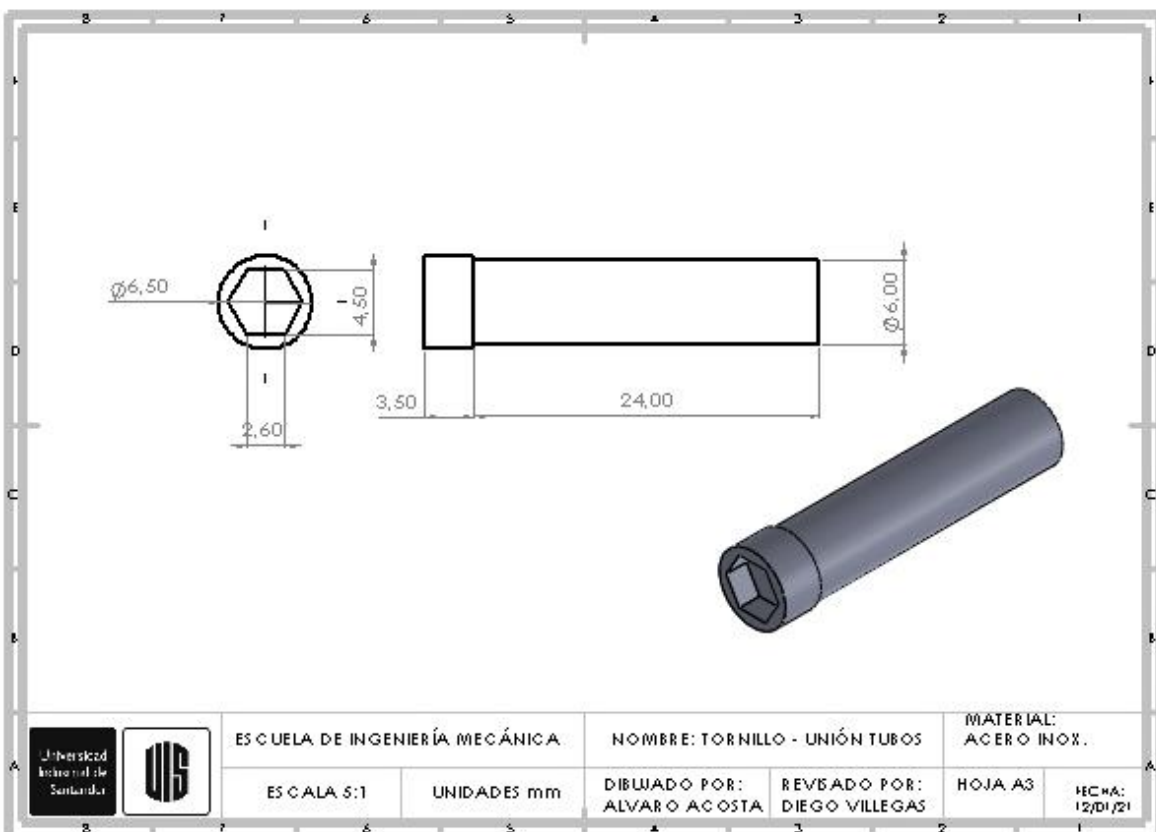
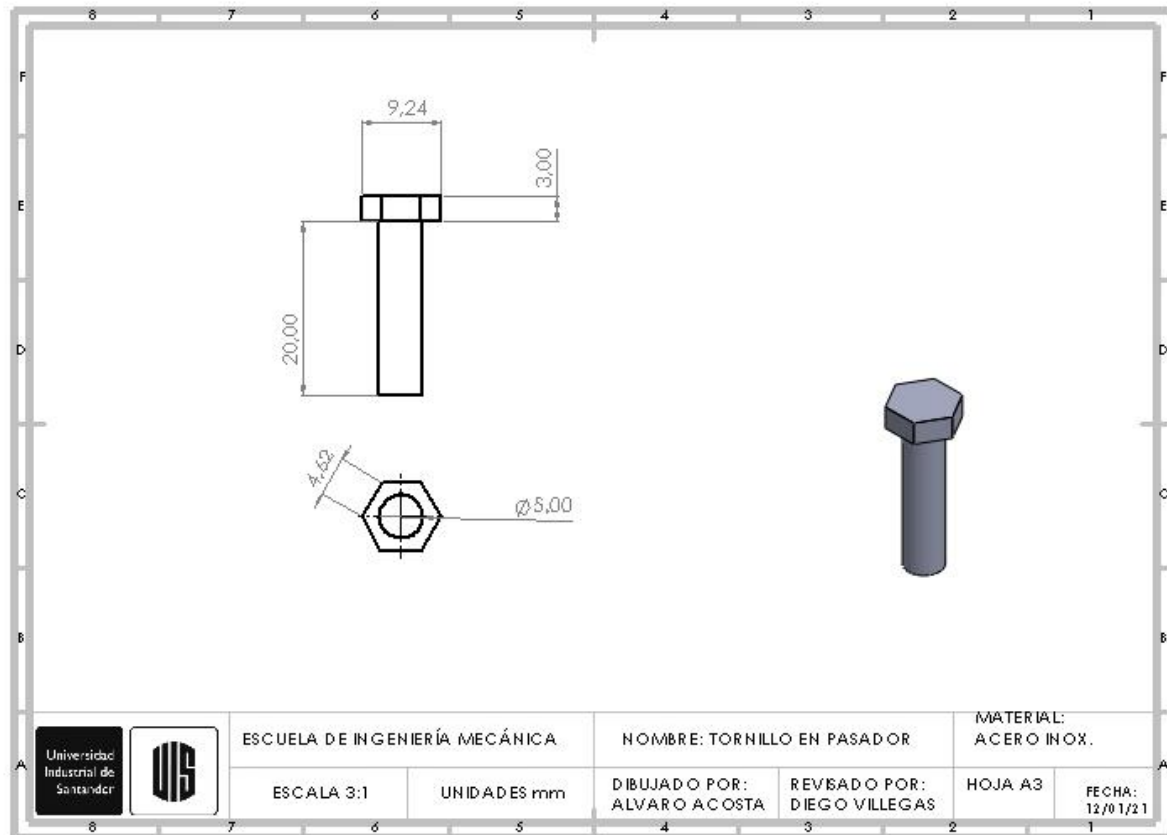


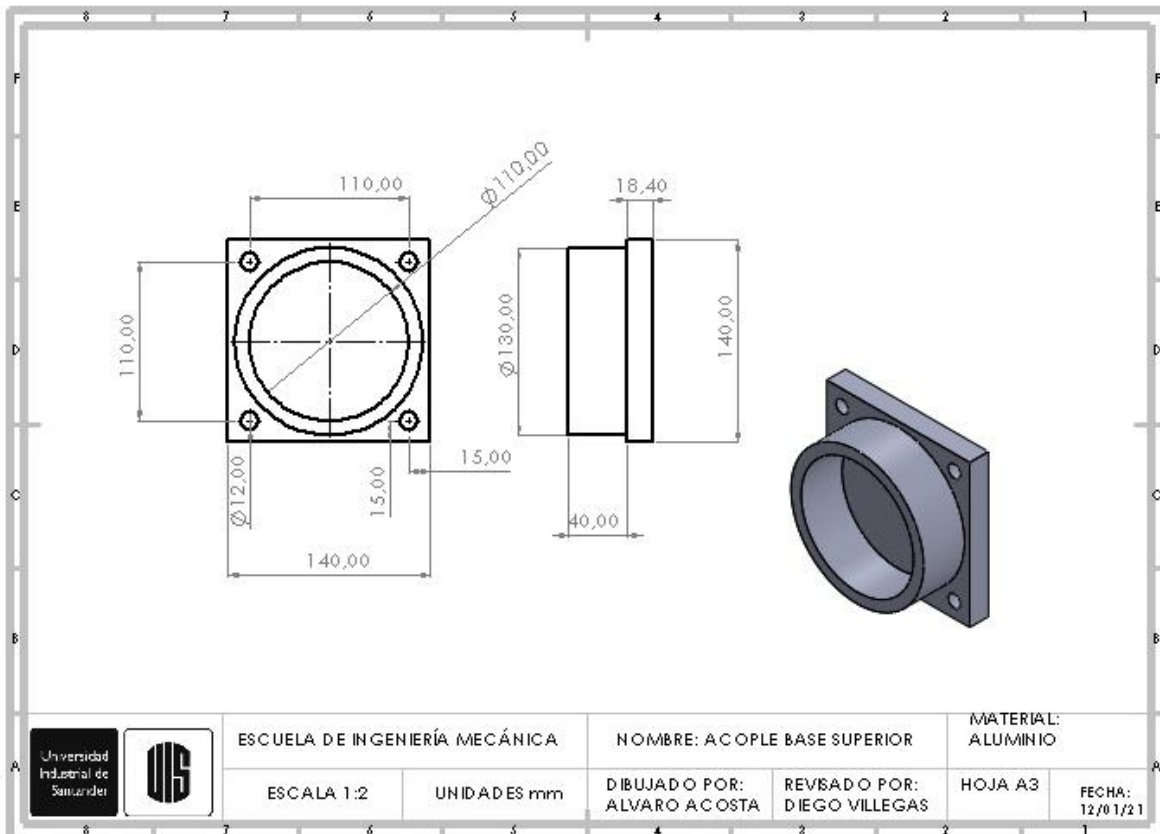
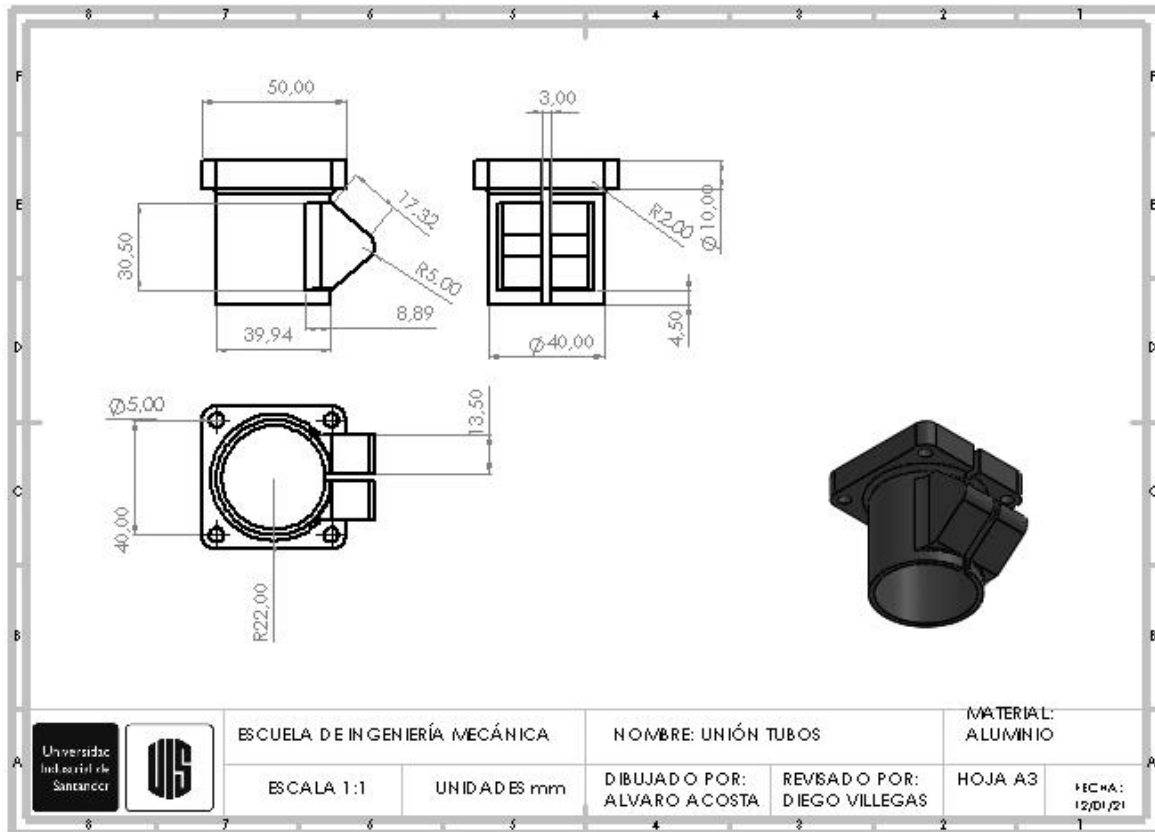




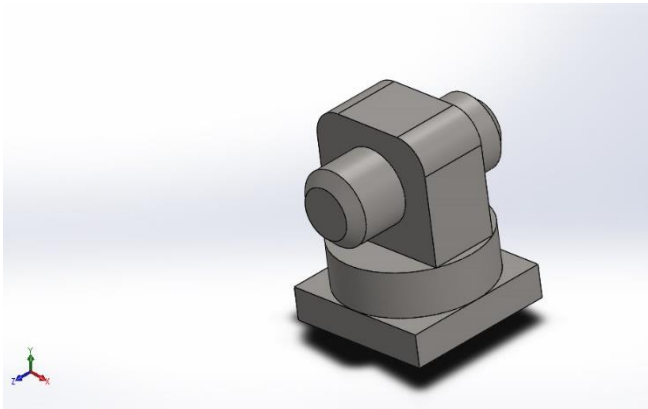








## Apéndice B. Simulaciones de carga



### Simulación de Pasador superior

Fecha: jueves, 14 de enero de 2021

Diseñador: Solidworks

Nombre de estudio: Análisis estático 1

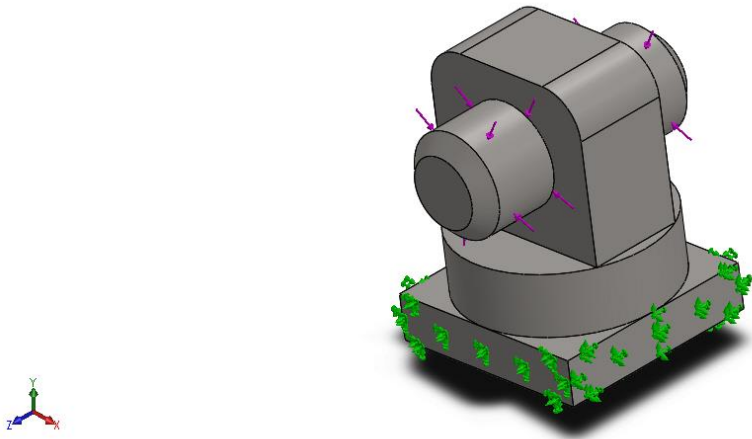
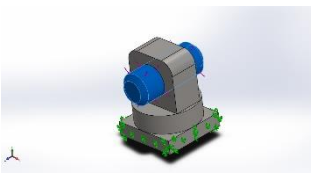
Tipo de análisis: Análisis estático

#### Descripción

No hay datos

## Suposiciones

## Información de modelo

			
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
			
			

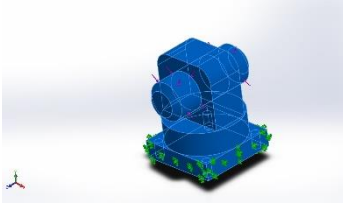
### Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (c:\users\christ-1\appdata\local\temp)

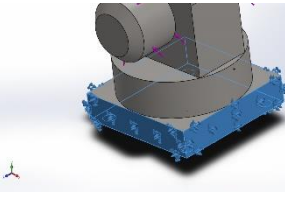
### Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p> <b>Nombre:</b> AISI 1020  <b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal  <b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx.  <b>Límite elástico:</b> 3,51571e+08 N/m<sup>2</sup>  <b>Límite de tracción:</b> 4,20507e+08 N/m<sup>2</sup>  <b>Módulo elástico:</b> 2e+11 N/m<sup>2</sup>  <b>Coefficiente de Poisson:</b> 0,29  <b>Densidad:</b> 7.900 kg/m<sup>3</sup>  <b>Módulo cortante:</b> 7,7e+10 N/m<sup>2</sup>  <b>Coefficiente de dilatación térmica:</b> 1,5e-05 /Kelvin         </p>	<p>           Sólido 1(Chaflán1)(Pasador superior-1), Sólido 1(Cortar-Extruir2)(Pasador inferior-1)         </p>
<b>Datos de curva:N/A</b>		

## Cargas y sujeciones

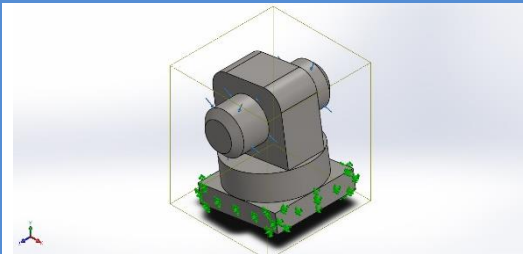
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
<b>Fijo-1</b>		<b>Entidades:</b> 5 cara(s) <b>Tipo:</b> Geometría fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	
<b>Fuerza de reacción(N)</b>	-7,64936e-06	1,51485e-05	9,78749e-07	
<b>Momento de reacción(N.m)</b>	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga		
<b>Fuerza-1</b>		<b>Entidades:</b> 1 cara(s) <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza normal <b>Valor:</b> 98 N		

## Definiciones de conector

No hay datos

## Información de contacto

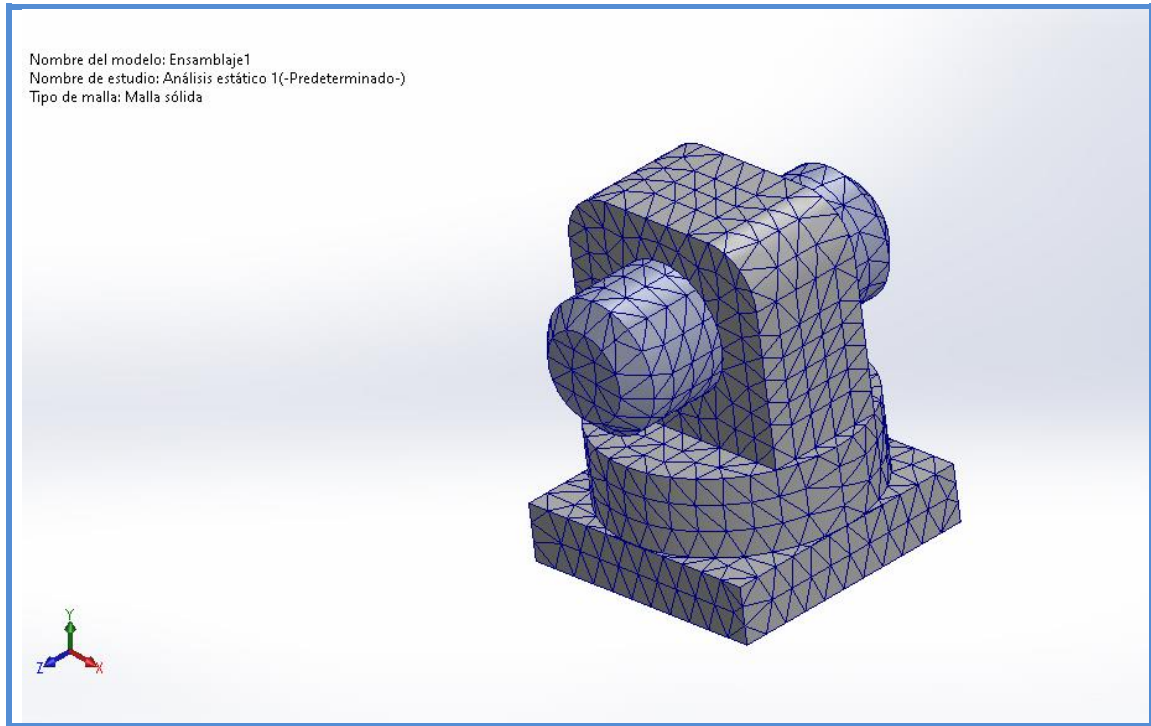
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global	 A 3D CAD model of a mechanical assembly, possibly a prosthetic component, is shown within a transparent wireframe bounding box. The assembly consists of a cylindrical upper part mounted on a base. The base surface is highlighted with green arrows, indicating the location of a global contact definition. A small coordinate system icon is visible in the bottom-left corner of the image area.	<b>Tipo:</b> Unión rígida <b>Componentes:</b> 1 : componente(s) ) <b>Opciones:</b> Mallado incompatible

### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 Puntos
Tamaño de elementos	4,85779 mm
Tolerancia	0,242889 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

### Información de malla - Detalles

Número total de nodos	13506
Número total de elementos	8436
Cociente máximo de aspecto	54,334
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	96,5
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0,237
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:03
Nombre de computadora:	



### Detalles del sensor

No hay datos

## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-7,64936e-06	1,51485e-05	9,78749e-07	1,69984e-05

### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

### Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0,000210561	9,91162e-05	-0,000162646	0,000283925

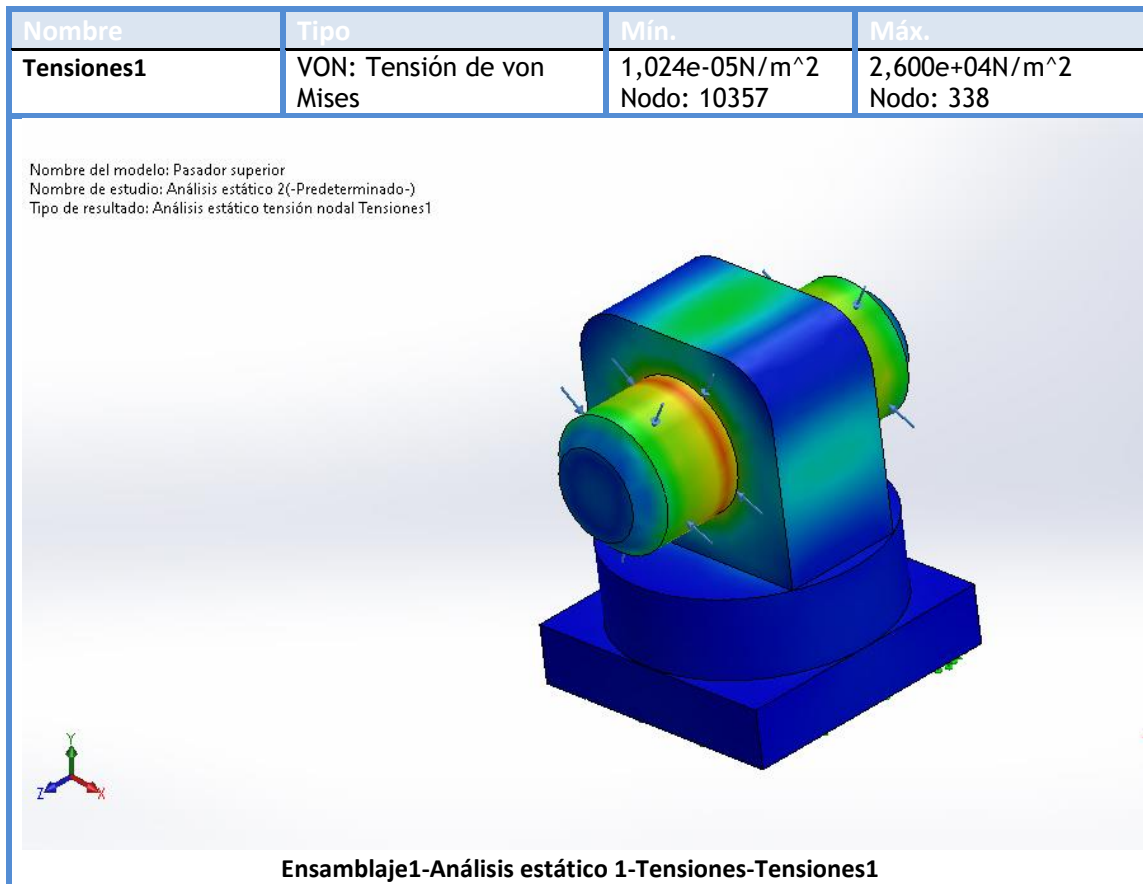
### Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-33

## Vigas

No hay datos

## Resultados del estudio

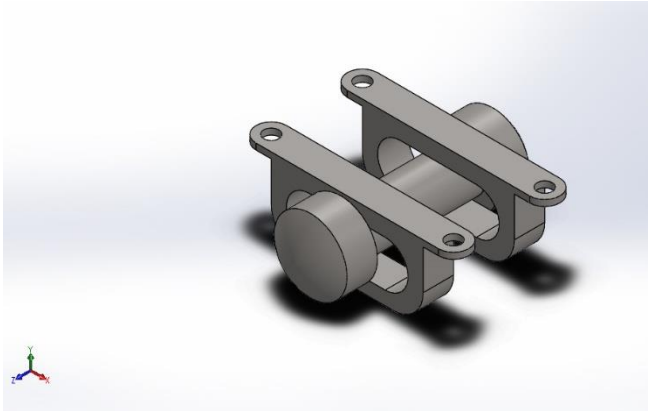


Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
<b>Desplazamientos1</b>	URES: Desplazamientos resultantes	0,000e+00mm Nodo: 2880	1,842e-06mm Nodo: 1709

**Ensamblaje1-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1**

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
<b>Deformaciones unitarias1</b>	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1,433e-11 Elemento: 4440	1,083e-07 Elemento: 1533

**Ensamblaje1-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1**



## Simulación de Pasador inferior

Fecha: jueves, 14 de enero de 2021

Diseñador: Solidworks

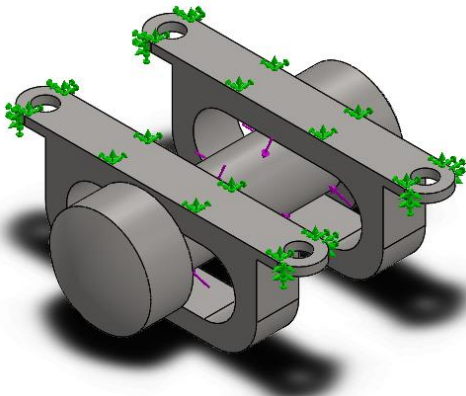

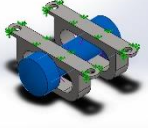
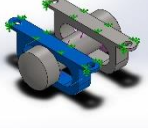
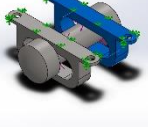
Nombre de estudio: Análisis estático 1

Tipo de análisis: Análisis estático

### Descripción

No hay datos

## Información de modelo

			
			
<p>Nombre del modelo: Ensamblaje2 Configuración actual: Predeterminado</p>			
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Revolución1 	Sólido	Masa:0,144974 kg Volumen:1,83511e-05 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:1,42074 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Pasador inferior.SLDPRT Oct 16 05:57:08 2020
Cortar-Extruir2 	Sólido	Masa:0,0539743 kg Volumen:6,83219e-06 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,528948 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Pieza 1 de ajuste abajo.SLDPRT Jan 13 09:46:12 2021
Cortar-Extruir2 	Sólido	Masa:0,0539743 kg Volumen:6,83219e-06 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,528948 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Pieza 1 de ajuste abajo.SLDPRT Jan 13 09:46:12 2021

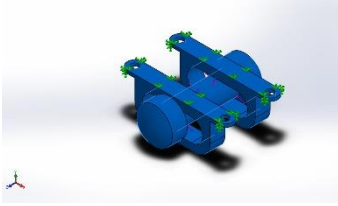
### Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (c:\users\christ-1\appdata\local\temp)

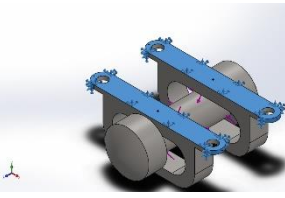
### Unidades

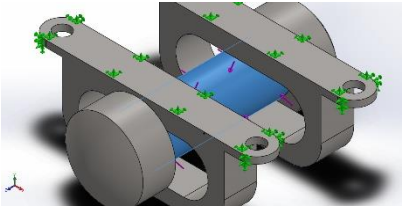
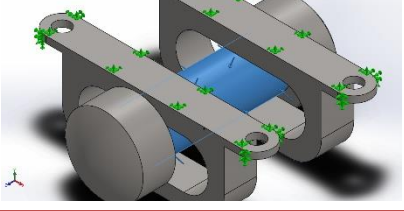
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<b>Nombre:</b> AISI 1020 <b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal <b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx. <b>Límite elástico:</b> 3,51571e+08 N/m <sup>2</sup> <b>Límite de tracción:</b> 4,20507e+08 N/m <sup>2</sup> <b>Módulo elástico:</b> 2e+11 N/m <sup>2</sup> <b>Coefficiente de Poisson:</b> 0,29 <b>Densidad:</b> 7.900 kg/m <sup>3</sup> <b>Módulo cortante:</b> 7,7e+10 N/m <sup>2</sup> <b>Coefficiente de dilatación térmica:</b> 1,5e-05 /Kelvin	Sólido 1 (Revolución1)(Pasador inferior-1), Sólido 1 (Cortar-Extruir2)(Pieza 1 de ajuste abajo-2), Sólido 1 (Cortar-Extruir2)(Pieza 1 de ajuste abajo-2)
<b>Datos de curva:</b> N/A		

### Cargas y sujeciones

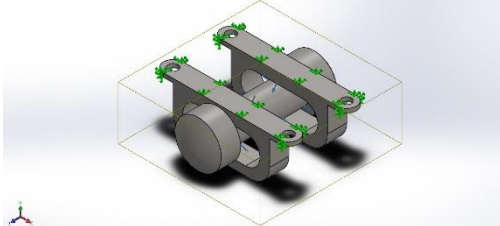
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción	
Fijo-1		<b>Entidades:</b> 6 cara(s) <b>Tipo:</b> Geometría fija	
<b>Fuerzas resultantes</b>			
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>
<b>Fuerza de reacción(N)</b>	-7,35232e-06	-2,98379e-05	9,78427e-07
<b>Momento de reacción(N.m)</b>	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-2		<b>Entidades:</b> 1 cara(s) <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza normal <b>Valor:</b> 98 N
Fuerza-3		<b>Entidades:</b> 1 cara(s) <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza normal <b>Valor:</b> 98 N

### Definiciones de conector

No hay datos

## Información de contacto

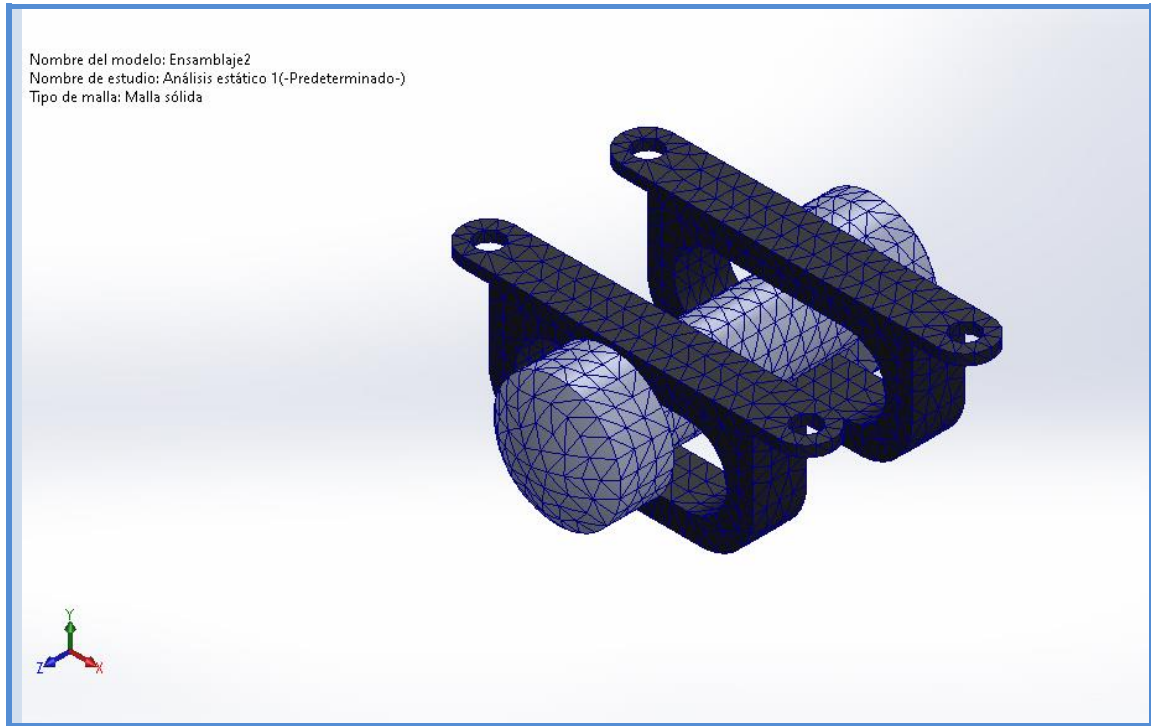
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global	 A 3D CAD model of a mechanical assembly, possibly a prosthetic component, is shown within a transparent wireframe box. The assembly consists of several interconnected parts, including a cylindrical base and a complex upper structure. A set of green arrows points to various contact surfaces across the assembly, indicating a global contact set. A small 3D coordinate system icon is visible in the bottom-left corner of the image area.	<b>Tipo:</b> Unión rígida <b>Componentes:</b> 1 : componente(s) ) <b>Opciones:</b> Mallado incompatible

### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 Puntos
Tamaño de elementos	3,17641 mm
Tolerancia	0,15882 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

### Información de malla - Detalles

Número total de nodos	13222
Número total de elementos	7595
Cociente máximo de aspecto	4,8375
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99,2
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:03
Nombre de computadora:	



### Detalles del sensor

No hay datos

## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-7,35232e-06	-2,98379e-05	9,78427e-07	3,0746e-05

### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

### Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0,000296262	0,000282778	2,95782e-05	0,000410621

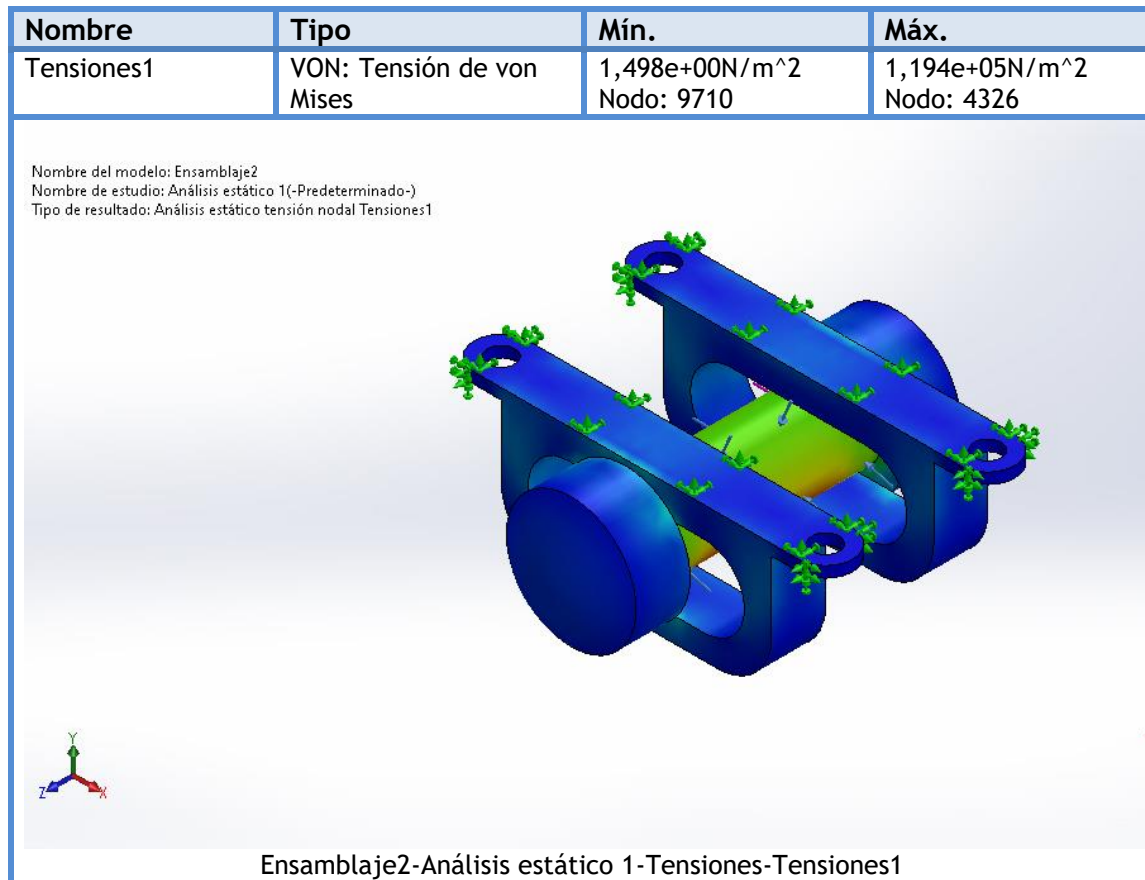
### Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-33

## Vigas

No hay datos

## Resultados del estudio

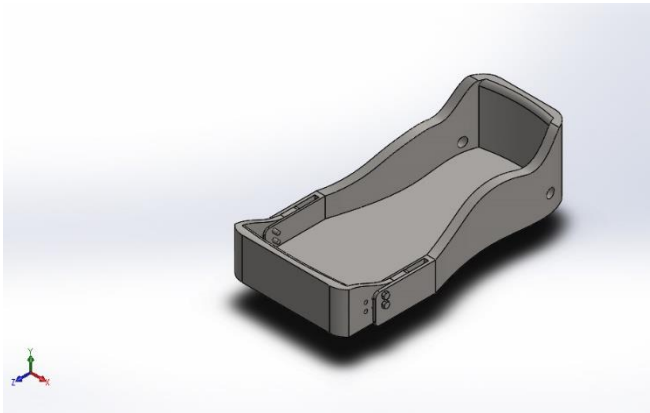


Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0,000e+00mm Nodo: 6015	9,359e-06mm Nodo: 5155

Ensamblaje2-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2,631e-11 Elemento: 3849	5,032e-07 Elemento: 3699

Ensamblaje2-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1



## Simulación de Ensamblaje pie - tornillo

**Fecha:** viernes, 15 de enero de 2021

**Diseñador:** Solidworks

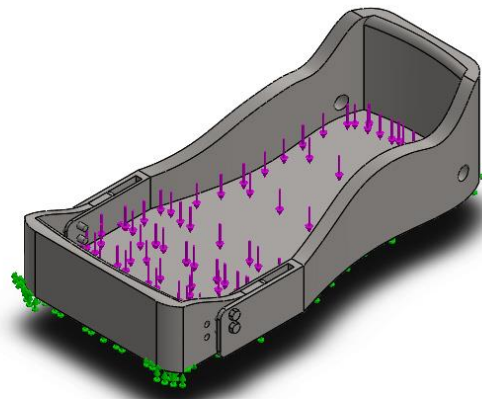
**Nombre de estudio:** Análisis estático 1

**Tipo de análisis:** Análisis estático

### Descripción

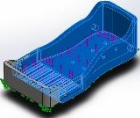
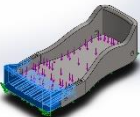
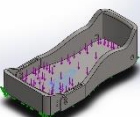
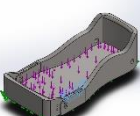
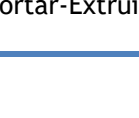
No hay datos

### Información de modelo



Nombre del modelo: Ensamblaje pie - tornillo  
Configuración actual: Predeterminado

#### Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
 Chaflán7	Sólido	Masa:3,56616 kg Volumen:0,000451416 m <sup>3</sup> Densidad:7.899,93 kg/m <sup>3</sup> Peso:34,9483 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Base 1 F.SLDPRT Jan 13 09:46:13 2021
 Cortar-Extruir9	Sólido	Masa:0,937575 kg Volumen:0,000118678 m <sup>3</sup> Densidad:7.900,16 kg/m <sup>3</sup> Peso:9,18824 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Base 2 F_rec.SLDPRT Jan 8 01:44:23 2021
 Cortar-Extruir2	Sólido	Masa:0,0539743 kg Volumen:6,83219e-06 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,528948 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Pieza 1 de ajuste abajo.SLDPRT Jan 13 09:46:12 2021
 Cortar-Extruir2	Sólido	Masa:0,0539743 kg Volumen:6,83219e-06 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,528948 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Pieza 1 de ajuste abajo.SLDPRT Jan 13 09:46:12 2021
 Cortar-Extruir2	Sólido	Masa:0,032317 kg Volumen:4,09076e-06 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup>	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción

		Peso:0,316707 N	F\Pieza 2 de ajuste abajo.SLDPRT Jan 13 09:46:12 2021
Cortar-Extruir2 	Sólido	Masa:0,032317 kg Volumen:4,09076e-06 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,316707 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Pieza 2 de ajuste abajo.SLDPRT Jan 13 09:46:12 2021
Chaflán14 	Sólido	Masa:0,0022239 kg Volumen:2,81507e-07 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,0217942 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Tornillo Ajuste largo.SLDPRT Oct 22 20:52:00 2020
Chaflán14 	Sólido	Masa:0,0022239 kg Volumen:2,81507e-07 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,0217942 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Tornillo Ajuste largo.SLDPRT Oct 22 20:52:00 2020
Chaflán14 	Sólido	Masa:0,0022239 kg Volumen:2,81507e-07 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,0217942 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Tornillo Ajuste largo.SLDPRT Oct 22 20:52:00 2020
Chaflán14 	Sólido	Masa:0,0022239 kg Volumen:2,81507e-07 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,0217942 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Tornillo Ajuste largo.SLDPRT Oct 22 20:52:00 2020
Saliente-Extruir4 	Sólido	Masa:0,0012546 kg Volumen:1,5881e-07 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,012295 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Tornillo inferior.SLDPRT Jan 8 01:44:00 2021
Saliente-Extruir4 	Sólido	Masa:0,0012546 kg Volumen:1,5881e-07 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,012295 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Tornillo inferior.SLDPRT Jan 8 01:44:00 2021
Saliente-Extruir4	Sólido	Masa:0,0012546 kg Volumen:1,5881e-07 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup>	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción

		Peso:0,012295 N	F\Tornillo inferior.SLDPRT Jan 8 01:44:00 2021
Saliente-Extruir4 	Sólido	Masa:0,0012546 kg Volumen:1,5881e-07 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,012295 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Tornillo inferior.SLDPRT Jan 8 01:44:00 2021
Saliente-Extruir4 	Sólido	Masa:0,0012546 kg Volumen:1,5881e-07 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,012295 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Tornillo inferior.SLDPRT Jan 8 01:44:00 2021
Saliente-Extruir4 	Sólido	Masa:0,0012546 kg Volumen:1,5881e-07 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,012295 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Tornillo inferior.SLDPRT Jan 8 01:44:00 2021
Saliente-Extruir4 	Sólido	Masa:0,0012546 kg Volumen:1,5881e-07 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,012295 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Tornillo inferior.SLDPRT Jan 8 01:44:00 2021
Saliente-Extruir4 	Sólido	Masa:0,0012546 kg Volumen:1,5881e-07 m <sup>3</sup> Densidad:7.900 kg/m <sup>3</sup> Peso:0,012295 N	D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Tornillo inferior.SLDPRT Jan 8 01:44:00 2021

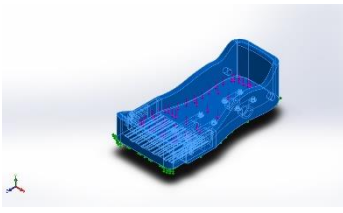
### Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (D:\Alvarito\Universidad\Proyecto de grado\Solidworks\Opción F\Ensamblajes)

### Unidades

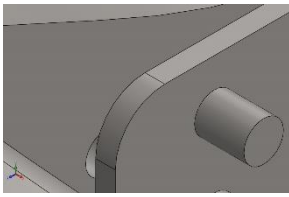
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

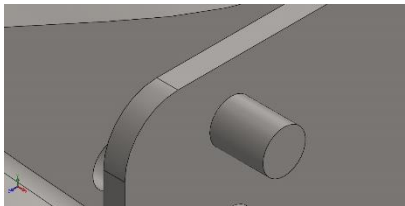
### Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p><b>Nombre:</b> AISI 1020</p> <p><b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal</p> <p><b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx.</p> <p><b>Límite elástico:</b> 3,51571e+08 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Límite de tracción:</b> 4,20507e+08 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Módulo elástico:</b> 2e+11 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Coefficiente de Poisson:</b> 0,29</p> <p><b>Densidad:</b> 7.900 kg/m<sup>3</sup></p> <p><b>Módulo cortante:</b> 7,7e+10 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Coefficiente de dilatación térmica:</b> 1,5e-05 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Chaflán7)(Base 1 F-1),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Extruir9)(Base 2 E_rec-1),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Extruir2)(Pieza 1 de ajuste abajo-1),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Extruir2)(Pieza 1 de ajuste abajo-2),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Extruir2)(Pieza 2 de ajuste abajo-1),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Extruir2)(Pieza 2 de ajuste abajo-2),</p> <p>Sólido 1(Chaflán14)(Tornillo Ajuste largo-1),</p> <p>Sólido 1(Chaflán14)(Tornillo Ajuste largo-2),</p> <p>Sólido 1(Chaflán14)(Tornillo Ajuste largo-3),</p> <p>Sólido 1(Chaflán14)(Tornillo Ajuste largo-4),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir4)(Tornillo inferior-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir4)(Tornillo inferior-2),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir4)(Tornillo inferior-3),</p>

		Sólido 1(Saliente-Extruir4)(Tornillo inferior-4), Sólido 1(Saliente-Extruir4)(Tornillo inferior-5), Sólido 1(Saliente-Extruir4)(Tornillo inferior-6), Sólido 1(Saliente-Extruir4)(Tornillo inferior-7), Sólido 1(Saliente-Extruir4)(Tornillo inferior-8)
Datos de curva:N/A		

### Cargas y sujeciones

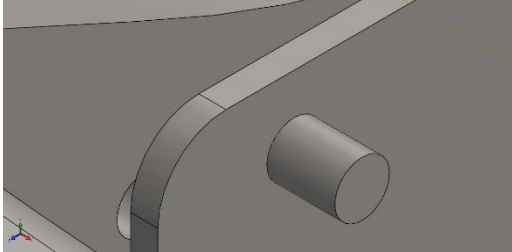
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción	
Fijo-1		Entidades: 26 cara(s) Tipo: Geometría fija	
<b>Fuerzas resultantes</b>			
Componentes	X	Y	Z
Fuerza de reacción(N)	0,473892	1.960,07	-0,190353
Momento de reacción(N.m)	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 980 N

## Definiciones de conector

No hay datos

## Información de contacto

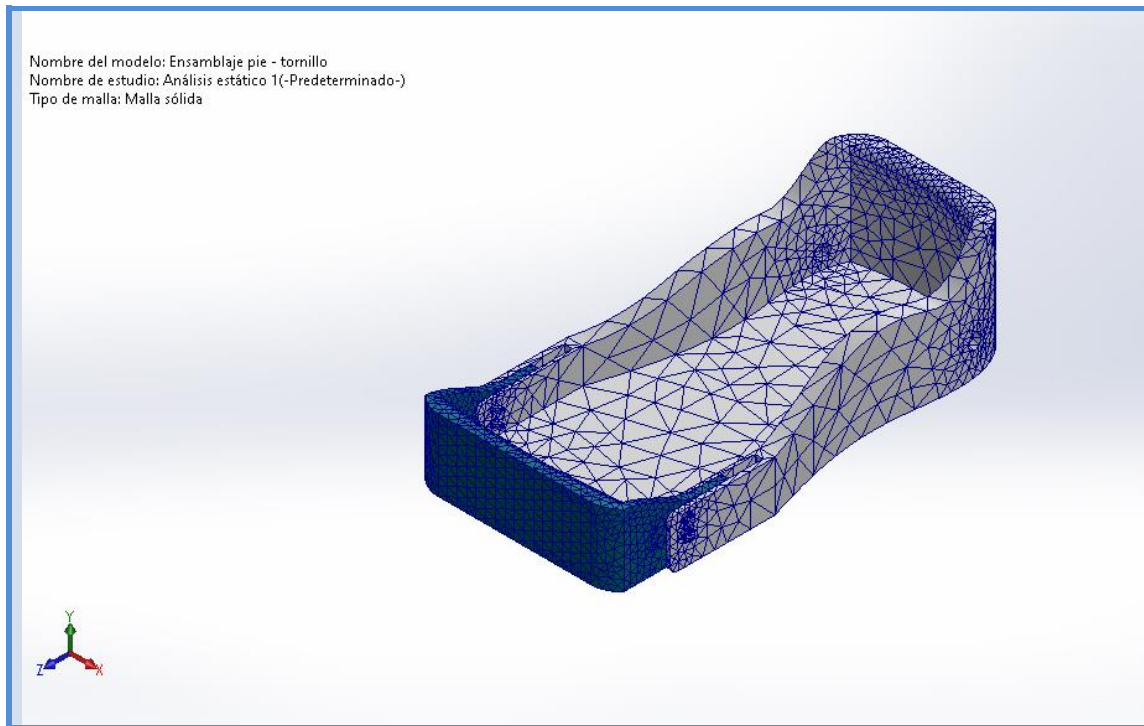
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		<b>Tipo:</b> Unión rígida <b>Componentes:</b> 1 : componente(s) ) <b>Opciones:</b> Mallado incompatible

### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 Puntos
Tamaño máximo de elemento	17,819 mm
Tamaño mínimo del elemento	3,56379 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

### Información de malla - Detalles

Número total de nodos	70344
Número total de elementos	37450
Cociente máximo de aspecto	347,98
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	61,6
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	14,4
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:08
Nombre de computadora:	



**Información sobre el control de malla:**

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control -1		<p>Entidades: 1 componente(s)                      Unidades: mm                      Tamaño: 9,83145                      Cociente: 9,83145</p>

**Detalles del sensor**

No hay datos

## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0,473892	1.960,07	-0,190353	1.960,07

### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

### Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	5,54796	4,24871	3,8941	7,99971

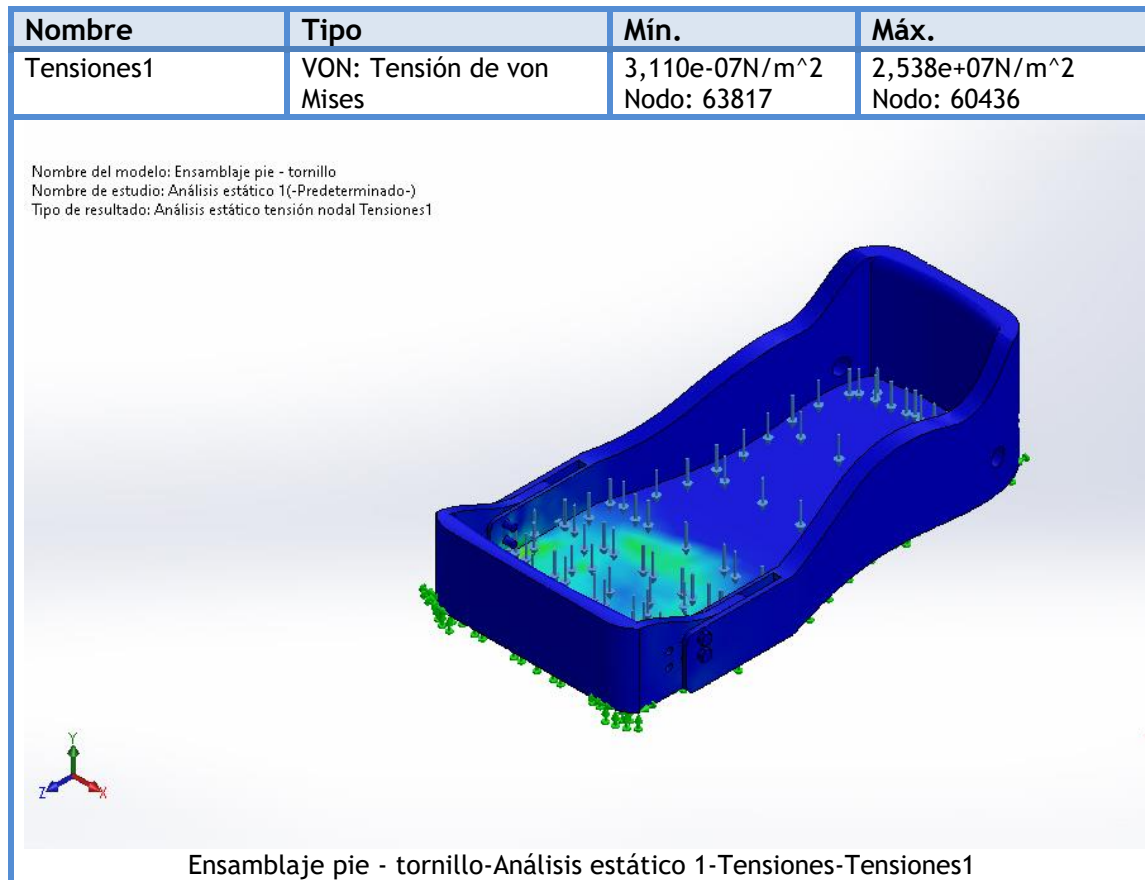
### Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-33

## Vigas

No hay datos

## Resultados del estudio



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0,000e+00mm Nodo: 40	5,613e-02mm Nodo: 34390

Ensamblaje pie - tornillo-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	6,892e-12 Elemento: 35238	1,060e-04 Elemento: 29302

Ensamblaje pie - tornillo-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

## Apéndice C. Código de MATLAB del servosistema

```
1 - clear all
2 - clc
3
4 - 'Matrices de las ecuaciones'
5 - A=[0 1 0 0;20.6 0 0 0;0 0 0 1;-0.49 0 0 0];
6 - B=[0;-1;0;0.5];
7 - C=[0 0 1 0];
8 - D=[0];
9 - K=[-157.63 -35.37 -56.06 -36.74];
10 - KI=-50.96;
11 - AA=[A-B*K B*KI;-C 0];
12 - BB=[0;0;0;0;1];
13 - CC=[C 0];
14 - DD=[0];
15
16 - 'Curvas de respuesta'
17 - t=0:0.02:6;
18 - [y,x,t]=step(AA,BB,CC,DD,1,t);
19 - x1=[1 0 0 0 0]*x';
20 - x2=[0 1 0 0 0]*x';
21 - x3=[0 0 1 0 0]*x';
22 - x4=[0 0 0 1 0]*x';
23 - x5=[0 0 0 0 1]*x';
24
25 - subplot(3,2,1);plot(t,x1);grid
26 - title('x1 vs t')
27 - xlabel('t(seg)');ylabel('x1')
28
29 - subplot(3,2,2);plot(t,x2);grid
30 - title('x2 vs t')
31 - xlabel('t(seg)');ylabel('x2')
32
33 - subplot(3,2,3);plot(t,x3);grid
34 - title('x3 vs t')
35 - xlabel('t(seg)');ylabel('x3')
36
37 - subplot(3,2,4);plot(t,x4);grid
38 - title('x4 vs t')
39 - xlabel('t(seg)');ylabel('x4')
40
41 - subplot(3,2,5);plot(t,x5);grid
42 - title('x5 vs t')
43 - xlabel('t(seg)');ylabel('x5')
```