UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO - CHILE

"ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO BAJO CARGAS DINÁMICAS DE UNA PRÓTESIS DE PIE FABRICADA MEDIANTE IMPRESIÓN 3D"

DANIEL IGNACIO PASTÉN CORTÉS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE:
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

Profesor Guía: Dr. Ing. Alejandro Pacheco Sanjuán
Profesor Correferente: Ing. Rafael Mena Yanssen

Junio - 2019

DEDICATORIA

En primer lugar, a mis padres, que desde mis inicios en los estudios básicos han esperado este momento con ansias. Me han escuchado, apoyado, castigado y por sobre todo amado sin importar la situación.

A mis hermanos, mis compañeros de vida y sangre, que a pesar de la distancia y nuestra mala y, a veces nula comunicación, siempre estuvieron regalándome una sonrisa y una buena compañía cuando más la necesitaba.

A mis abuelos, tíos y primos, que siempre estuvieron preocupados de todo lo que me aconteciese: celebrando mis éxitos y ahogando mis penas en asados.

Y muy especialmente a mi abuela Alba y mi abuelo Cecilio, que salvaron mi vida cada vez que los visitaba.

AGRADECIMIENTOS

Las carreras universitarias en Chile son costosas, prácticamente inaccesibles sin el uso de créditos o becas universitarias. Sin embargo, gracias a la proyección impecable y al ahorro constante desde mi ingreso a la enseñanza básica, sin descontar al apoyo incondicional realizado por mis padres todo esto fue posible.

A lo largo de los años transcurridos en el arduo y no tan arduo estudio de la ingeniería, mis amigos formaron y forman parte fundamental de mi desarrollo como futuro profesional y como persona. Sobrevivir a la universidad no es fácil, y si es que lo logré es sin duda gracias a ellos.

Muchas veces es necesario alejarse de los libros y de las clases por un momento, tomarse el tiempo y respirar. Algunos respiran colores, otros exhalan danzas y otros dan a luz letras. Yo por mi parte respiro, exhalo y vivo música y agradezco profundamente a la Orquesta de la universidad haberme dado la oportunidad de crecer en este arte y acogerme con su profunda amistad durante siete años.

Definitivamente aguantar a un universitario no es fácil, y mucho menos a un memorista: las noches en vela y los días de frustraciones pueden alejar a cualquiera, incluso casi acaban muchas veces con mis ganas de seguir. Sin embargo, mi amada compañera siempre estuvo ahí. Muchas gracias a Javiera por ser mi sostén en todos los buenos y no tan buenos momentos.

Por último, pero no menos importante, quiero agradecer al profesor Dr. Alejandro Pacheco por su infinita ayuda en el desarrollo de este informe. Si hay alguien por lo que esta investigación no sería posible, definitivamente es el.

RESUMEN

Dado el creciente número de pacientes con discapacidades motoras originadas ya sea por amputaciones o por pérdida de función muscular, se hace cada día más necesario implementar nuevos procesos de manufactura que permitan llegar a diseños de prótesis más eficientes en términos de costos y desempeño. En el presente trabajo se desarrolla un estudio de la vida útil esperada de una prótesis de pie fabricada mediante impresión 3D en la cual se utiliza ABS como material de base. Tomando tres diferentes patrones de marcha en un paciente promedio (caminata, caminata rápida, trote ligero), se desarrolló un análisis para cuantificar las cargas dinámicas más críticas, y con estas, hacer un análisis del estado de esfuerzos medios y fluctuantes en puntos críticos de la prótesis. Como una primera aproximación al análisis del estado de esfuerzos en este tipo de materiales celulares, se utilizaron las propiedades mecánicas de rigidez y resistencia para un material impreso y se asumió la prótesis como un sistema multi-cuerpo compuesto por piezas fabricadas con un material isotrópico y homogéneo. Las propiedades a fatiga del material fueron adaptadas de las propiedades del material inyectado y utilizadas para determinar la vida a fatiga de cada una de las piezas de acuerdo con el criterio de Goodman-modificado. Dada la complejidad de la estructura celular y los múltiples concentradores de tensiones la resistencia a fatiga estimada para el material impreso es muy baja (Se~7MPa para 30x103 ciclos). Los esfuerzos medios inducidos por el apriete en los tornillos que se utilizan para ajustar el ensamble son elevados en comparación con los esfuerzos alternantes generados por los tres patrones de marcha estudiados. Como resultado de esta condición la vida útil calculada para la prótesis es insensible al patrón de marcha llegando a tan solo 27 días (105 ciclos). Basado en los resultados obtenidos en el presente estudio se recomienda modificar el diseño de la prótesis evitando en lo posible tener concentradores de esfuerzos como lo ocasionados por el apriete de los tornillos en el proceso mismo de ensamble. De igual manera se observa que el efecto que tienen los resortes en la absorción de impacto en este diseño en particular no es significativo. Se recomienda remover los resortes y utilizar solamente polímeros densos entre partes móviles para atenuar el impacto de las cargas entre piezas y hacia el mismo paciente.

Palabras clave: Prótesis de pie, manufactura aditiva, Impresión 3D, fatiga multi-axial.

ABSTRACT

Given the increasing number of patients with mobility impairments caused either by amputation or by loss of muscle function, it is getting more necessary to implement new manufacturing procedures that allow more efficient prosthesis designs in terms costs and performance.

In the present work a study of the expected lifespan of a foot prosthesis manufactured by 3D printing is developed in which ABS is used as a base material. Taking three different walking patterns in an average patient (walking, fast walking, light jogging), an analysis was developed to quantify the most critical dynamic loads, and with these, to make an analysis of the state of mean and alternating stresses at critical points of the prosthesis. As a first approach to the analysis of the state of stress in this type of cellular materials, the mechanical properties of stiffness and strength for a printed material were used and the prosthesis was assumed as a multi-body system composed of pieces made of an isotropic and homogeneous material. The fatigue properties of the material were adapted from the properties of the injected material and used to determine the fatigue life of each of the parts according to the Goodman-modified criteria. Given the complexity of the cell structure and the multiple stress concentrations, the fatigue resistance estimated for the printed material is very low (Se ~ 7MPa for 30x103 cycles). The mean stresses induced by the adjustment of the screws used to regulate the assembly are high compared to the alternating stresses generated by the three running patterns studied. As a result of this condition, the calculated life for the prosthesis is indifferent to the walking pattern, reaching only 27 days (105 cycles). Based on the results obtained in the present study it is recommended to modify the design of the prosthesis avoiding as much as possible stress concentrations as caused by the fit of the screws in the assembly process itself. Similarly, it is observed that the effect that springs have on the absorption of impact in this particular design is not significant. It is recommended to remove the springs and use only dense polymers between moving parts to attenuate the impact of the loads between pieces and towards the patient.

Keyworks: Foot prosthesis, additive manufacturing, 3D printing, multiaxial fatigue.

GLOSARIO

A: Área.

ABS: Acrilonitrilo butadieno estireno

E: Módulo de Young.

h: Altura.

k: Coeficiente del resorte.

MPH: Millas por hora.

η: Coeficiente de amortiguación.

σ_m: Esfuerzo medio.

σ_a: Esfuerzo alternante.

INDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN 4

ABSTRACT 5

INDICE DE FIGURAS 9

INDICE DE TABLAS 13

1. INTRODUCCIÓN 14

1.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA 14

1.2. OBJETIVOS 16

1.2.1. OBJETIVO GENERAL 16

1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS 16

1.3. METODOLOGÍA 17

1.3.1. EVALUACIÓN PRELIMINAR DEL MODELO Y LAS CONDICIONES DE CONTORNO DEL PROBLEMA 17

1.3.2. SIMULACIÓN DINAMICA DE LA PISADA 17

1.3.3. ANÁLISIS DE ESFUERZO DE LOS ELEMENTOS DEL MECANISMO 18

1.3.4. ANÁLISIS DE FATIGA Y VIDA ÚTIL DEL MECANISMO 18

1.3.5. CONCLUSIONES 18

1.4. ANTECEDENTES 19

1.4.1. TIPOS DE PRÓTESIS DE PIE 19

1.4.2. MATERIALES E IMPRESIÓN 3D 20

1.4.3. SOBRE LAS PROPIEDADES DEL PLÁSTICO IMPRESO 22

1.5. MARCO TEÓRICO 24

1.5.1. DINÁMICA EN UN CUERPO RÍGIDO 24

1.5.2. SOBRE LA FATIGA DE MATERIAL 24
1.5.3. SOBRE ESFUERZOS FLUCTUANTES 25
1.5.4. DIAGRAMA DE GOODMAN 26
1.5.5. FATIGA EN POLIMEROS 27
1.5.6. FATIGA MULTIAXIAL 28
1.5.7. SOBRE LOS ESFUERZOS PRINCIPALES 29
1.5.8. TEORIA DE DAÑO ACUMULADO LINEAL DE PALMGREN – MINER 29
1.5.9. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS 30
2. DESARROLLO 32
2.1. MODELO POR EVALUAR: 32
2.2. LIMITACIONES DEL MODELO 36
2.3. MOVIMIENTO NATURAL DEL PIE 38
2.4. FUERZAS INVOLUCRADAS EN LA PISADA 41
2.5. DEFINICIÓN DEL MATERIAL DE AMORTIGUACIÓN 44
2.6. DISEÑO MECANISMO PARA PRUEBA DINAMICA 46
2.7. SIMULACIÓN DINAMICA 50
2.8. ANALISIS DE ESFUERZOS 58
2.9. ESTUDIO DE FATIGA: DIAGRAMA DE GOODMAN 73
2.10. DAÑO ACUMULADO Y CONTEO DE CICLOS 78
3. ANÁLISIS DE RESULTADOS 80
4. CONCLUSIONES 87
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS 88
ANEXOS 91
ANEXO A: DIMENSIONES GENERALES DE LOS SUBCONJUNTOS 91

INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Diagrama de una prótesis SACH. 19

Figura 2: Ejemplo de pie de respuesta dinámica. 20

Figura 3: Esquema del proceso de impresión 3D. 21

Figura 4: Orientaciones de impresión utilizadas en la investigación. 22

Figura 5: Diagrama de esfuerzos fluctuantes. 25

Figura 6: Diagrama de fatiga según distintos criterios de falla. 26

Figura 7: Diagrama de Goodman. 27

Figura 8: Diagrama de Goodman de *N* ciclos a la falla y posición de esfuerzos equivalentes de Von Mises medios y alternantes para una vida a fatiga mayor a *N* ciclos. 28

Figura 9: Esquema del modelo por evaluar. 32

Figura 10: Esquema del ensamble del Pie medio de la prótesis (barra de aluminio [1]; pieza impresa [2]). 33

Figura 11: Esquema del ensamble de la base de la prótesis (barra de aluminio [1]; pieza impresa [2]). 33

Figura 12: Esquema del ensamble del Talón de la prótesis (barra de aluminio [1]; pieza impresa [2]). 34

Figura 13: Ensamble de la prótesis y la columna de aluminio. 35

Figura 14: Esquema las posiciones de los resortes en modelo por evaluar. 35

Figura 15: Limitante angular junta Pie medio(A)-Punta(B). 37

Figura 16: Limitante angular Base(C)-Pie medio(A). 37

Figura 17: Ángulo de referencia entre el Pie medio y la pierna. 38

Figura 18: Ángulos ocasionados por el movimiento de la extremidad inferior a 1[MPH]. . 39

Figura 19: Ángulos ocasionados por el movimiento de la extremidad inferior a 2[MPH]. . 39

Figura 20: Ángulos ocasionados por el movimiento de la extremidad inferior a 4[MPH]. . 40

Figura 21: Esquema de la prótesis ocupada en el estudio (Arya, Lees, Nirula, & Klenerman, 1995). 42

Figura 22: Fuerza v/s porcentaje de pisada en una caminata. 42

Figura 23: Fuerza v/s porcentaje de pisada en una corrida. 43

Figura 24: Esquema mediciones de fuerzas en la pisada. 43

Figura 25: Partes de la suela de una zapatilla. 45

Figura 26: Diferencia de alturas entre el eje levante y el Talón. 47

Figura 27: Uso correcto del talón en el trote o corrida. 48

Figura 28: Mecanismo móvil utilizado para el desarrollo de las pruebas dinámicas. 49

Figura 29: Mecanismo para ensayo dinámico y ensamble de prótesis de pie. 50

Figura 30: Reacciones de las juntas y los resortes-amortiguadores con respecto al Pie medio. 51

Figura 31: Reacciones de las juntas y los resortes-amortiguadores con respecto al Talón.. 51

Figura 32: Prueba de cinco ciclos en resortes y amortiguadores del mecanismo. 53

Figura 33: Fuerzas de los resortes y amortiguadores v/s Tiempo para 1[MPH]. 54

Figura 34: Fuerzas de los resortes y amortiguadores v/s Tiempo para 2[MPH]. 55

Figura 35: Fuerzas de los resortes y amortiguadores v/s Tiempo para 4[MPH]. 55

Figura 36: Reacciones en los pasadores v/s Tiempo para 1[MPH]. 56

Figura 37: Reacciones en los pasadores v/s Tiempo para 2[MPH]. 56

Figura 38: Reacciones en los pasadores v/s Tiempo para 4[MPH]. 57

Figura 39: Índice de calidad del elemento. 58

Figura 40: Índice de oblicuidad. 59

Figura 41: Índice de ortogonalidad. 59

Figura 42: Comparación visual entre ambos mallados. 60

Figura 43: Índice de calidad del elemento. 60

Figura 44: Índice de ortogonalidad. 61

Figura 45: Índice de oblicuidad. 61

Figura 46: Restricción de apoyo sin fricción en la planta del talón (1). 62

Figura 47: Restricción de pasador (2). 63

Figura 48: Distribución de fuerzas en el Talón (3). 63

Figura 49: Punto crítico para fuerzas cíclicas, esfuerzo equivalente de Von Mises. 64

Figura 50: Restricción de apoyo sin fricción en la planta del Pie medio (1). 65

Figura 51: Restricción de pasador (2). 65

Figura 52: Apriete involucrado en el Pie medio (3). 66

Figura 53: Fuerzas alternantes en junta Pie medio-Base (4). 67

Figura 54: Fuerzas alternantes en junta Punta-Pie medio (5). 67

Figura 55: Punto crítico para fuerzas cíclicas (sin apriete), esfuerzo equivalente de Von Mises. 68

Figura 56: Ensamble Base. 69

Figura 57: Condición de empotramiento en soporte Base (1). 70

Figura 58: Apriete involucrado en la Base (2). 70

Figura 59: Fuerzas alternantes debido al material de amortiguación del talón (3) y el pie medio (4). 71

Figura 60: Fuerzas alternantes debido a las reacciones en junta Base-Talón-Pie medio. 71

Figura 61: Punto crítico para fuerzas cíclicas (sin apriete), esfuerzo equivalente de Von Mises. 72

Figura 62: Diagrama de Goodman para el ABS inyectado e impreso a 30.000 ciclos. 73

Figura 63: Diagrama de Goodman para el ABS impreso a 30.000 ciclos. 73

Figura 64: Diferencia angular entre los Diagramas de Goodman a 15.000 y 30.000 ciclos. 74

Figura 65: Puntos críticos graficados en el Diagrama de Goodman para 1[MPH]. 75

Figura 66: Puntos críticos graficados en el Diagrama de Goodman para 2[MPH]. 75

Figura 67: Puntos críticos graficados en el Diagrama de Goodman para 4[MPH]. 76

Figura 68: Diagramas de Goodman y vida útil a fatiga para 1[MPH]. 76

Figura 69: Diagramas de Goodman y vida útil a fatiga para 2[MPH]. 77

Figura 70: Diagramas de Goodman y vida útil a fatiga para 4[MPH]. 77

Figura 71: Esfuerzos alternante y medio vs Frecuencia para el caso del Talón a 1[MPH]... 81

Figura 72: Esfuerzos alternante y medio vs Frecuencia para el caso del Talón a 2[MPH]... 81

Figura 73: Esfuerzos alternante y medio vs Frecuencia para el caso del Talón a 4[MPH]... 82

Figura 74: Esfuerzos alternante y medio vs Frecuencia para el caso del Talón a 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH]. 82

Figura 75: Esfuerzos medios vs Frecuencia para el caso del Pie medio a 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH]. 83

Figura 76: Esfuerzos medios vs Frecuencia para el caso del Pie medio a 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH] (zoom). 83

Figura 77: Esfuerzos medios vs Frecuencia para el caso del Pie medio a 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH]. 84

Figura 78: Esfuerzos medio vs Frecuencia para el caso del Pie medio a 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH] (zoom). 84

Figura 79: Pendiente del diagrama de Goodman para 1[MPH] (1), 2[MPH] (2) y 4[MPH](3). 86

Figura 80: Diagramas de Goodman del plástico ABS para una vida útil de 30.000 y 100.000 ciclos. 86

INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Propiedades plástico ABS impreso. 23

Tabla 2: Constantes de los resortes alojados en el mecanismo, según catálogo. 36

Tabla 3: Ángulos de contracción en las articulaciones señaladas, según la velocidad. 40

Tabla 4: Ángulos de movilidad máxima a utilizar en las simulaciones dinámicas. 41

Tabla 5: Propiedades EVA. 45

Tabla 6: Coeficiente del resorte y amortiguación del material, según su ubicación. 46

Tabla 7: Coeficiente del resorte y amortiguación equivalente, según su ubicación. 46

Tabla 8: Altura de elevación de cada leva según cada simulación. 47

Tabla 9: Altura efectiva aproximada de elevación de cada subconjunto según simulación. 47

Tabla 10: Velocidad angular eje leva y periodo de ciclo en simulación dinámica. 49

Tabla 11: Designación de fuerzas según letra. 52

Tabla 12: Condiciones de contorno prueba cinco ciclos. 52

Tabla 13: Fuerzas y reacciones máximas de cada simulación. 57

Tabla 14: Estado de esfuerzos de cada punto crítico para 1[MPH] (datos en [MPa]). 72

Tabla 15: Estado de esfuerzos de cada punto crítico para 2[MPH] (datos en [MPa]). 72

Tabla 16: Estado de esfuerzos de cada punto crítico para 4[MPH] (datos en [MPa]). 73

Tabla 17: Relación entre pasos dados por día y nivel de actividad por persona. 78

Tabla 18: Relación entre la vida útil calculada de la prótesis y nivel de actividad. 79

Tabla 19: Fuerzas y reacciones máximas de cada simulación. 80

Tabla 20: Estado de esfuerzos para los puntos críticos seleccionados según la velocidad de la marcha. 85

1. INTRODUCCIÓN

1.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Los métodos de manufactura aditiva, entre ellos la impresión 3D, brindan nuevas y creativas alternativas para el desarrollo de diseños con geometrías complejas. En el campo de la biomecánica, los métodos de impresión 3D que utilizan materiales poliméricos como base (TRSD, 2019), abren una oportunidad para ofrecer soluciones a distintas problemáticas relacionadas con pacientes que han perdido algunas de sus extremidades mediante la creación de prótesis. Una estructura con un armazón de aluminio o de titanio en combinación con elementos impresos a partir de ABS, u otro polímero, permiten desarrollar diseños funcionales a un costo más bajo, accesible a un mayor número de personas (3Dnatives, 2018).

Sin embargo, la fabricación de elementos mediante este método provoca un comportamiento que difiere de la misma si es fabricada mediante la inyección del plástico. Esto se debe a que la deposición de material para formar la pieza se realiza dejando, al igual que un tejido, sectores sin material, ocasionando una baja en las propiedades mecánicas del mismo. De la misma manera, es razonable pensar que la resistencia a la fatiga de una pieza elaborada en base a la impresión 3D es menor a la proporcionada por la misma confeccionada mediante inyección.

Uno de los materiales más utilizados en la fabricación de productos mediante impresión 3D corresponde al termoplástico ABS (acrilonitrilo butadieno estireno) (Durán, 2015). Las propiedades mecánicas de este material impreso son abordadas por (Cantrell, Rohde, & Damiani, Experimental Characterization of the Mechanical Properties of 3D-Printed ABS, 2016), donde, a través de ensayos de tracción y corte sobre probetas del polímero impreso, obtiene las características mecánicas del mismo según la orientación en que esta probeta fue impresa. El comportamiento a fatiga del plástico inyectado (Rosales Manrique, 2006), aunque difiere de su par impreso, proporciona una guía para la posterior aproximación de las propiedades del ABS impreso.

El modelo por estudiar corresponde a una prótesis de pie elaborada en gran parte a partir de impresión 3D y barras de refuerzo de aluminio. Este mecanismo se divide en cuatro partes fundamentales: la punta, el pie medio, talón y la base (tobillo). Estos eslabones se encuentran unidos entre sí mediante dos ejes (el primero se encuentra en la junta punta-pie medio y el segundo mantiene unidos el pie medio, el talón y la base), además de resortes y un material de amortiguación entre los eslabones.

Teniendo en cuenta el caso particular de una prótesis de pie, el mecanismo se encuentra bajo el efecto de cargas fluctuantes inducidas por el empleo cotidiano del mismo. Una persona que realiza actividad física moderada en promedio efectúa 7.500 pasos por día

(Explora, 2016). Esto pone en perspectiva lo crucial del efecto que puede tener la fatiga en un mecanismo como el señalado. Dado que la integridad estructural de este mecanismo resulta vital para la calidad de vida del paciente, se hace necesario hacer un análisis detallado del estado de esfuerzo y deformación de sus componentes y determinar con esto su ciclo de vida útil.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. OBJETIVO GENERAL

El objetivo principal de este proyecto es obtener un estimado de la vida útil de una prótesis de pie, fabricada mediante impresión 3D. Esto se hará mediante la simulación de la variación temporal del estado de Esfuerzos en cada uno de sus componentes y un análisis de fatiga a partir de simulaciones dinámicas y estáticas del mecanismo bajo condiciones reales de caminata, trote y carrera.

1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar un modelo computacional del mecanismo que aplique una carga variable en el tiempo sobre los eslabones de este para simular diferentes condiciones de marcha.
- Encontrar las reacciones involucradas en el movimiento del pie a distintas velocidades de marcha.
- Analizar cada una de las condiciones críticas de las piezas del mecanismo, utilizando un método de elementos finitos a través del software Ansys, para determinar su estado de esfuerzos.
- Realizar un análisis de fatiga en cada uno de los eslabones teniendo en cuenta los puntos y esfuerzos críticos encontrados.
- Proponer diferentes paquetes de carga para analizar el desempeño de la prótesis.

1.3. METODOLOGÍA

La metodología por emplear en esta investigación se basa en las siguientes etapas:

- Evaluación preliminar del modelo y las condiciones de contorno del problema.
- Simulación dinámica de la pisada
- Análisis de esfuerzos de los elementos del mecanismo
- Análisis de fatiga y vida útil del mecanismo
- Conclusiones

1.3.1. EVALUACIÓN PRELIMINAR DEL MODELO Y LAS CONDICIONES DE CONTORNO DEL PROBLEMA

El objetivo de este punto radica, en primer lugar, en una vista global del mecanismo, la individualización de los subconjuntos que lo componen y las piezas que se encuentran ensambladas en cada uno de estos últimos. Todo esto teniendo en cuenta los elementos de unión que posibilitan el funcionamiento del conjunto.

Además, se exponen las restricciones asociadas al movimiento angular de los subconjuntos, ya sea del mecanismo y del movimiento real de una caminata. Este último se evaluará en tres velocidades de pisada distintas, para establecer una aproximación más fidedigna de las fuerzas cíclicas que pueden estar involucradas en un día común.

Por otra parte, se establecerán límites para las magnitudes de las fuerzas asociadas a la pisada a partir del estudio (Arya, Lees, Nirula, & Klenerman, 1995).

Finalmente se introduce el material de amortiguación a utilizar para las simulaciones dinámicas posteriores.

1.3.2. SIMULACIÓN DINAMICA DE LA PISADA

A partir de las condiciones de contorno del problema, se moldearán tres simulaciones dinámicas distintas. La diferencia entre cada una de estas radica en la velocidad de cada uno de los pasos o ciclos del sistema.

Posteriormente se efectuará un análisis de cinco ciclos para evaluar la periodicidad de las fuerzas involucradas en la pisada. Para este punto no es relevante la frecuencia de cada uno de los ciclos, ya que lo que se busca con lo anterior es estudiar las similitudes entre un periodo y el anterior sin tomar en cuenta las magnitudes de cada uno de estos.

Una vez resuelto el punto anterior, se ejecutarán las tres simulaciones y se expondrán sus resultados.

1.3.3. ANÁLISIS DE ESFUERZO DE LOS ELEMENTOS DEL MECANISMO

Para la ejecución de este punto es necesario contar con la información entregada por las simulaciones realizadas en el punto anterior (fuerzas asociadas a los resortes y al material amortiguador entre los subconjuntos, además de las reacciones alojadas en las uniones entre cada uno de ellos), asimismo, teniendo en cuenta el restante conjunto de condiciones de contorno, tales como apoyos y empotramientos, que imitan las condiciones del punto crítico en cada una de las piezas a evaluar.

Los elementos que se tendrán en cuenta para este análisis son las piezas de plástico ABS impreso, ya que este material posee una resistencia mecánica mucho menor que el aluminio, por lo que se prevé una mayor criticidad en estos elementos.

Teniendo en cuenta los resultados de los esfuerzos normales y cortantes en las direcciones preestablecidas para cada elemento, se calcularán los esfuerzos medios y alternantes equivalentes para cada uno de los puntos relevantes del mecanismo.

1.3.4. ANÁLISIS DE FATIGA Y VIDA ÚTIL DEL MECANISMO

En primera instancia, tomando como referencia el comportamiento a la fatiga del plástico ABS inyectado, descrito por (Cantrell, Rohde, & Damiani, Experimental Characterization of the Mechanical Properties of 3D-Printed ABS, 2016), se plantea una aproximación de la conducta de este impreso a través del diagrama de Goodman.

Posteriormente se graficarán los puntos críticos calculados previamente en el diagrama propuesto. Finalmente se realizará una estimación de la vida útil del mecanismo.

1.3.5. CONCLUSIONES

Para finalizar, se propondrán un grupo de recomendaciones generales de mejoras para el modelo estudiado.

1.4. ANTECEDENTES

1.4.1. TIPOS DE PRÓTESIS DE PIE

Hoy en día existe un gran número de modelos diferentes para prótesis de pie en el mercado. Sin embargo, estos suelen clasificarse en dos grandes grupos: los pies SACH (Solid ankle cushion heel) y los pies dinámicos o ESAR (Energy storage and return).

Las prótesis SACH se conforman por una pieza rígida en su centro (normalmente hecha de plástico o madera) y un revestimiento de espuma de poliuretano (Avila Abad, 2015). Estos pies no disponen de partes articuladas, pero a cambio proveen de mucha estabilidad. Por estas características son recomendados para personas que comienzan a utilizar prótesis o por aquellos con un bajo grado de movilidad (Colombia, 2018). Además, la gran mayoría poseen un acabado muy parecido al de un pie real.

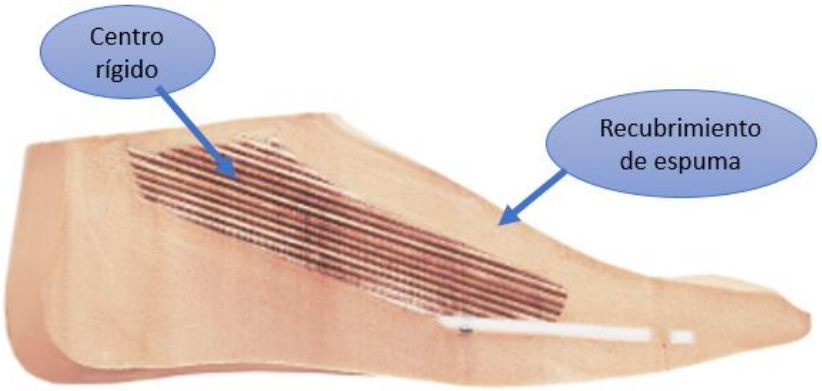


Figura 1: Diagrama de una prótesis SACH.

El segundo grupo corresponde a los pies de respuesta dinámica. Estos se caracterizan por acumular y liberar una mayor energía durante el ciclo de marcha que las prótesis SACH, ya que poseen una parte central deformable. Este tipo de pie proporciona una amplitud de movimiento más normal y reducen el impacto que se produce sobre el talón del otro pie (Avila Abad, 2015).

Figura 2: Ejemplo de pie de respuesta dinámica.

Por otra parte, las prótesis de pie pueden tener dos tipos de articulación en el tobillo: monoaxial y multiaxial. Los pies con articulación monoaxial, tal y como lo dice su nombre, solo pueden rotar en una dirección. Estos suelen ser recomendados para personas con niveles de amputación altos (sobre la rodilla), ya que estos usuarios necesitan un mayor apoyo (Colombia, 2018).

Las prótesis multiaxiales pueden rotar en múltiples direcciones, de esta forma pueden adaptarse mejor a diferentes tipos de superficie y tienen un mayor parecido con un pie natural.

1.4.2. MATERIALES E IMPRESIÓN 3D

La impresión 3D funciona a base de la deposición de un polímero fundido (para este caso ABS) a través de capas para producir una determinada pieza. Este proceso parte por medio del diseño de la pieza utilizando algún software de modelación, para posteriormente exportar el modelo al programa de impresión (siempre y cuando el software donde se realizó el diseño no posea la característica necesaria para imprimir la pieza).

El programa de impresión posee un número determinado de opciones para la fabricación del modelo (tamaño del filamento, el paso entre fibras, etcétera), las cuales dependen exclusivamente del software a utilizar.

Una vez que el programa lee el archivo, este calienta el filtro ubicado en la punta de la impresora, que a su vez calienta el plástico. Este último es impulsado por dos ruedas hacia el filtro caliente, provocando su deposición para formar la pieza.

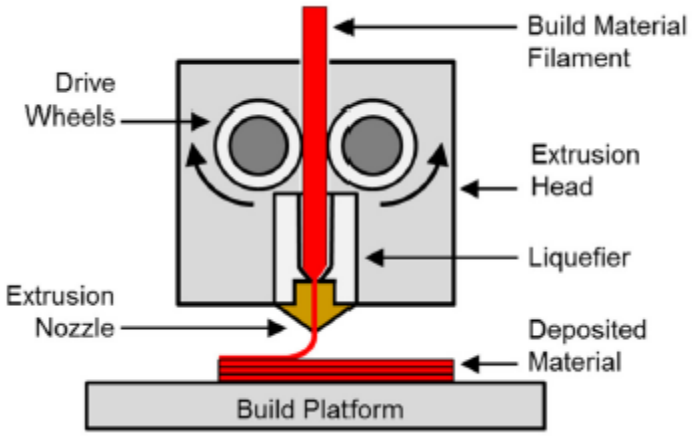


Figura 3: Esquema del proceso de impresión 3D.

Entre los materiales más utilizados en la impresión 3D se encuentran el ABS (acrilonitrilo butadieno estireno), el PLA (ácido poliláctico), el ASA (acrilonitrilo estireno acrilato), el PET (tereftalato de polietileno), el PC (policarbonato) y las fibras de carbono (3Dnatives, 2018).

El ABS es el material más utilizado en la industria de impresión 3D. Tiene una temperatura de impresión entre los 230 °C y 260°C. Es un material reutilizable, puede ser soldado con procesos químicos y no es biodegradable (3Dnatives, 2018). Se encoge al contacto con el aire cuando es impreso, por lo que es necesario utilizar una impresora cerrada para emplear este material.

A diferencia del ABS, el PLA es biodegradable y se fabrica a partir de almidón de maíz. Tiene una amplia variedad de colores y no se encoge con el aire al momento de imprimir. Sin embargo, es más difícil de manejar por su elevada velocidad de enfriamiento y se deteriora con el agua (3Dnatives, 2018).

El ASA tiene propiedades similares al ABS, con la única salvedad que posee una mayor resistencia a los rayos UV. En el proceso de impresión, es posible que se produzcan emisiones de estireno (3Dnatives, 2018).

La gran ventaja que posee el PET por sobre los materiales anteriores es su propiedad de ser completamente reciclable. Es ideal para la fabricación de piezas en contacto con alimentos (3Dnatives, 2018).

El PC es un material de alta resistencia y capaz de mantenerse sin deformaciones hasta los 150°C. Este material es capaz de absorber la humedad del ambiente, lo que afecta sus propiedades mecánicas, por lo que debe ser almacenado en un lugar hermético (3Dnatives, 2018).

Las fibras de carbono tienen una alta resistencia, además de ser un material sumamente liviano. Sin embargo, la impresión de este material necesita de impresoras y aditamentos especiales, de manera que el costo de fabricar piezas con este material es muy alto (3Dnatives, 2018).

1.4.3. SOBRE LAS PROPIEDADES DEL PLÁSTICO IMPRESO

Según los experimentos llevados a cabo por (Cantrell, Rohde, & Damiani, Experimental Characterization of the Mechanical Properties of 3D-Printed ABS, 2016), las propiedades del material cambian con respecto a la orientación en que es impresa la pieza en cuestión.

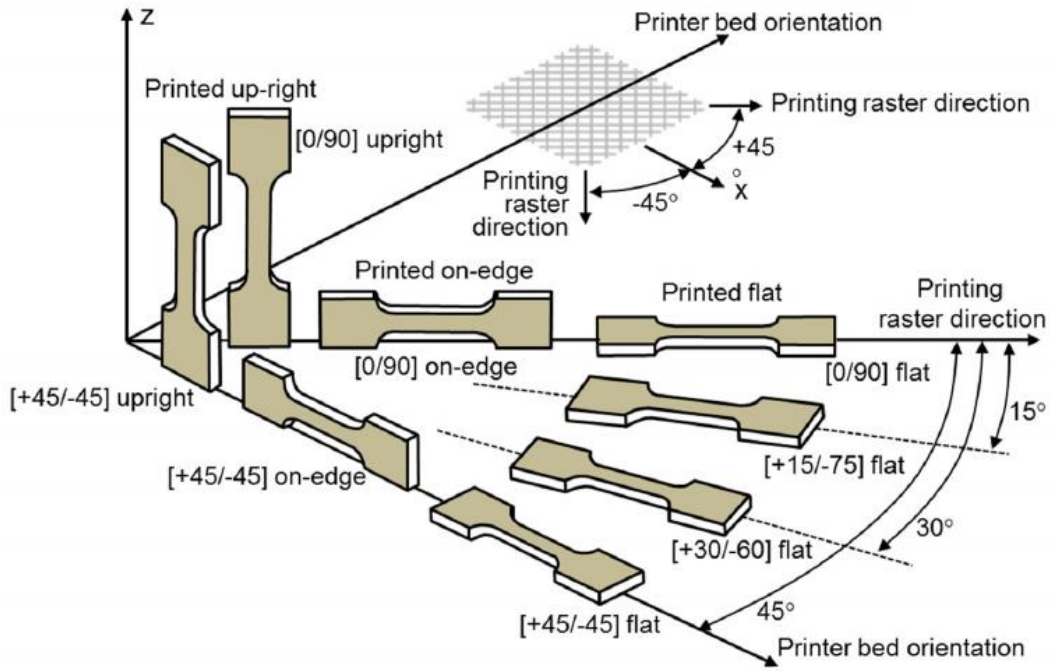


Figura 4: Orientaciones de impresión utilizadas en la investigación.

A partir de los procedimientos especificados en las normas ASTM D638 y ASTM D5379 relacionadas con los ensayos de tracción y corte para materiales poliméricos, se obtuvieron los resultados especificados en la Tabla 1.

	Orientación					
Propiedades	**[+45/-45] flat**	**[0/90] flat**	**[-45/+45] on-edge**	**[0/90] on-edge**	**[+45/-45] up-right**	**[0/90] up-right**
Coeficiente de Poisson[-]	0,36	0,37	0,38	0,36	0,36	0,36
Módulo de Young[MPa]	1960	2020	2020	1910	2040	2050
Módulo cortante[MPa]	740	770	610	580	670	680
Resistencia a fluencia[MPa]	30,3	32,0	30,0	29,0	29,3	29,9
Resistencia última[MPa]	32,8	33,5	31,9	30,7	30,0	30,9
Deformación a la falla [%]	8,89	7,14	5,41	5,82	1,72	1,84
Energía de deformación[MJ/m^3]	3,17	2,14	1,46	1,66	0,29	0,32

Tabla 1: Propiedades plástico ABS impreso.

El caso que se va a tomar en cuenta para el presente informe es el de una impresión [0/90] on-edge. Se opta por esta situación en particular ya que corresponde a la situación más desfavorable de todas las presentes en lo que respecta a módulo de Young, cortante y resistencia a la fluencia.

1.5. MARCO TEÓRICO

1.5.1. DINÁMICA EN UN CUERPO RÍGIDO

Según (Beer, Johnston, & Cornwell, 2010), la dinámica es una rama de la física que se especializa en el estudio de las relaciones existentes entre as fuerzas que actúan sobre un cuerpo rígido, la forma, la masa y el movimiento que se produce.

Las ecuaciones fundamentales en las que se basa el análisis del movimiento de un cuerpo son:

$$\sum F = \dot{L} = m\vec{a} \qquad (1)$$

$$\sum M_G = \dot{H}_G \qquad (2)$$

, donde *m* corresponde a la masa del cuerpo, $\vec{a}$ es la aceleración de su centro de masas, $\dot{L}$ y $\dot{H}_G$ son las derivadas con respecto al tiempo del momentum lineal y angular (con respecto al punto G), $\sum F$ es la resultante de las fuerzas externas que actúan sobre el cuerpo y $\sum M_G$ es el momento resultante alrededor del punto G.

A través de distintos softwares de modelación, como Inventor y Solidwork, es posible realizar simulaciones dinámicas del movimiento de un cuerpo determinado, además de resolver las ecuaciones anteriores para conocer las fuerzas, velocidades, aceleraciones y momentos involucrados en el movimiento en un rango de tiempo determinado.

1.5.2. SOBRE LA FATIGA DE MATERIAL

Según (Budynas & Nisbett, 2008), se entiende falla por fatiga a aquella que es producida por cargas variables, repetidas, alternantes o fluctuantes. Una de sus características radica en la poca magnitud de los esfuerzos necesarios para que se lleve a cabo (debido a que estos son menores a la resistencia a la fluencia del material en cuestión), además, es repentina y total, por ende, peligrosa.

Para (Budynas & Nisbett, 2008), este tipo de fallas poseen, en general, tres etapas de desarrollo:

i) **1° Etapa:** Es el inicio de una o más microgrietas debido a la deformación plástica cíclica seguida de propagación cristalográfica que se extiende de dos a cinco granos alrededor del origen. Estas grietas no suelen verse a simple vista.
ii) **2° Etapa:** Las microgrietas se convierten en macrogrietas y forman superficies para lelas en forma de mesetas separadas por crestas longitudinales. Estas, en general,

son suaves y normales a la dirección del esfuerzo máximo en tensión. Y se conocen como "orillas de playa".

iii) **3° Etapa:** En esta etapa el material restante no puede soportar las cargas, lo que resulta en una fractura súbita y rápida.

1.5.3. SOBRE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Para fuerzas y, por lo tanto, esfuerzos cuyas fluctuaciones correspondan a patrones periódicos (que presentan un solo máximo y mínimo) sin importar la forma de la onda, (Budynas & Nisbett, 2008) plantean que es posible caracterizar una componente media y otra alternante de estas cargas, tal y como se muestra en la Figura 5.

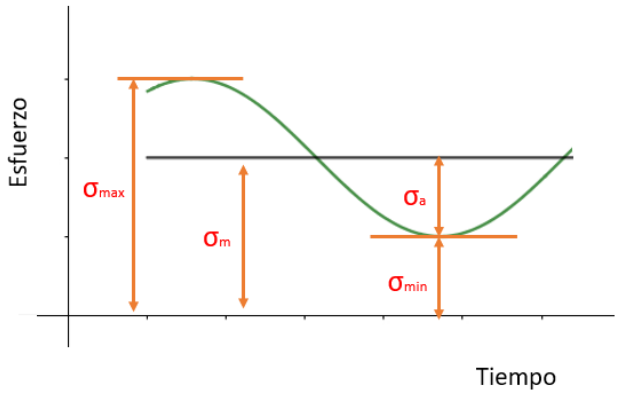


Figura 5: Diagrama de esfuerzos fluctuantes.

, donde:

$$\sigma_m = Esfuerzo\ medio = \frac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2} \qquad (3)$$

$$\sigma_a = Esfuerzo\ alternante = \left|\frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2}\right| \qquad (4)$$

$$\sigma_f = Intervalo\ de\ esfuerzo = \sigma_{max} - \sigma_{min} \qquad (5)$$

Para el desarrollo de esta investigación, solo se tendrán en cuenta los dos primeros conceptos: el esfuerzo medio y el esfuerzo alternante. Estos son cruciales a la hora de realizar una estimación de la vida útil de un mecanismo o elemento en cuestión.

1.5.4. DIAGRAMA DE GOODMAN

Para (Budynas & Nisbett, 2008) existen distintas teorías o criterios de falla por fatiga ante esfuerzos variables, entre los cuales, para el desarrollo del presente informe, se utilizará el criterio de Goodman modificado. Este es representado como una recta que corta a las abscisas en el S_{ut} y a las ordenadas en el S_e. En la Figura 6 se puede distinguir cada uno de los criterios más comunes, incluyendo el diagrama de Goodman.

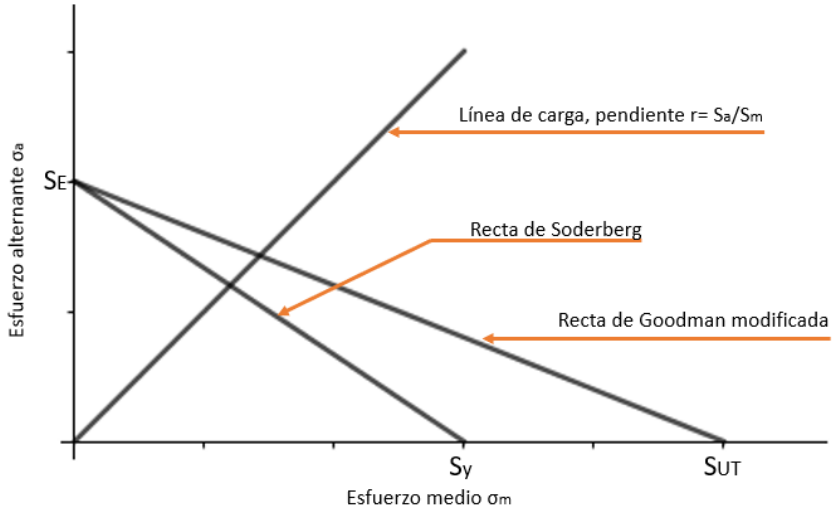


Figura 6: Diagrama de fatiga según distintos criterios de falla.

Uno de los problemas que tiene este criterio es la inclusión de una zona donde es posible que el material se deforme plásticamente, sin llegar a fallar por fatiga. Esta corresponde al área comprendida entre la recta de Soderberg y la recta de Goodman modificada. Para el caso concreto del plástico ABS impreso, se tiene que el Esfuerzo de fluencia S_y y el Esfuerzo último S_{ut} tienen magnitudes prácticamente equivalentes, por lo que se opta simplemente por seguir el modelo de Goodman modificado.

El grado de inclinación de la recta de Goodman modificada tiene una correlación con el número de ciclos a la falla del elemento: A mayor cantidad de ciclos esta recta se tiende a aproximar a la horizontal, tal y como se muestra en la Figura 7 (N1 > N2 > NL).

Una vez que esta recta corta a las ordenadas en el punto S_e (Resistencia a la fatiga modificada), esta se transforma en una recta horizontal hasta ser interceptada con la recta que representa el límite elástico del material.

El primer cuadrante de la Figura 7 representa el diagrama de Goodman para una pieza sometida a esfuerzos fluctuantes de tracción. En cambio, el segundo cuadrante del gráfico

expone el diagrama de Goodman de una pieza sometida a esfuerzos fluctuantes de compresión.

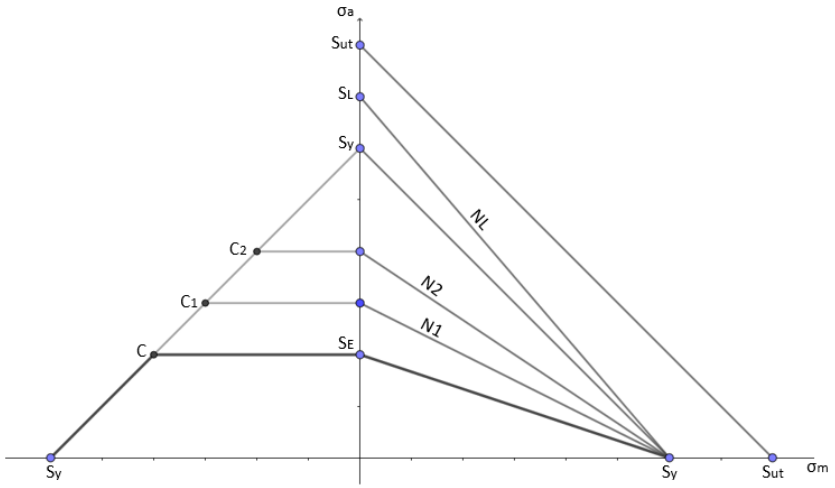


Figura 7: Diagrama de Goodman.

Una vez conocido el estado de esfuerzo de los puntos críticos de cada elemento del mecanismo (esfuerzo medio y alternante) es posible graficarlos en un diagrama similar al de la Figura 7, donde cada uno de estos puntos tendrá asociado su propia curva de Goodman modificada y, por consiguiente, un valor distinto de ciclos a la falla. Finalmente, el punto con la menor vida útil será el que defina la de todo el mecanismo.

1.5.5. FATIGA EN POLIMEROS

Hoy en día, a pesar del aumento en la utilización de polímeros como alternativa en piezas que están sujetas a esfuerzos fluctuantes como ejes y ruedas dentadas (Rosales Manrique, 2006), el conocimiento del comportamiento a fatiga de este tipo de materiales aún no tiene la profundidad encontrada en los metales. Además, a diferencia de estos últimos, no existe una norma que regule los ensayos a fatiga para materiales poliméricos. Por lo que algunos autores como (Rosales Manrique, 2006) utilizan la geometría recomendada para ensayos a tracción según las normas ASTM D638 e ISO 527.

De esta forma, mediante una precarga en tensión que proporciona un esfuerzo medio con magnitud igual a una fracción del esfuerzo de fluencia (entre un 50% y 80%) y fuerzas fluctuantes que ocasionan esfuerzos alternantes de alrededor de un 8% del límite elástico del material.

A partir de este tipo de ensayos, es posible representar el esfuerzo aplicado en función del número de ciclos en un gráfico S-N, lo que proporciona aproximaciones experimentales para el comportamiento a fatiga de materiales poliméricos.

1.5.6. FATIGA MULTIAXIAL

Se dice que un cuerpo se encuentra sometido a fatiga multiaxial cuando se halla sujeto a esfuerzos fluctuantes en dos o más direcciones (Abasolo & Navalpotro, 2017). Estos esfuerzos pueden o no compartir la misma fase o frecuencia. Sin embargo, a modo de simplificar el problema y obtener un análisis conservador, en la mayoría de los casos se consideran en fase (Avilés, 2005).

En el caso que la pieza se encuentre sometida a esfuerzos fluctuantes con esfuerzos medios no nulos, el método empleado en esta investigación consiste en obtener los tensores de esfuerzos mínimos y máximos en cada uno de los nodos en las direcciones X, Y, Z para cada pieza. Teniendo estos resultados es posible calcular los esfuerzos alternantes y medios en términos de las coordenadas anteriores en forma de tensores y posteriormente establecer esfuerzos equivalentes de Von Mises.

$$[\sigma_a] = \frac{[\sigma_{max}]-[\sigma_{min}]}{2} \rightarrow \sigma_{VMa} \qquad (6)$$

$$[\sigma_m] = \frac{[\sigma_{max}]+[\sigma_{min}]}{2} \rightarrow \sigma_{VMm} \qquad (7)$$

Estos últimos son graficados en el Diagrama de Goodman para realizar una aproximación de la vida útil a la fatiga para cada pieza.

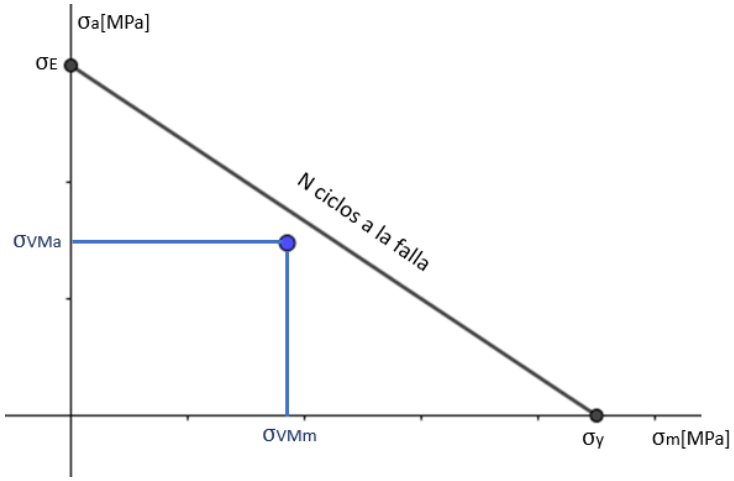


Figura 8: Diagrama de Goodman de *N* ciclos a la falla y posición de esfuerzos equivalentes de Von Mises medios y alternantes para una vida a fatiga mayor a *N* ciclos.

1.5.7. SOBRE LOS ESFUERZOS PRINCIPALES

En cada punto de una pieza expuesta al efecto de alguna fuerza existe una distribución continua del campo de esfuerzos. Los esfuerzos normales y cortantes varían dependiendo de la dirección de los ejes coordenados a utilizar. Existe una configuración en donde los componentes de los esfuerzos cortantes son igual a cero, dejando en su lugar solo esfuerzos normales. Estos esfuerzos son llamados *esfuerzos principales*.

Según (Lugrís Armesto, 2012), para realizar el cálculo de estos esfuerzos, es necesario partir de la siguiente expresión:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} = 0 \qquad (8)$$

donde σ es la magnitud del esfuerzo principal y n_x, n_y y n_z representan los cosenos directores del vector unitario normal al plano principal.

Para que exista una solución en la ecuación (8), el determinante de la matriz debe ser cero, por lo que se obtiene:

$$\sigma^3 - C_2\sigma^2 - C_1\sigma - C_0 = 0 \qquad (9)$$

Donde

$$C_2 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \qquad (10)$$

$$C_1 = \tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x \qquad (11)$$

$$C_0 = \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2 \qquad (12)$$

De esta forma, las tres raíces de la ecuación cubica (9) son equivalentes a los tres esfuerzos principales del problema. Estos se ordenan de la forma $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, por lo que se puede intuir que el esfuerzo principal con mayor magnitud es σ_1 o σ_3.

Se debe tener en cuenta que cada elemento infinitesimal que forma la pieza a analizar posee sus propios esfuerzos principales, por lo que para hacer una evaluación global de la misma se deben encontrar los elementos con las mayores magnitudes en estos esfuerzos.

1.5.8. TEORIA DE DAÑO ACUMULADO LINEAL DE PALMGREN – MINER

Calcular la vida útil de una pieza sometida a esfuerzos fluctuantes de amplitud variable es más complejo que el caso equivalente con amplitud constante.

Para obtener un valor aproximado de la duración de la pieza o el mecanismo, es necesario realizar una evaluación de este en base a teorías de daño acumulado, según la aplicación de ciclos de carga.

La teoría de daño acumulado a utilizar en el desarrollo del presente trabajo es la teoría de daño acumulado lineal de Palmgren - Miner.

Supongamos que, en un ciclo de trabajo, la pieza se encuentra bajo el efecto de cargas fluctuantes $f_1, f_2, \ldots, f_i$ a una cantidad $n_1, n_2, \ldots, n_i$ de repeticiones respectivamente. Si la vida útil de la pieza sometida netamente a la fuerza f_1 es equivalente a N_1, y del mismo modo, la vida útil de la pieza sometida a f_2 es N_2 y así sucesivamente, se puede formular la siguiente ecuación:

$$C\left(\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \cdots + \frac{n_i}{N_i}\right) \leq 1 \qquad (13)$$

, donde finalmente la vida útil de la pieza sometida a tal ciclo de trabajo viene dada por C.

1.5.9. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

El método de elementos finitos consiste en un método numérico creado para la resolución y diagnóstico de problemas diferenciales complejos mediante la discretización del dominio en un número finito de elementos, donde cada uno de ellos se encuentra conectado entre sí mediante nodos o puntos nodales formando una malla.

El método es capaz de arrojar soluciones aproximadas a ecuaciones diferenciales en un tiempo de resolución reducido, donde la calidad de la malla es el factor mas relevante en la obtención de un resultado más cercano al real.

Aunque esta metodología es utilizada para abordar un sinfín de problemas en ingeniería, para el caso de la presente investigación, este se acotará a la resolución de un problema estático de esfuerzo-deformación. Para esta situación, el método puede sintetizarse de la siguiente forma:

$$[K] * \vec{U} = \vec{F} + \vec{Q} \qquad (14)$$

, donde *[K]* representa la matriz de rigidez del problema, $\vec{U}$ corresponde a los desplazamientos de los nodos, $\vec{F}$ incluye las fuerzas distribuidas, deformaciones lineales y tensiones inicial y $\vec{Q}$ se define como las fuerzas externas (Frías Valero, 2004).

A través de los resultados obtenidos en la ecuación (14) y las propiedades del material, posible calcular un gran número de datos tales como los esfuerzos principales, esfuerzos equivalentes de Von Mises, factores de seguridad, deformaciones, etc.

2. DESARROLLO

2.1. MODELO POR EVALUAR:

El mecanismo corresponde a una prótesis de pie con tres partes móviles que consta de cuatro secciones principales: La punta, el pie medio, el talón y, finalmente, el tobillo o base. Cada uno de estos subconjuntos (Lee Spring, 2016) se encuentra elaborado a partir de la impresión 3D con el termoplástico ABS (Acrilonitrilo butadieno estireno) y placas de aluminio, dependiendo de cada subconjunto. Cada uno de estos subconjuntos se muestran con mayor detalle en el Anexo 1 y las Figuras 9, 10, 11 y 12.

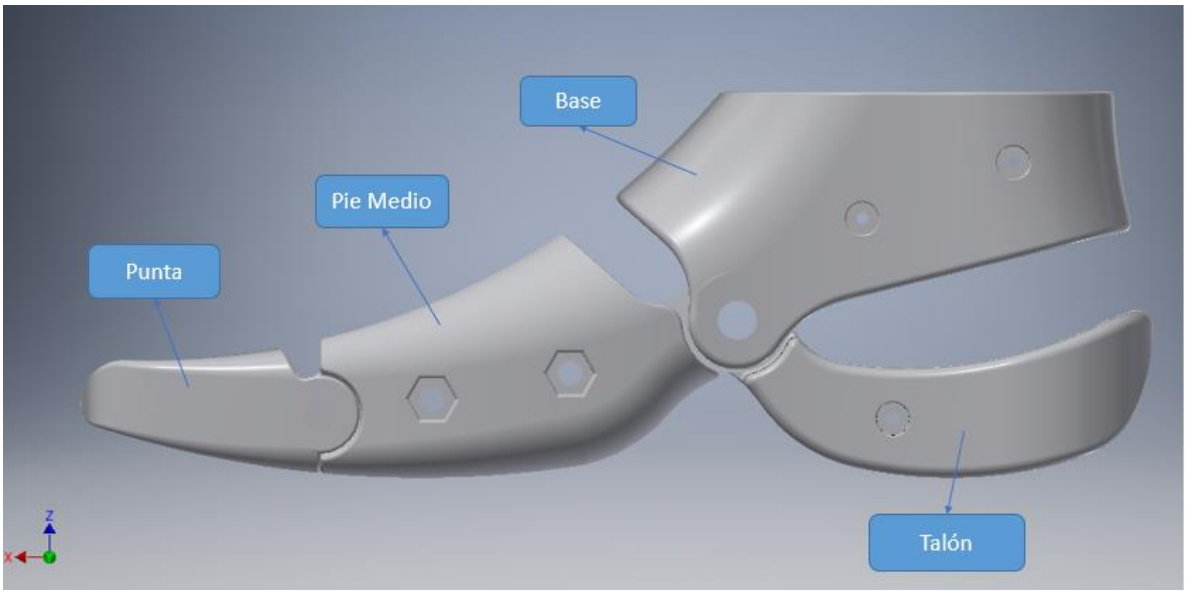


Figura 9: Esquema del modelo por evaluar.

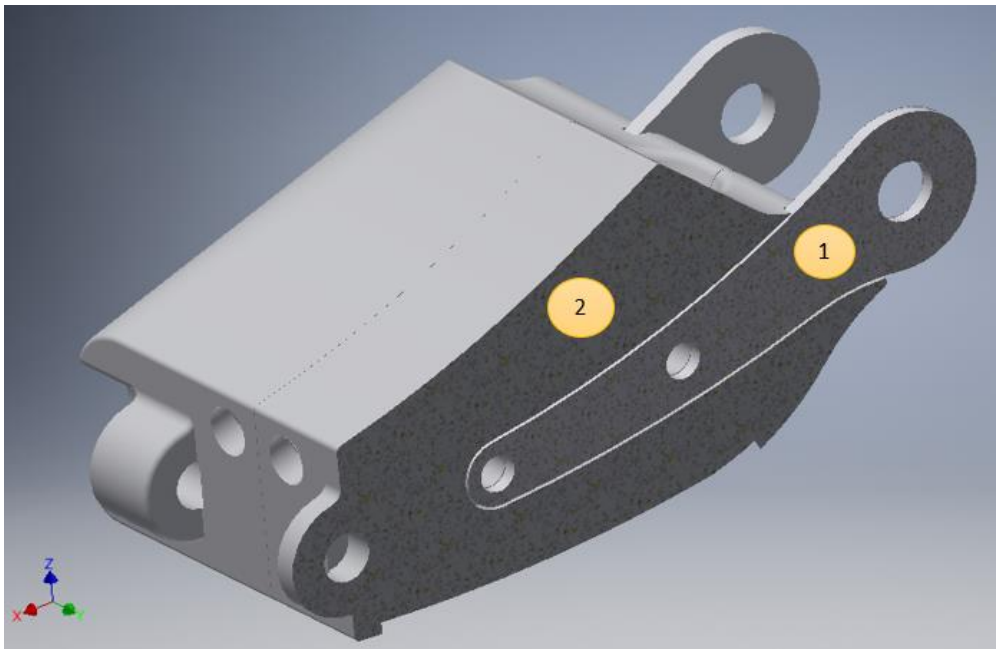


Figura 10: Esquema del ensamble del Pie medio de la prótesis (barra de aluminio [1]; pieza impresa [2]).

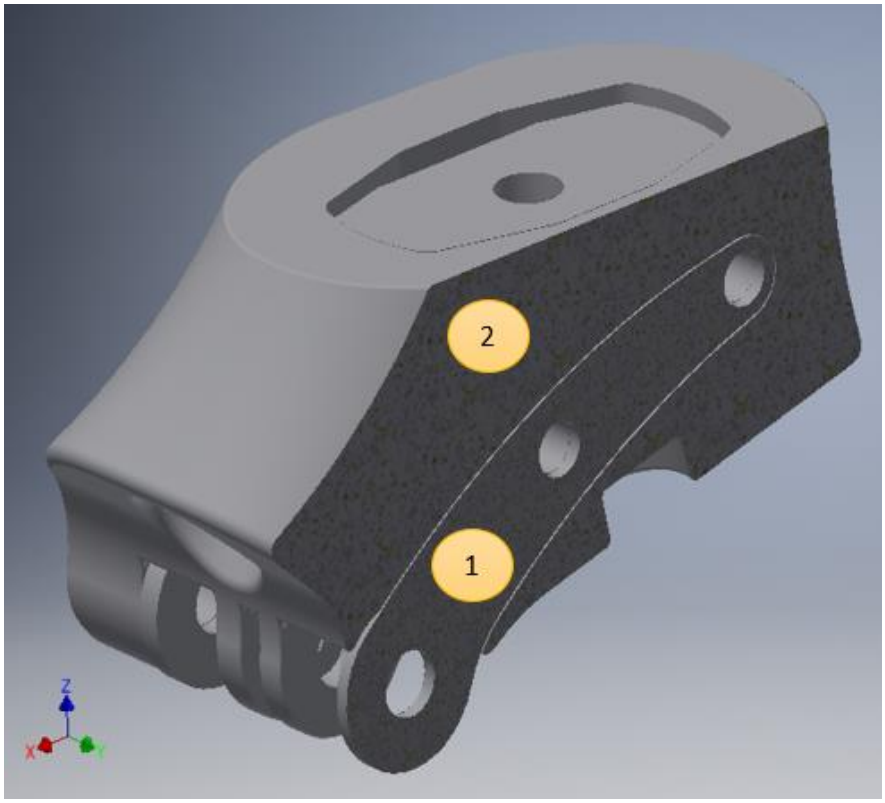


Figura 11: Esquema del ensamble de la base de la prótesis (barra de aluminio [1]; pieza impresa [2]).

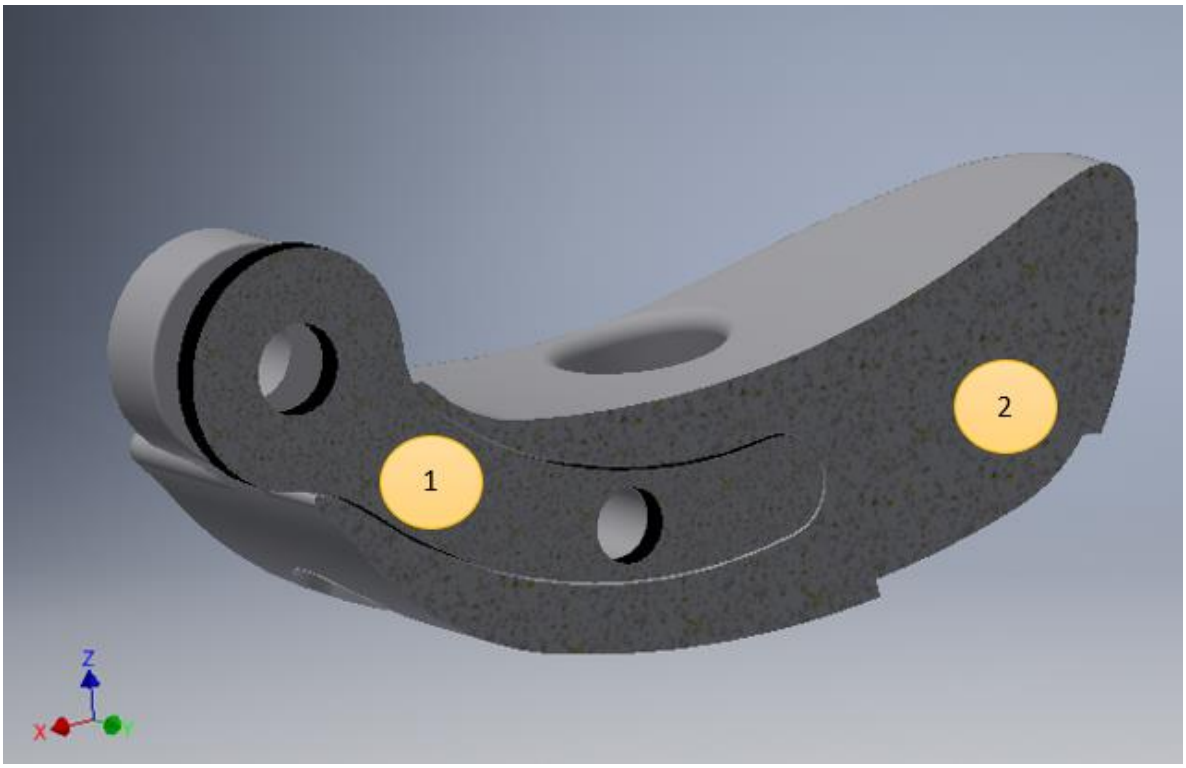


Figura 12: Esquema del ensamble del Talón de la prótesis (barra de aluminio [1]; pieza impresa [2]).

Para ensamblar las carcasas de plástico con las placas de aluminio se utilizan pasadores y pernos, dependiendo del caso. Sin embargo, a pesar de que con estos elementos son plenamente suficientes para mantener los subconjuntos ensamblados, la empresa en cuestión usa además pegamento (Agorex) en todas las caras continuas entre una y otra pieza. Esto también ocurre con los pasadores y pernos de todo el conjunto.

Esta situación se tendrá en consideración en la definición de las condiciones de contorno del análisis de esfuerzos de cada eslabón (conexiones entre los pasadores y las barras de aluminio).

La base del mecanismo se adosa con una columna de titanio estándar para prótesis de miembros inferiores. Esta unión mantiene a él subconjunto prácticamente inmóvil con respecto a la columna, simulando una condición de empotramiento. Para los análisis posteriores no se tendrá en cuenta esta última, solo el mecanismo mostrado en primer lugar.

Figura 13: Ensamble de la prótesis y la columna de aluminio.

En el espacio que existe entre cada subconjunto se encuentran resortes de distintas dimensiones. Estos se ensamblan en los respectivos alojamientos que se encuentran en las piezas impresas correspondientes, tal y como se muestra en la Figura 14.

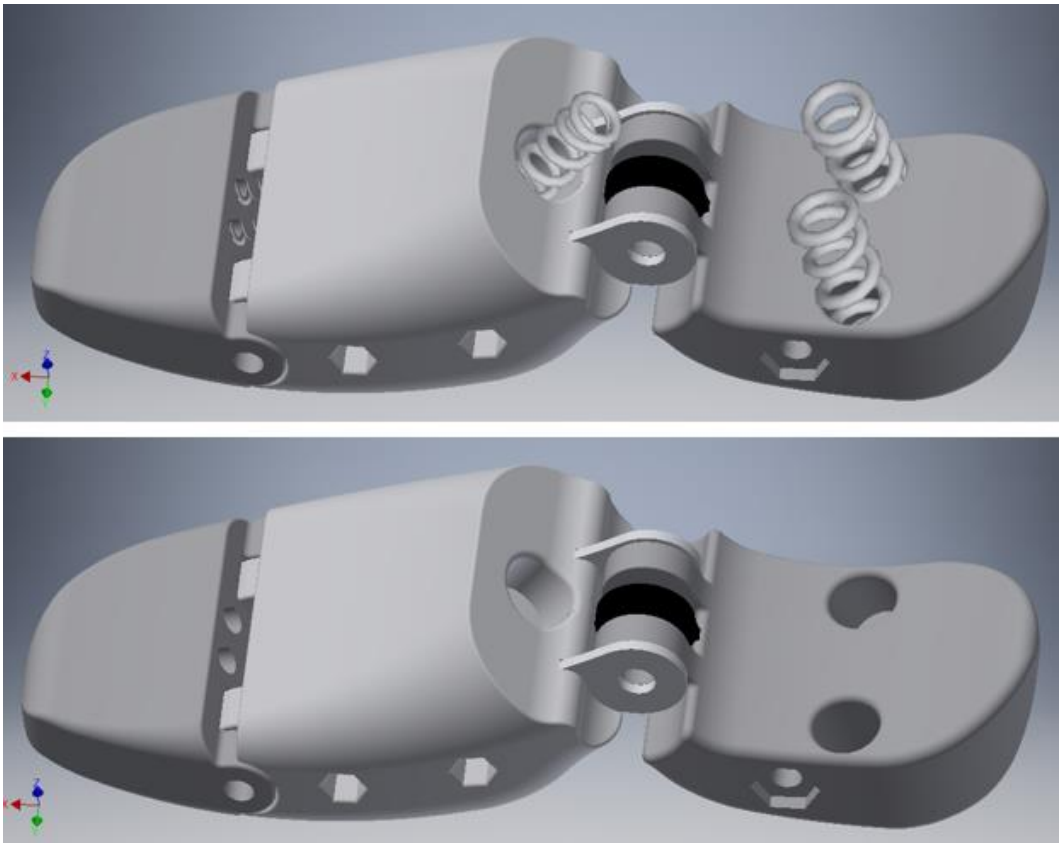


Figura 14: Esquema las posiciones de los resortes en modelo por evaluar.

Las constantes de cada uno de estos resortes se encuentran en la Tabla 2. Estas fueron extraídas del catálogo de resortes (Lee Spring, 2016), teniendo en cuenta las dimensiones de las piezas (agujeros)entregadas por el modelo computacional.

Unión	K[N/mm]
Talón-Base	5,39
Pie medio-Base	6,23
Punta-Pie medio	0,765

Tabla 2: Constantes de los resortes alojados en el mecanismo, según catálogo.

Además de los resortes, entre cada subconjunto se encuentra un material de amortiguación, el cual se definirá posteriormente según la movilidad proporcionada por el modelo y las fuerzas internas involucradas en uso de este mecanismo.

2.2. LIMITACIONES DEL MODELO

Además, cada eslabón se encuentra ensamblado mediante un eje que les permite rotar, a excepción de la base, que se encuentra empotrada tal y como se explica en el punto 2.1.

La movilidad angular de los subconjuntos se encuentra restringida, en primera instancia, por el eslabón continuo (Figura 15 y 16) y, con la inclusión del material de amortiguación que se explica con mayor detalle en el punto 2.5, la rigidez de los amortiguadores. Los ángulos máximos de rotación de cada una de estas partes se encuentran especificados en las Figuras 15 y 16 (en el caso sin amortiguador).

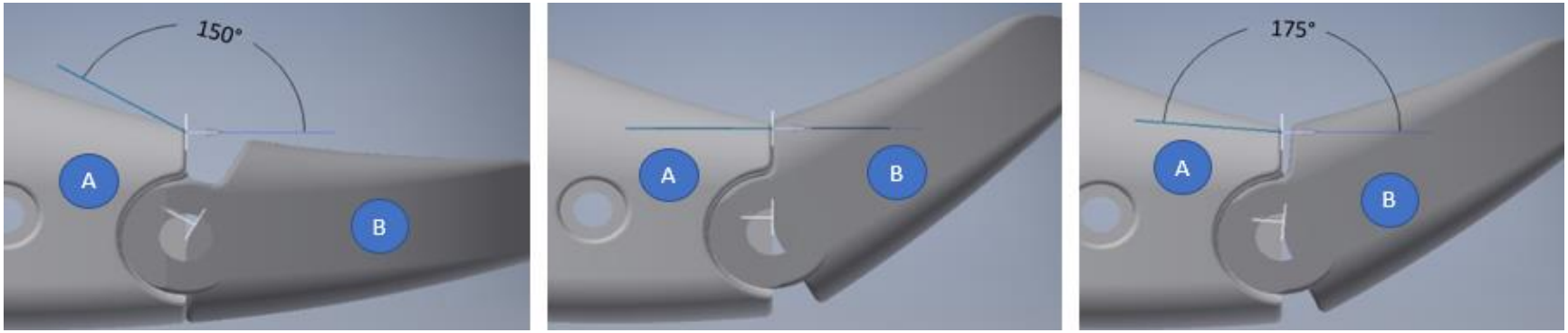


Figura 15: Limitante angular junta Pie medio(A)-Punta(B). La primera imagen muestra el ángulo de la junta en su estado de reposo; la segunda representa la máxima contracción posible en el modelo y la tercera muestra la elongación permisible en las simulaciones dinámicas.

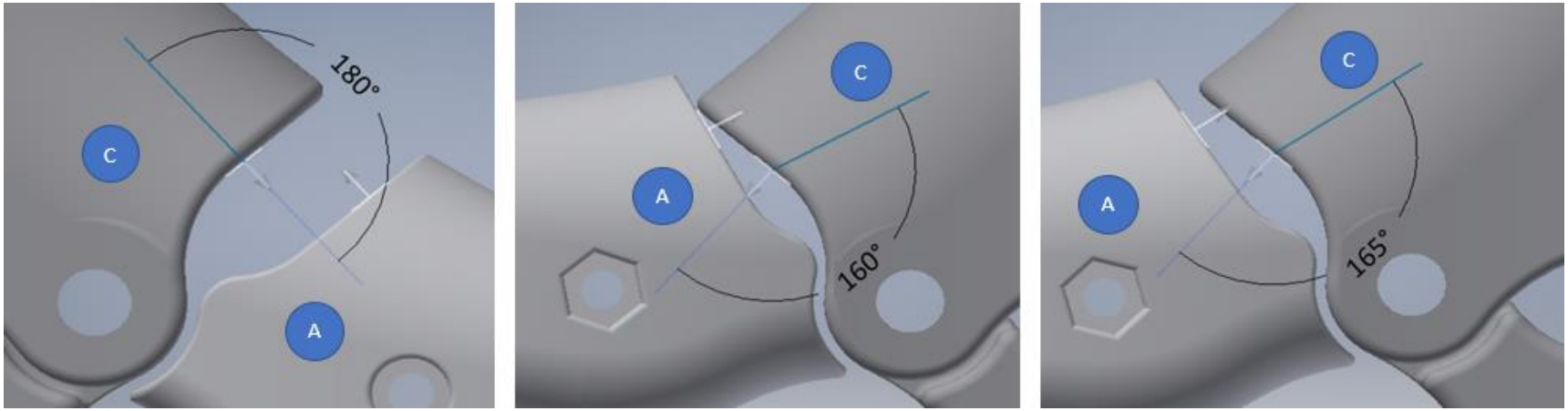


Figura 16: Limitante angular Base(C)-Pie medio(A). La primera imagen muestra el ángulo de la junta en su estado de reposo; la segunda representa la máxima contracción posible en el modelo y la tercera muestra la elongación permisible en las simulaciones dinámicas.

2.3. MOVIMIENTO NATURAL DEL PIE

Los ángulos involucrados en el movimiento del pie en una persona normal dependen netamente de la velocidad de la marcha. Para el desarrollo de esta investigación se tendrán en cuenta tres posibles estados: una caminata relajada, un trote suave y finalmente una corrida. Las velocidades de cada uno de estos estados son de 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH] respectivamente.

Para conocer el grado de contracción o elongación del pie al producirse el desplazamiento de la persona es necesario tener en cuenta en primera instancia su posición al estar estático, esto se muestra en la Figura 19 (todos los ángulos que se muestran en esta sección corresponden a aproximaciones). En el caso de la punta se toma como referencia el ángulo extendido que se forma entre la planta, la punta y el suelo.

Figura 17: Ángulo de referencia entre el Pie medio y la pierna.

Posteriormente, es necesario esquematizar el movimiento de esta extremidad para los casos anteriormente resaltados, donde, al igual que en la Figura 17 se hizo uso del video publicado por (Bright, 2016).

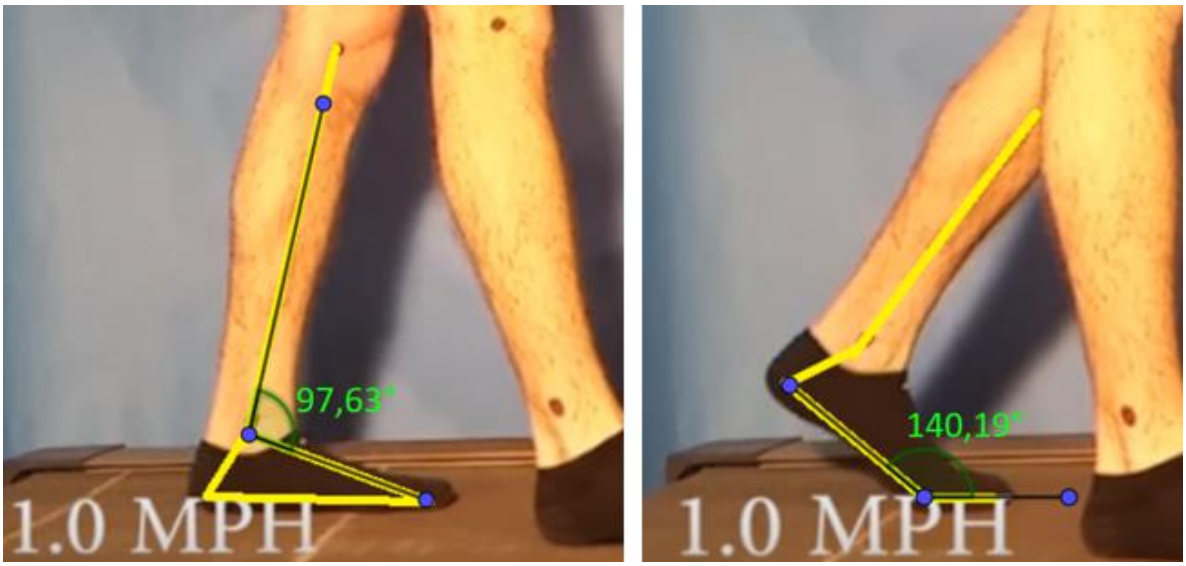


Figura 18: Ángulos ocasionados por el movimiento de la extremidad inferior a 1[MPH].

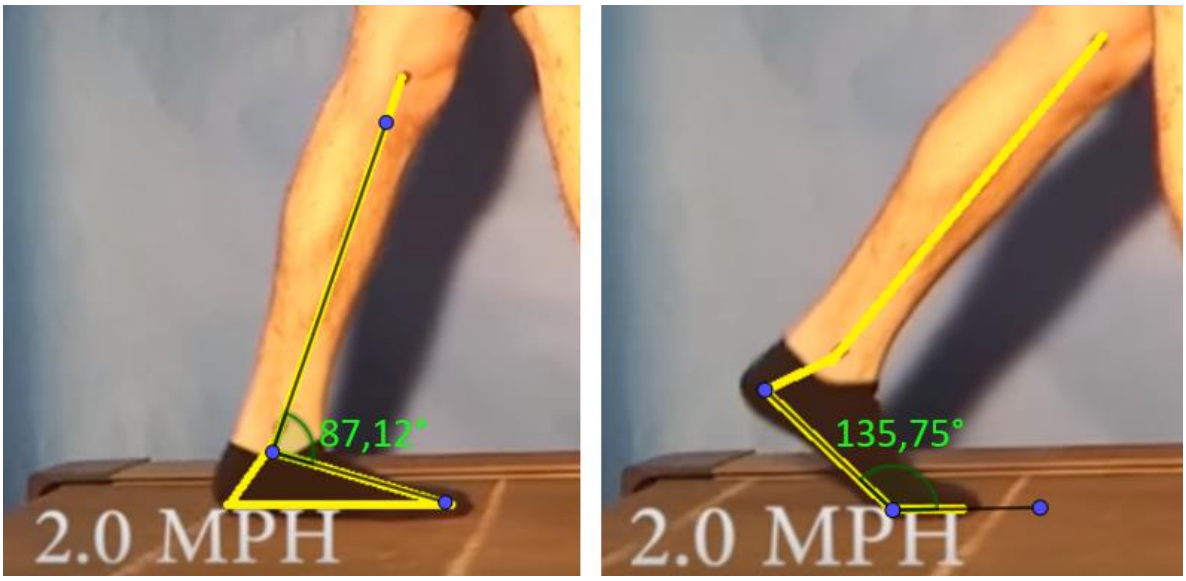


Figura 19: Ángulos ocasionados por el movimiento de la extremidad inferior a 2[MPH].

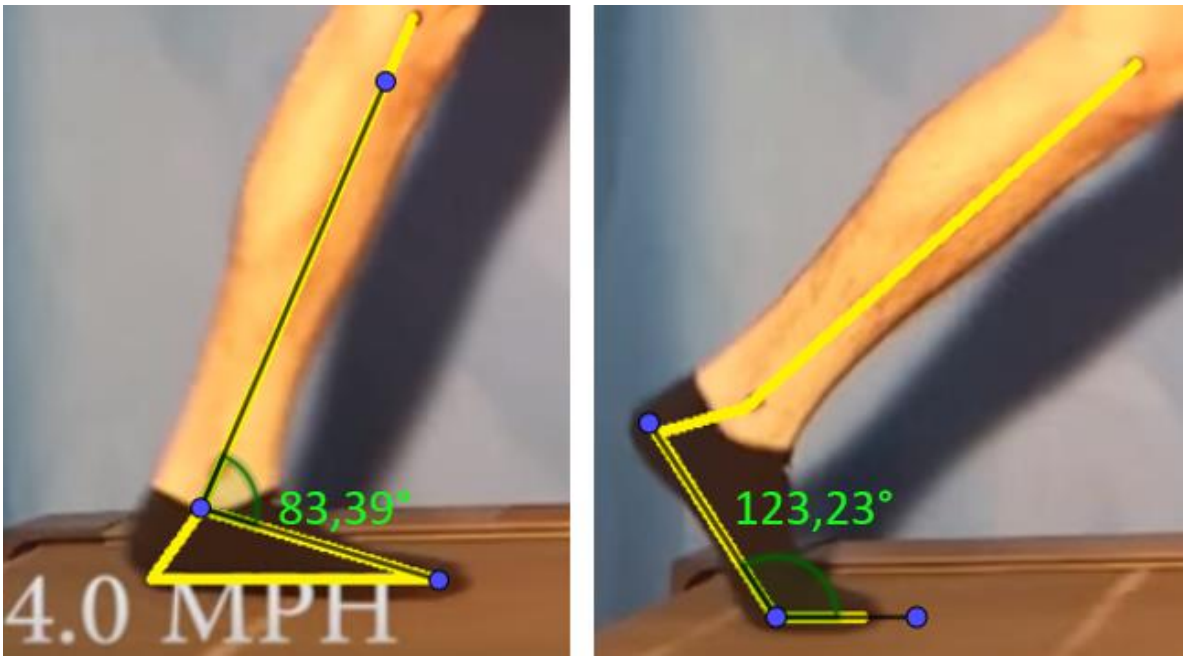


Figura 20: Ángulos ocasionados por el movimiento de la extremidad inferior a 4[MPH].

Una vez conocido el grado de contracción y/o elongación de la punta y el pie medio es posible elaborar una aproximación de la diferencia angular requerida en cada una de estas velocidades. Esta se muestra en la Tabla 3.

Unión	Ángulo de contracción [1MPH]	Ángulo de contracción [2MPH]	Ángulo de contracción [4MPH]
Pie medio-Base	12,11°	22,52°	26,25°
Punta-Pie medio	39,81°	44,25°	56,77°

Tabla 3: Ángulos de contracción en las articulaciones señaladas, según la velocidad.

De esta manera comparando el ángulo de movimiento entre un pie normal en los tres estados presentados y las limitaciones geométricas del modelo presentadas en el punto anterior se puede apreciar la imposibilidad de replicar la contracción natural del pie en el modelo para todos los casos.

El movimiento angular máximo de los eslabones de la punta y el pie medio para tener en cuenta en cada simulación dinámica (máxima contracción angular permisible en la simulación dinámica), tomando en consideración los datos anteriores, se encuentran detallados en la Tabla 4.

Unión	Restricción del modelo	Ángulo de contracción [1MPH]	Ángulo de contracción [2MPH]	Ángulo de contracción [4MPH]	Ángulos máximos a utilizar simulaciones
Pie medio-Base	15°	12,11°	22,52°	26,25°	12°; 15°
Punta-Pie medio	25°	39,81°	44,25°	56,77°	25°

Tabla 4: Ángulos de movilidad máxima a utilizar en las simulaciones dinámicas.

Para el caso del talón, su movimiento relativo con respecto al tobillo es prácticamente nulo, ya que se encuentran fijos en un pie normal, mas no en el mecanismo.

2.4. FUERZAS INVOLUCRADAS EN LA PISADA

Otro dato relevante para el desarrollo de esta investigación son las fuerzas máximas que se encuentran involucradas en la marcha. El conocer el valor de este factor proporciona una referencia a la hora de comparar los resultados entregados en cada simulación.

Como se puede intuir, la caminata de una persona que utiliza una prótesis de extremidad inferior es distinta a la de un individuo sin una discapacidad de este tipo: se tiende a apoyar en una u otra extremidad dependiendo de la rigidez del sustituto y la comodidad que posee el usuario con la misma. De esta manera, el usuario tiende a cojear, involucrando una mayor magnitud de las fuerzas involucradas en la pisada.

Otro factor relevante a tener en cuenta es la velocidad de la marcha. Según un estudio realizado por (Arya, Lees, Nirula, & Klenerman, 1995), la fuerza de la pisada es mayor cuando se está trotando que cuando se camina a un paso normal. Esto se muestra con mayor detalle en las gráficas de las Figuras 22 y 23.

Para la realización del estudio de (Arya, Lees, Nirula, & Klenerman, 1995) se utilizó una prótesis de pie como la especificada en la Figura 21. Además, la velocidad a la que se lleva a cabo el experimento no se encuentra restringida, es decir, se encuentra a criterio de cada sujeto de pruebas, siempre y cuando se trate de una caminata y una corrida cómoda para el usuario de la prótesis.

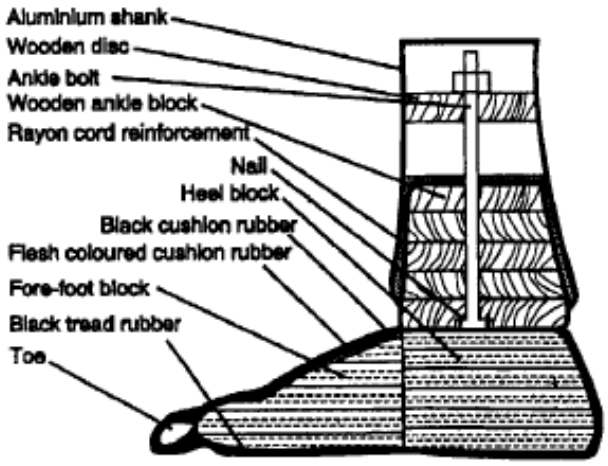


Figura 21: Esquema de la prótesis ocupada en el estudio **(Arya, Lees, Nirula, & Klenerman, 1995)**.

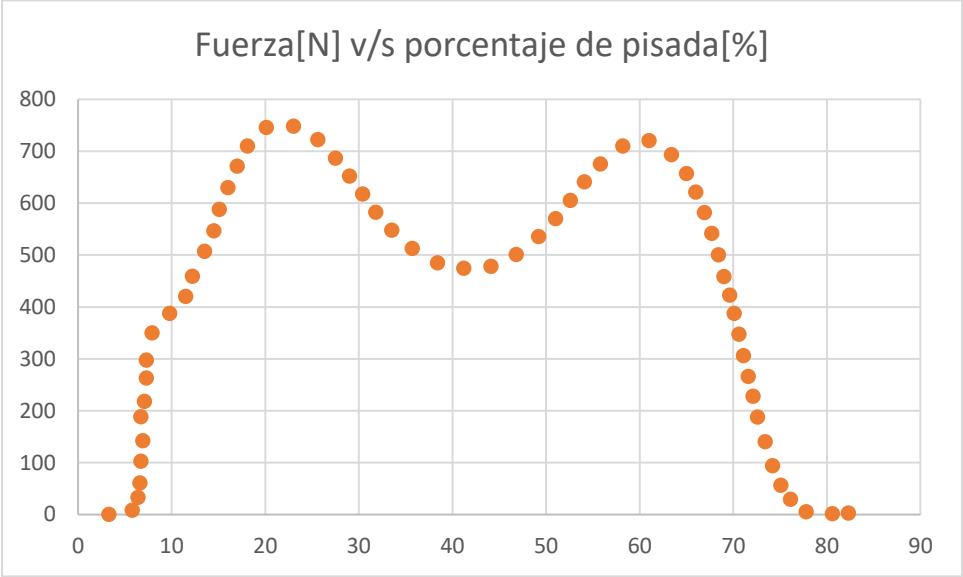


Figura 22: Fuerza v/s porcentaje de pisada en una caminata. Teniendo en cuenta el peso promedio del grupo (75[kg]), se puede verificar que las fuerzas máximas son equivalentes al peso de la persona.

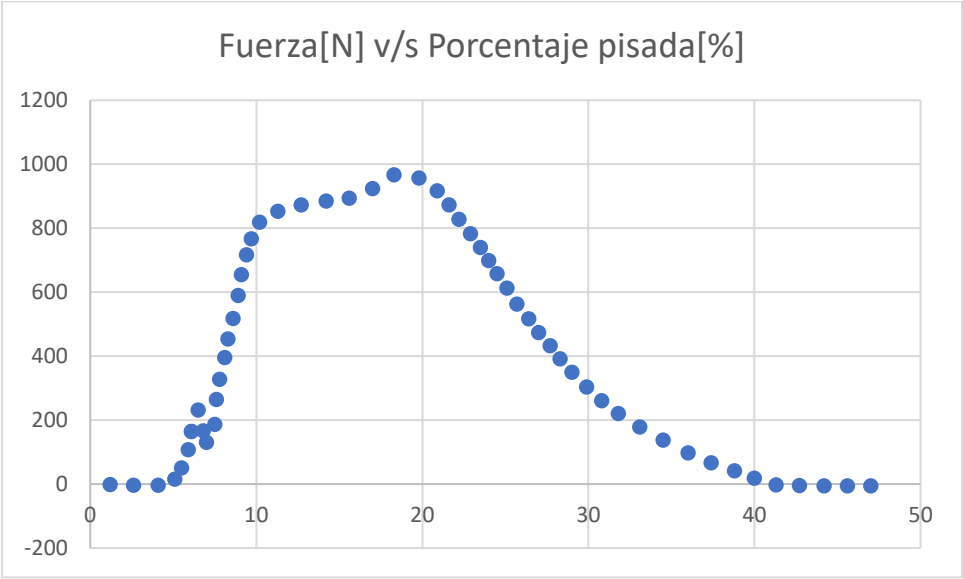


Figura 23: Fuerza v/s porcentaje de pisada en una corrida. Teniendo en cuenta el peso promedio del grupo (75[kg]), se puede verificar que las fuerzas máximas de alrededor de un 25% mayores al peso.

Las pruebas fueron realizadas por tres personas con amputación transtibial izquierda y las mediciones fueron realizadas en un sensor *force plate* (Figura 24) y en base al apoyo de la pierna derecha durante la pisada. Vale la pena resaltar que el peso promedio de las personas a las cuales se les realizó el estudio es de aproximadamente 75[Kg]. El 20% de la caminata y el 55% de la corrida faltante corresponde al tiempo en que el pie se encuentra en el aire.

Figura 24: Esquema mediciones de fuerzas en la pisada.

En el gráfico de la Figura 22, los picos en estas representan en primer lugar el apoyo del talón y posteriormente el rechazo o impulso realizado por el pie. El caso de la Figura 23 es similar, con la salvedad de que la pisada tiene una menor duración.

Estos datos se tomaron como referencia para la elección del material de amortiguación, teniendo en cuenta que, mientras más similares sean las fuerzas en las pisadas de ambos pies, no se produce cojeo alguno y la calidad de vida del paciente en mucho mejor, especialmente, pensando en los problemas ergonómicos que pueden derivar del cojeo recurrente y, en ciertos casos, crónico.

2.5. DEFINICIÓN DEL MATERIAL DE AMORTIGUACIÓN

A partir de las restricciones geométricas y de fuerzas máximas a la que puede estar sometido el mecanismo en condiciones ideales, es necesario establecer un material de amortiguación que se adapte a estas circunstancias.

En primer lugar, debe ser un material flexible y liviano por lo que idealmente debe encontrarse entre el conjunto de las esponjas o gomas, materiales con una amplia gama de posibilidades debido a que se tratar en su mayoría de polímeros sintéticos. (sports, 2018)

El objeto que más ha sido probado y capacitado para sobrellevar las cargas cíclicas relacionadas con la caminata son las zapatillas y zapatos. El material del que se fabrican las suelas de las zapatillas deportivas en una primera impresión tiene bastantes posibilidades de satisfacer los requerimientos: es flexible y está capacitado para absorber parte de la energía involucrada en el impacto que se produce cada vez que el pie choca con el suelo, y además es liviana en comparación a las suelas de zapatos convencionales.

Las suelas de las zapatillas deportivas están conformadas por dos partes principales: el *Outsole* y el *Midsole*. EL *Outsole* tiene la misión de proveer el agarre necesario para el desplazamiento y la *Midsole* es la encargada de la amortiguación del impacto. Esta última es la parte más importante de la zapatilla, ya que de ésta depende el control y la estabilidad del movimiento.

Figura 25: Partes de la suela de una zapatilla.

En vista de la necesidad de un material de amortiguación entre los eslabones, es natural pensar en el *Midsole* de las zapatillas como una opción posible de amortiguador. El material más utilizado en la fabricación del *Midsole* de la suela es el etilvinilacetato (EVA): es un termoplástico no toxico, liviano y de poca absorción al agua. Las propiedades mecánicas de este material a utilizar en la presente investigación se detallan en la Tabla 5.

Propiedad	
ρ (Densidad)	150 – 250 [kg/m^3]
η (Coef. Amortiguación)	20 [kPa*s]
E (Módulo de Young)	2,4 [MPa]

Tabla 5: Propiedades EVA.

A partir de los datos intrínsecos del material, es necesario proceder al cálculo de la constante del resorte de cada sección donde este se encuentre en el conjunto. Para esto se empleará las siguientes formulas:

$$k_i[N/mm] = \frac{E[MPa]*A[mm^2]}{h[mm]} \quad (13)$$

$$\eta_i[Ns/mm] = \frac{\eta[MPa*s]*A[mm^2]}{h[mm]} \quad (14)$$

, donde h es la longitud del material de amortiguación entre dos eslabones y A es el área transversal de la sección de amortiguación. Los resultados de los cálculos realizados se encuentran detallados en la Tabla 6.

Unión	k_i[N/mm]	η_i[Ns/mm]
Talón-Base	417,09	3,457
Pie medio-Base	209,36	1,735
Punta-Pie medio	13,62	0,112

Tabla 6: Coeficiente del resorte y amortiguación del material, según su ubicación.

A partir de estos valores es posible definir en su totalidad los resortes y las secciones de material de amortiguación de la prótesis. El detalle de cada uno de estos se encuentra en la Tabla 7. Es necesario recordar que, para el caso de la junta Talón-Base y Punta-Pie medio, existen dos resortes en paralelo, por lo que las constantes del resorte se suman. Además, el material de amortiguación en todas las juntas se encuentra trabajando en paralelo con el/los muelles, por lo que es posible sumar las constantes del resorte de ambos elementos y establecer coeficiente equivalente. De esta manera, cada uno de los resortes definidos en la Tabla 7 corresponden a la ponderación completa del efecto de los resortes y el material de amortiguación.

Resortes	k_i[N/mm]	η_i[Ns/mm]
Talón-Base	213,94	1,728
Pie medio-Base	215,59	1,735
Punta-Pie medio	8,95	0,56

Tabla 7: Coeficiente del resorte y amortiguación equivalente, según su ubicación.

Con estos datos el modelo se encuentra definido en su totalidad para la prueba dinámica de cada uno de los casos.

2.6. DISEÑO MECANISMO PARA PRUEBA DINAMICA

Para simular el movimiento del mecanismo en cuestión es necesario no solo el reproducir la trayectoria de cada subconjunto, sino también la velocidad a la que estos se mueven.

En primer lugar, la base se mantiene fija dejando los restantes eslabones libres para rotar con respecto a los pasadores que los unen entre sí.

Tres levas son las encargadas de producir el movimiento de la punta, el pie medio y el talón. Todas estas tienen distintas dimensiones, ya que cada parte requiere diferentes longitudes de elevación. Las características individuales de estas levas se encuentran especificadas en la tabla a continuación.

Simulación	Δh Leva Talón[mm]	Δh Leva Pie medio[mm]	Δh Leva Punta[mm]
1[MPH]	14	16,523	32,5
2[MPH]	10	16,523	32,5
4[MPH]	10	16,523	32,5

Tabla 8: Altura de elevación de cada leva según cada simulación.

A pesar de estos valores, la altura efectiva de elevación de cada elemento es menor a estos valores entregados, ya que existe un desfase entre los seguidores de la leva y los subconjuntos, tal y como se muestra en la Figura 26. La altura efectiva de elevación de los subconjuntos se detalla en la Tabla 9.

Es necesario tener en cuenta que los subconjuntos al tener como único grado de libertad la rotación en un eje, por lo que los cambios de longitud que experimentan los resortes equivalentes no son lineales, ya que estos tienden a curvarse. De esta forma no es posible calcular la fuerza de reacción en los muelles y amortiguadores de forma directa.

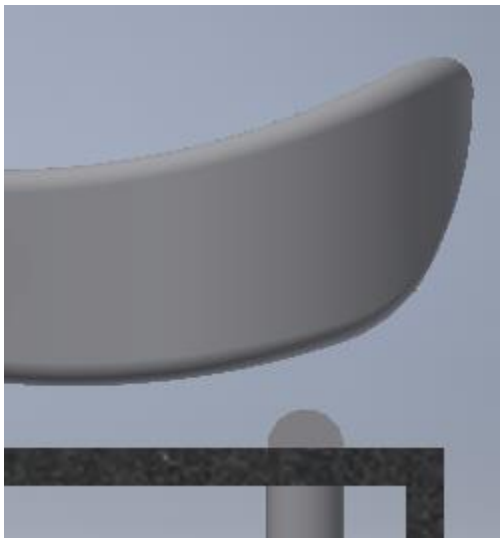


Figura 26: Diferencia de alturas entre el eje levante y el Talón.

Simulación	Δh Elevación Talón[mm]	Δh Elevación Pie medio[mm]	Δh Elevación Punta[mm]
1[MPH]	7,2	13	28,5
2[MPH]	3,2	13	28,5
4[MPH]	3,2	13	28,5

Tabla 9: Altura efectiva aproximada de elevación de cada subconjunto según simulación.

Para el caso específico del talón se toman las siguientes suposiciones: para una caminata relajada se tendrá en cuenta que esta parte del pie recae el peso total del usuario (tal y como se muestra el grafico de la Figura 22). De esta manera, teniendo en cuenta que una persona en promedio pesa alrededor de 80 [Kg], la fuerza que soportan los resortes en este caso es de alrededor de 800[N].

Otro de los supuestos radica en la disminución de la carga sobre este subconjunto cuando la velocidad aumenta. Esto se justifica porque una correcta técnica en estas actividades conlleva a la reducción del taloneo en el trote y en la corrida, ya que el uso excesivo de esta práctica provoca que gran parte de la absorción del impacto recaiga en las rodillas y en la cadera, lo que se traduce en lesiones de consideración como la tendinitis (ver Figura 27).

De esta manera las fuerzas que recaen en el talón tendrán una magnitud menor en el caso del trote y la corrida en comparación con la caminata suave.

Figura 27: Uso correcto del talón en el trote o corrida.

Las levas se encuentran adosadas a un eje, como se muestra en la Figura 28, el cual gira con tres velocidades angulares distintas. Cada una de estas velocidades representa el ciclo de una pisada a 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH] respectivamente. De esta forma se presentan distintas magnitudes en las fuerzas involucradas en uno u otro caso, todo esto motivado por el factor de amortiguación del polímero que se encuentra alojado entre los subconjuntos.

Es necesario resaltar que, tal y como se explica en el punto 2.4, un 40% del ciclo de un paso se realiza con el pie en el aire. Para el caso de las simulaciones solo se tendrá en cuenta la porción de la caminata en donde el pie se encuentra impactando el suelo.

Velocidad Caminata	Tiempo de impacto Pie-Suelo	Velocidad angular Eje leva
1[MPH]	1,04[s]	1 [rad/s]
2[MPH]	0,23[s]	4,35 [rad/s]
4[MPH]	0,17[s]	5,88 [rad/s]

Tabla 10: Velocidad angular eje leva y periodo de ciclo en simulación dinámica.

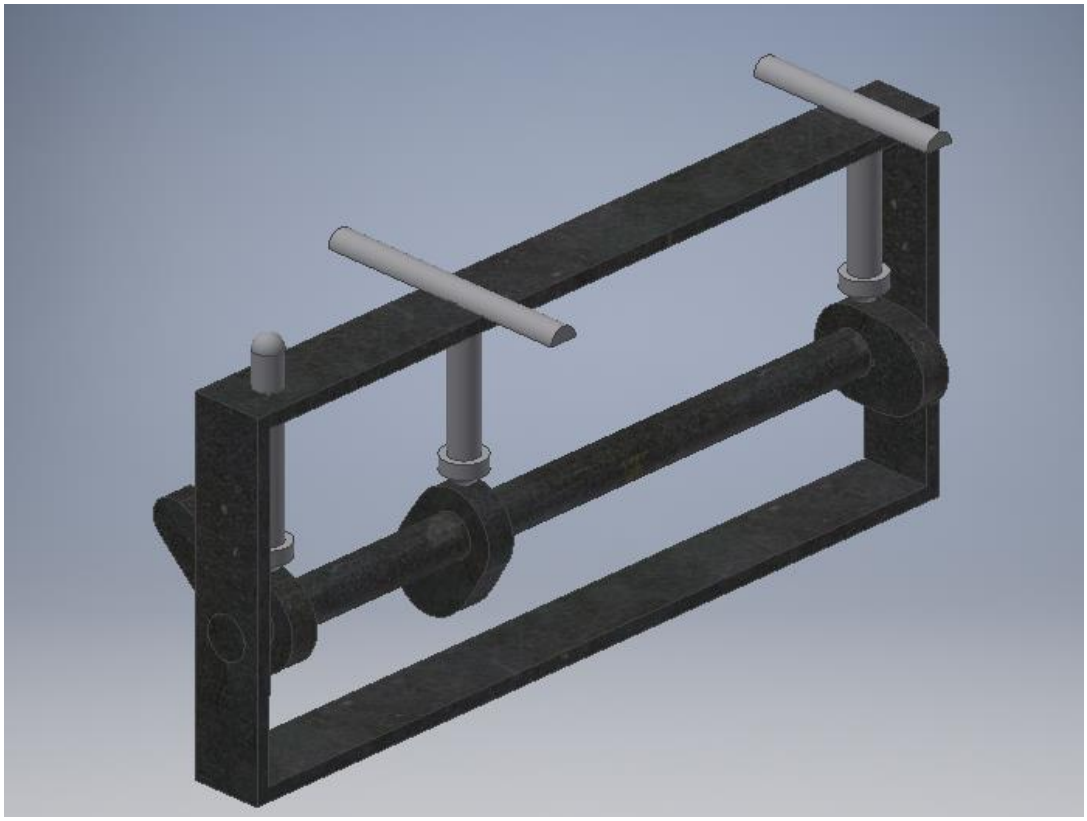


Figura 28: Mecanismo móvil utilizado para el desarrollo de las pruebas dinámicas.

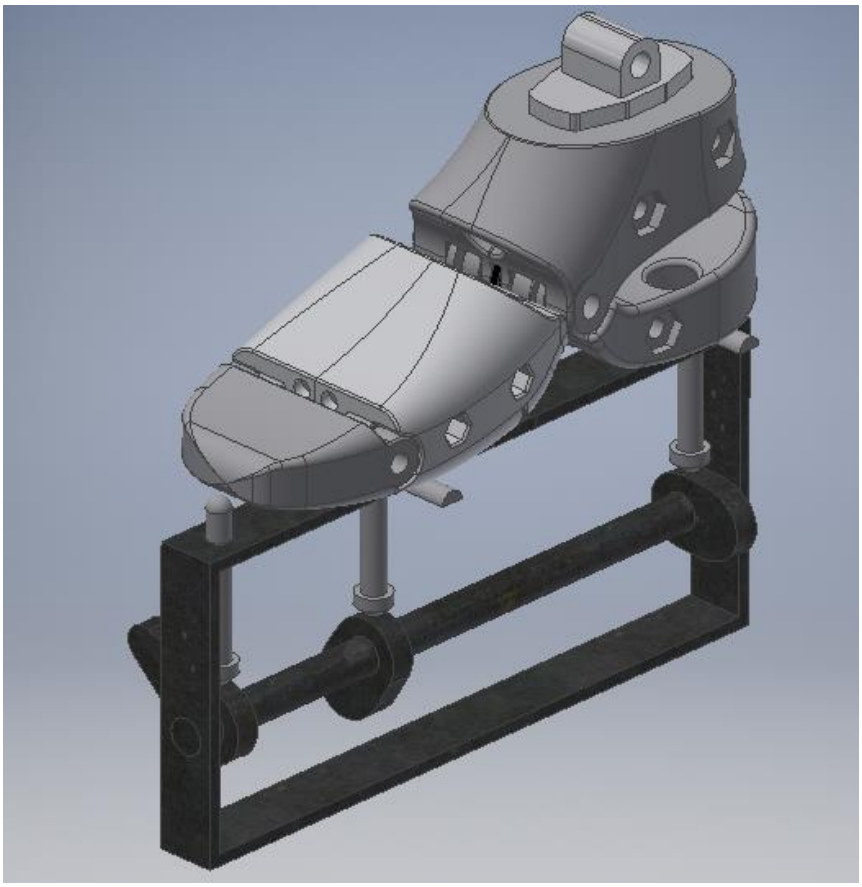


Figura 29: Mecanismo para ensayo dinámico y ensamble de prótesis de pie.

2.7. SIMULACIÓN DINAMICA

La simulación dinámica tiene como objetivo identificar las fuerzas alternantes involucradas en la pisada a distintas velocidades. Las fuerzas identificadas por el programa corresponden a las provocadas mediante la compresión de los resortes y el material de amortiguación, además de las reacciones en las juntas entre subconjuntos. Estos resultados son obtenidos por el software al resolver las ecuaciones de dinámica de un cuerpo rígido (Punto 1.5.1.).

Antes de visualizar los gráficos de las fuerzas obtenidas versus el tiempo, es necesario conocer en primer lugar el sentido y la dirección de cada una de estas. Para esto se muestran a continuación las Figuras 30 y 31, además de la Tabla 11. Se debe tener en cuenta que los vectores incluidos en las figuras representan el real sentido de las fuerzas con respecto al pie medio y al talón. No fueron incluidas la punta y la base en este análisis, ya que las reacciones en estos eslabones solo difieren en la dirección con el resto de los subconjuntos.

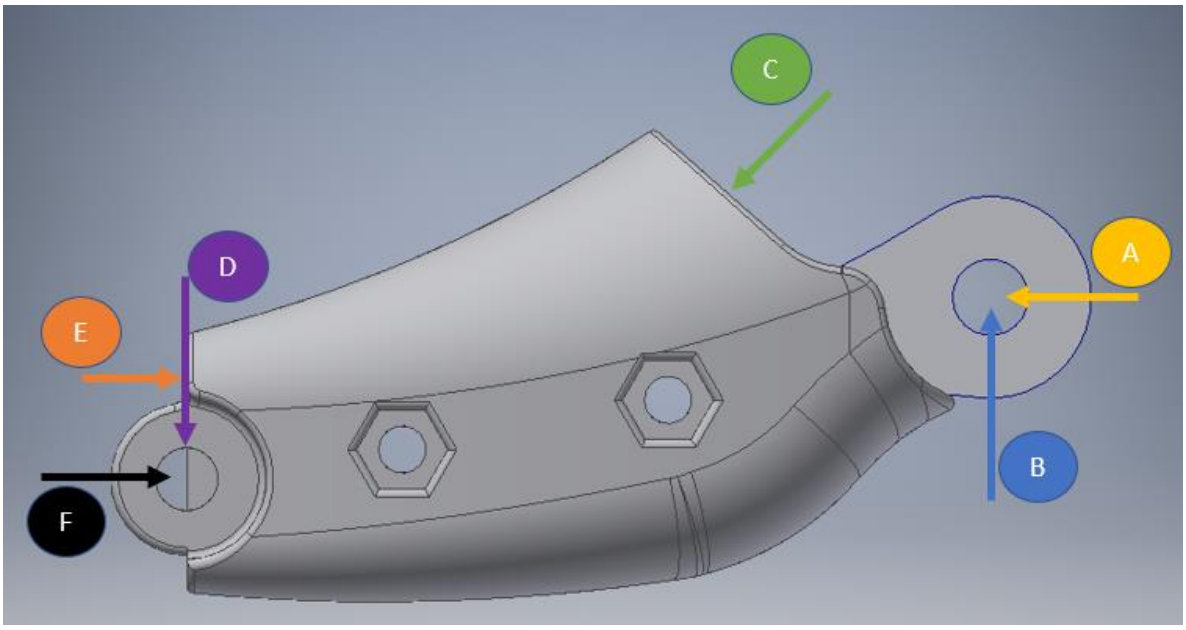


Figura 30: Reacciones de las juntas y los resortes-amortiguadores con respecto al Pie medio. Los vectores representan el real sentido de las fuerzas.

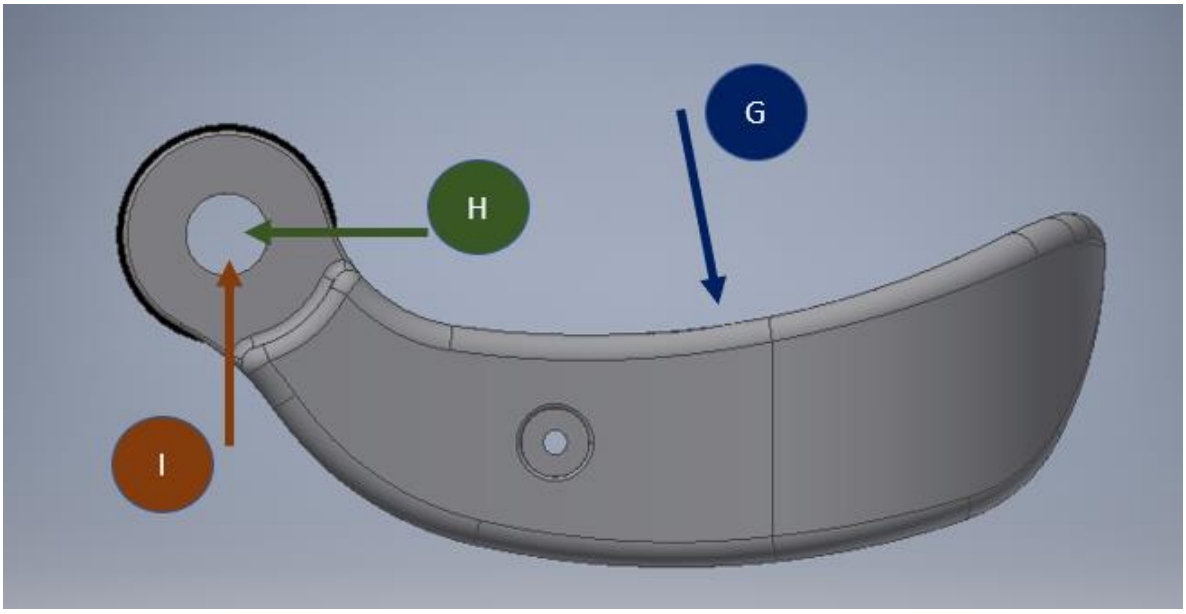


Figura 31: Reacciones de las juntas y los resortes-amortiguadores con respecto al Talón. Los vectores representan el real sentido de las fuerzas.

	Reacciones
A	Fuerza[X] (Junta Pie medio-Base)
B	Fuerza[Y] (Junta Pie medio-Base)
C	Fuerza Resorte-Amortiguador Pie medio
D	Fuerza[X] (Junta Punta-Pie medio)
E	Fuerza Resorte-Amortiguador Punta
F	Fuerza[Y] (Junta Punta-Pie medio)
G	Fuerza Resorte-Amortiguador Talón
H	Fuerza[X] (Junta Talón-Base)
I	Fuerza[Y] (Junta Talón-Base)

Tabla 11: Designación de fuerzas según letra.

Uno de los datos de relevancia para el análisis es el desplazamiento que sufren los resortes en cada simulación, esto para cuantificar cuan efectivos pueden llegar a ser estos implementos en el modelo actual, puesto que por simple comparación con las constantes elásticas de los amortiguadores se infiere la poca energía que absorben estos en cada paso.

El ciclo del movimiento comienza con la elevación del talón, luego del pie medio para finalizar con la punta.

Para un primer análisis se realizan cinco ciclos para verificar la periodicidad de las fuerzas involucradas en la pisada. Este paso es necesario para el posterior cálculo de esfuerzos alternante y medio, debido a que estos dependen directamente del comportamiento de estas reacciones. Estas se encuentran graficadas en los diagramas de Fuerza vs tiempo que se muestran a continuación. Para esta simulación se utilizaron los parámetros descritos en la Tabla 12.

Condiciones Prueba	
Velocidad angular Eje leva	4,35[rad/s]
Δh Altura de elevación Talón	8,2[mm]
Δh Altura de elevación Pie medio	13[mm]
Δh Altura de elevación Punta	28,5[mm]

Tabla 12: Condiciones de contorno prueba cinco ciclos.

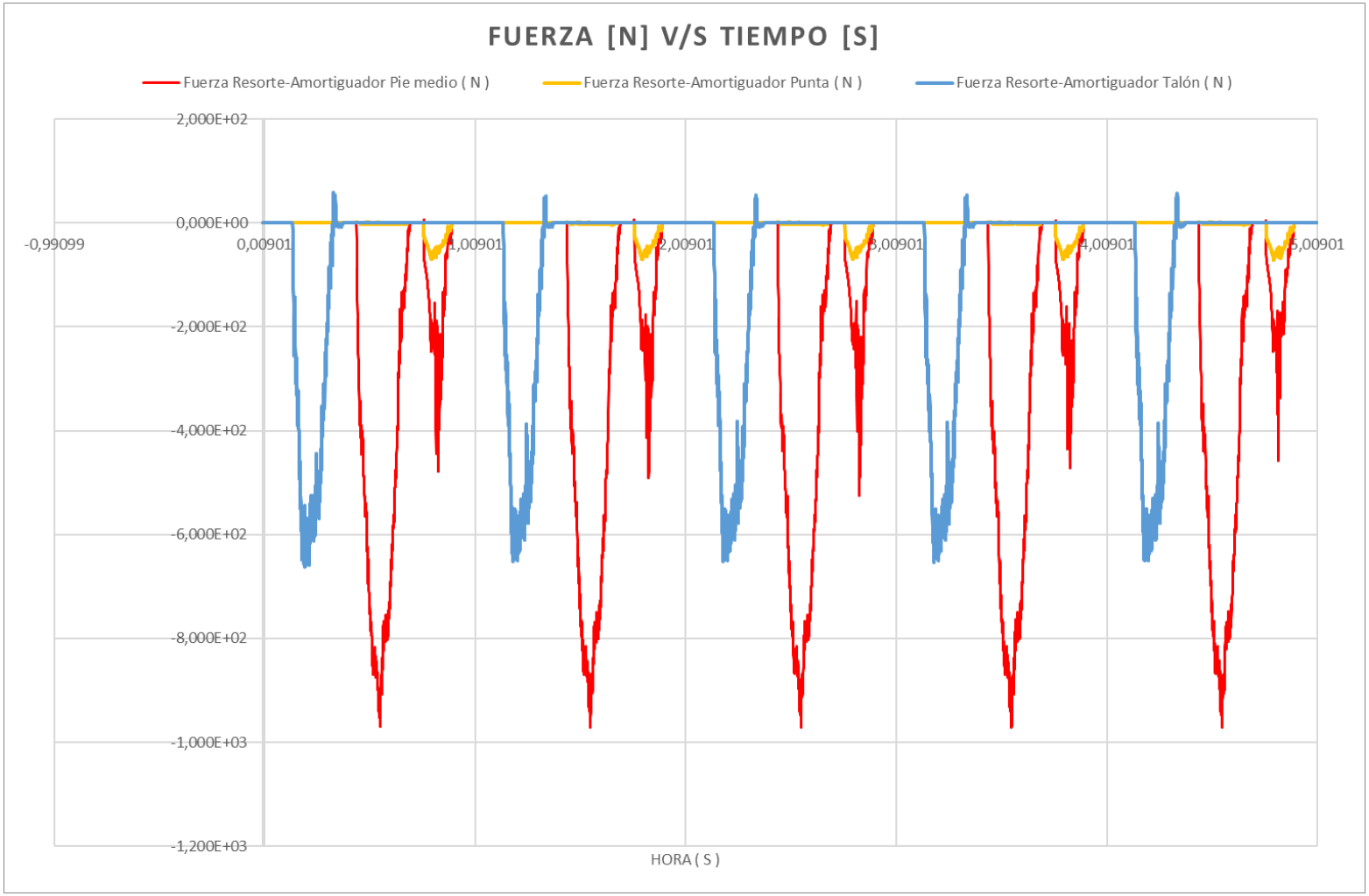


Figura 32: Prueba de cinco ciclos en resortes y amortiguadores del mecanismo.

Una vez comprobado el punto anterior es posible proceder con los ensayos dinámicos para los tres casos del proyecto.

Los datos de entrada para cada simulación se especifican en las Tablas 4,7,9 y 10.

Los resultados obtenidos en cada una de estas simulaciones se encuentran retratados en las figuras siguientes. En primer lugar, se muestran las fuerzas provocadas por la contracción de los resortes alojados en el mecanismo. Vale resaltar que, en la elaboración de estos gráficos, solo se tiene en cuenta las reacciones de uno de los resortes equivalentes en cada una de las articulaciones, por lo que para conocer las reacciones totales en las juntas Talón-Base y Punta-Pie medio es necesario doblar estos resultados.

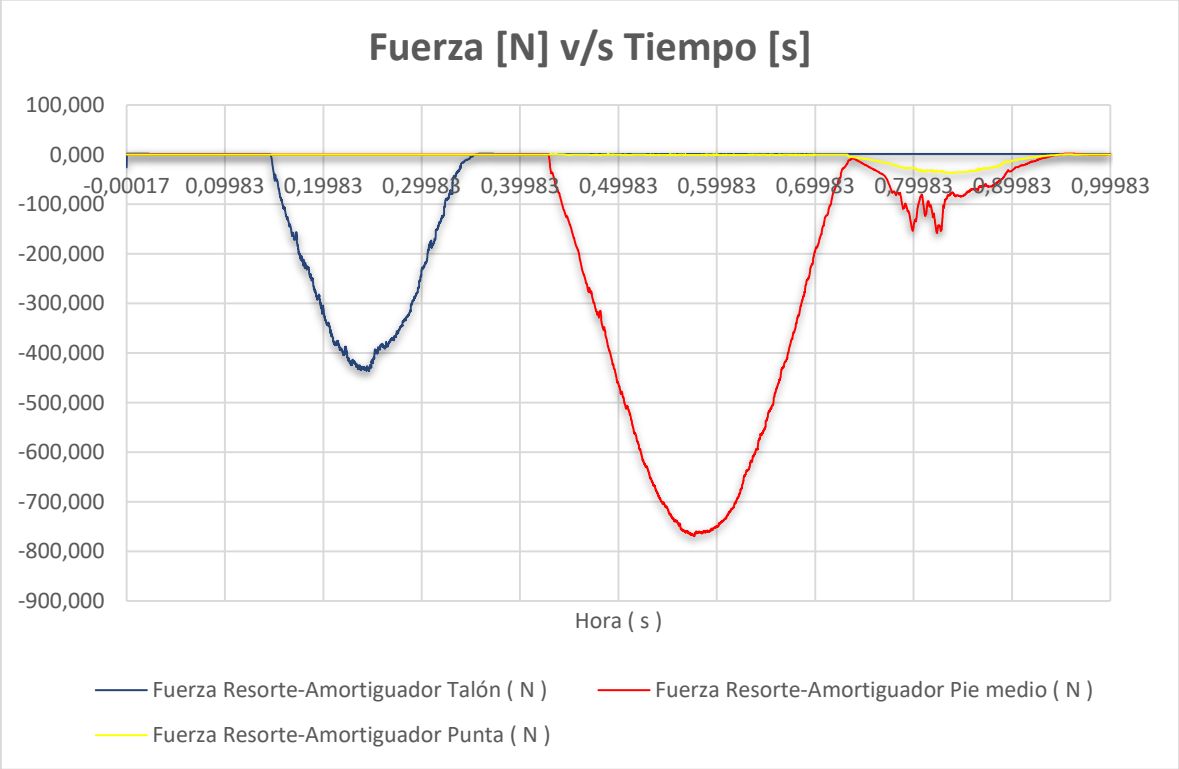


Figura 33: Fuerzas de los resortes y amortiguadores v/s Tiempo para 1[MPH].

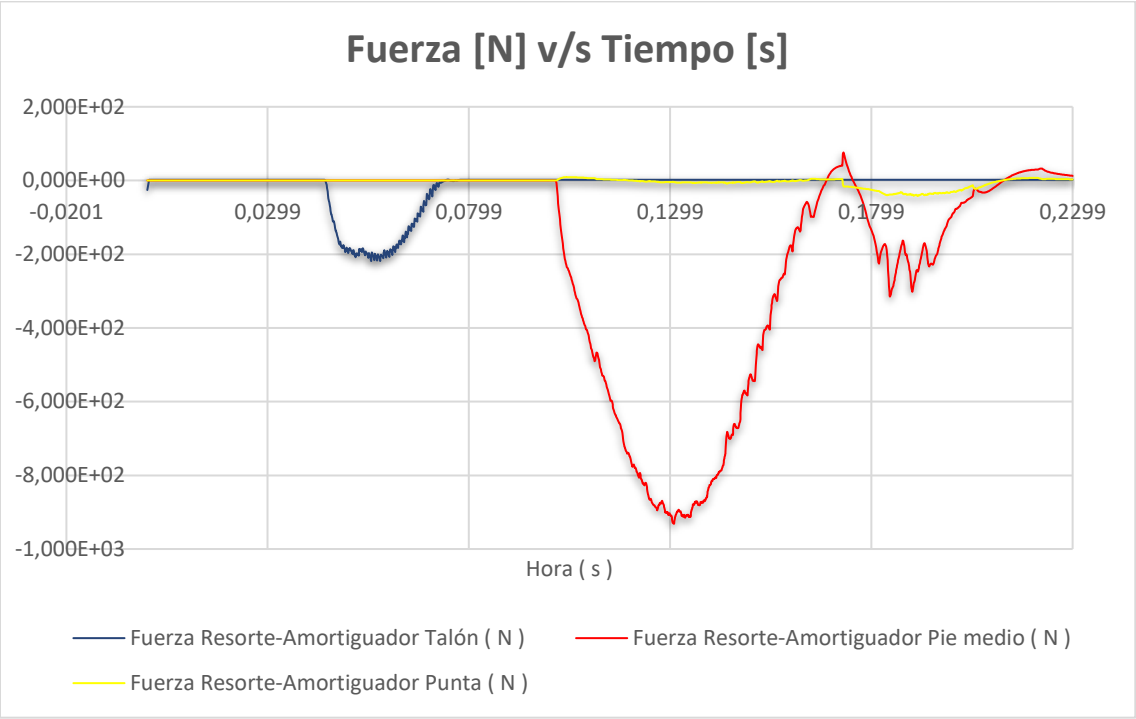


Figura 34: Fuerzas de los resortes y amortiguadores v/s Tiempo para 2[MPH].

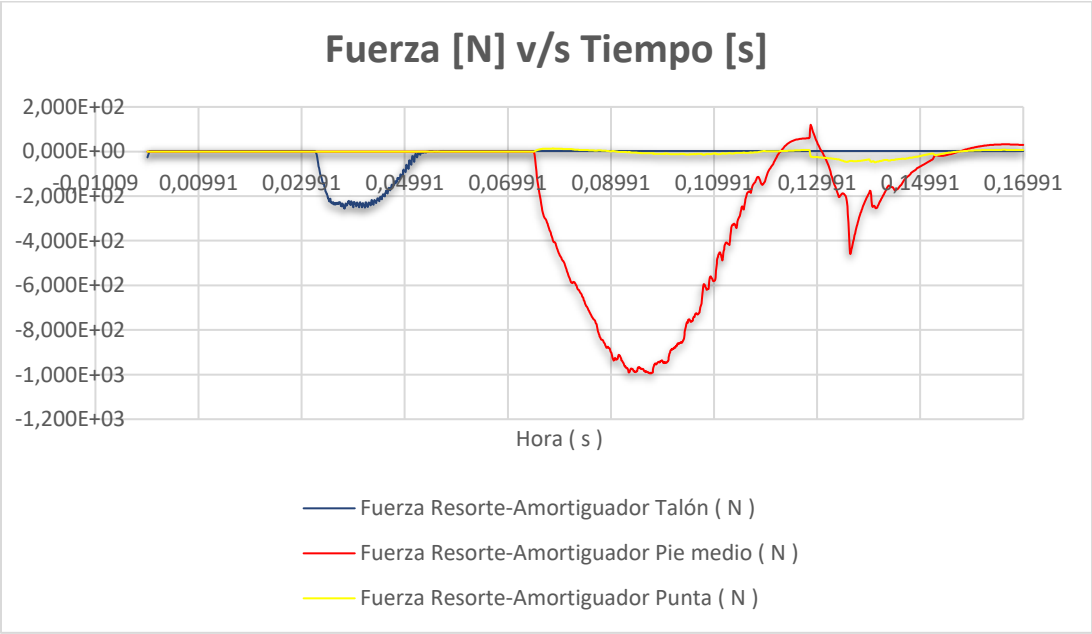


Figura 35: Fuerzas de los resortes y amortiguadores v/s Tiempo para 4[MPH].

Para realizar el analisis de esfuerzos de cada subconjunto es necesario además definir las reacciones en las juntas de cada uno de los subconjuntos. Estas se encuentran en los gráficos siguientes.

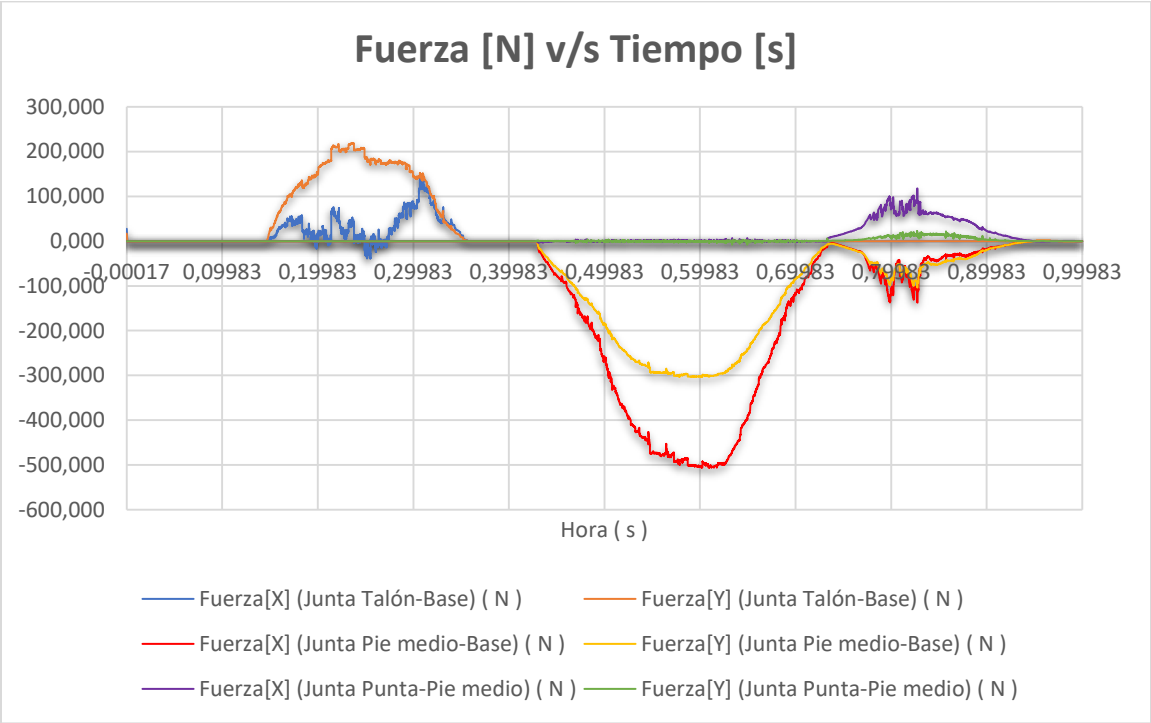


Figura 36: Reacciones en los pasadores v/s Tiempo para 1[MPH].

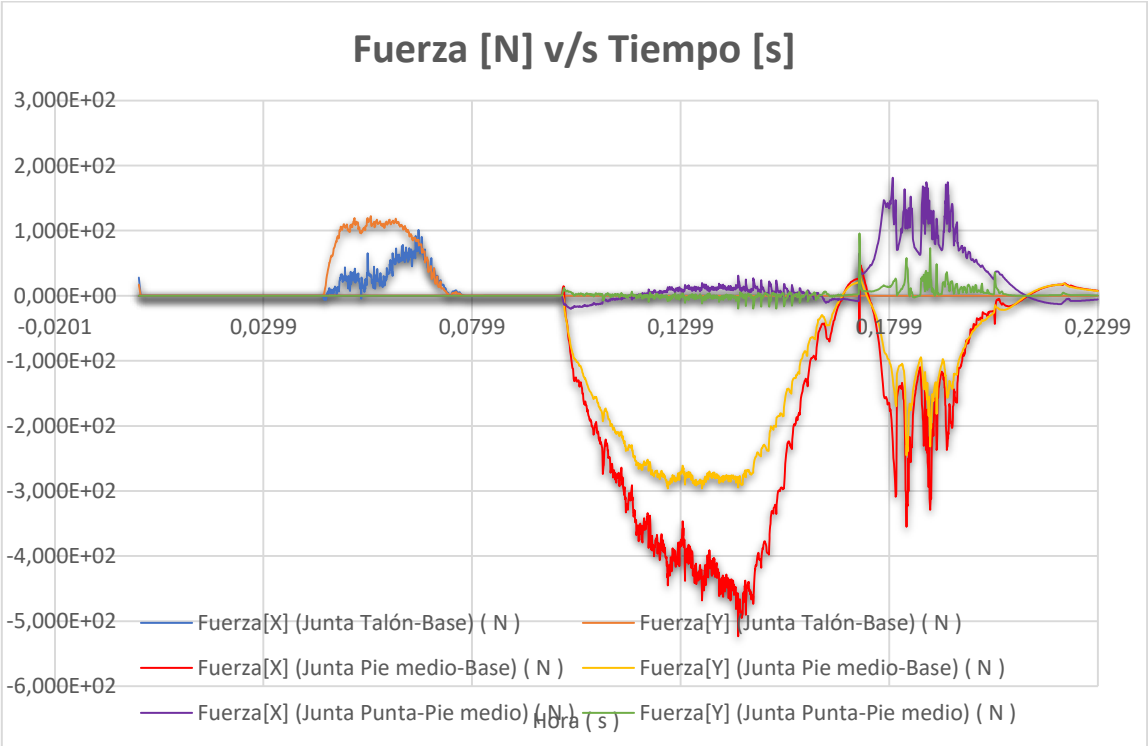


Figura 37: Reacciones en los pasadores v/s Tiempo para 2[MPH].

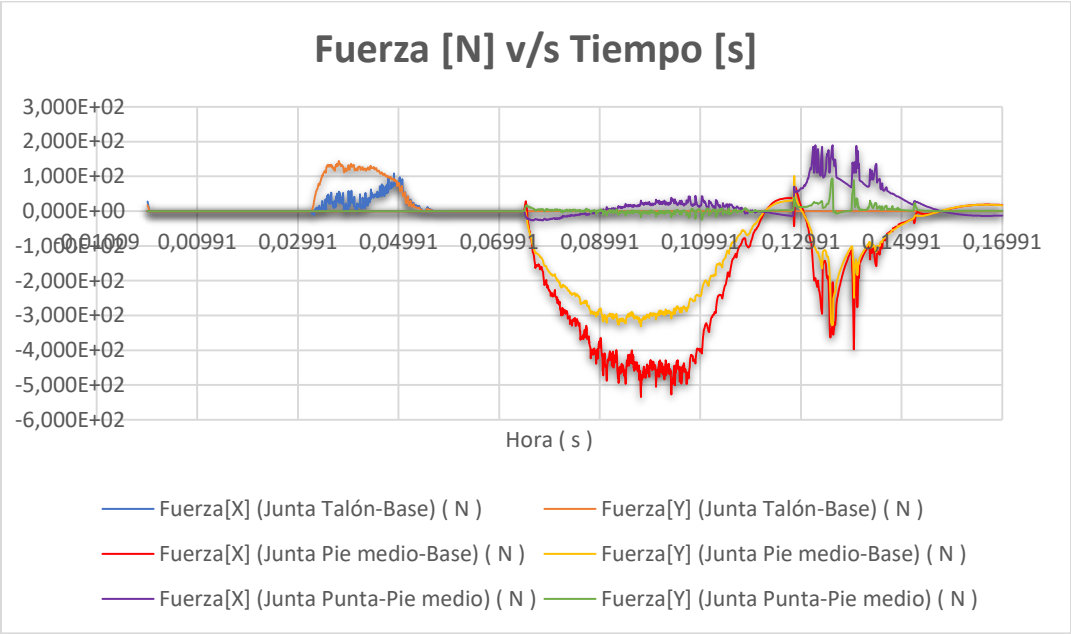


Figura 38: Reacciones en los pasadores v/s Tiempo para 4[MPH].

De esta manera, los parámetros a utilizar para el análisis de esfuerzos mediante elemento finito para cada subconjunto se encuentran especificados en la tabla posterior. Cada uno de los valores representados en la tabla corresponden a las magnitudes de estas fuerzas.

Fuerzas	1[MPH]	2[MPH]	4[MPH]
Resorte/amortiguador Talón-Base	435,3[N]	216,5[N]	255,9[N]
Resorte/amortiguador Pie medio-Base	767,4[N]	931,6[N]	994,9[N]
Resorte/amortiguador Punta-Pie medio	35,2[N]	39[N]	48,6[N]
Reacción junta Talón-Base [X]	138,5[N]	112,1[N]	135[N]
Reacción junta Talón-Base [Y]	217,4[N]	101[N]	108,2[N]
Reacción junta Pie medio-Base [X]	503,6[N]	523,4[N]	835,2[N]
Reacción junta Pie medio-Base [Y]	302,7[N]	296,2[N]	327,7[N]
Reacción junta Punta-Pie medio [X]	117,7[N]	180,5[N]	190,8[N]
Reacción junta Punta-Pie medio [Y]	13,1[N]	73,2[N]	194,8[N]

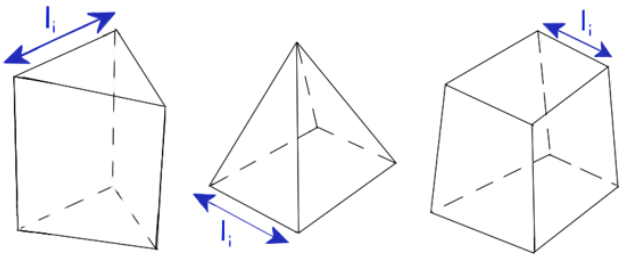
Tabla 13: Fuerzas y reacciones máximas de cada simulación.

2.8. ANALISIS DE ESFUERZOS

A partir de los resultados anteriores es posible efectuar las evaluaciones del diseño mediante elementos finitos. Puesto que el fin de este análisis es el cálculo los esfuerzo medio y alternante para cada subconjunto, es necesario constatar el estado de dichos elementos en las situaciones de esfuerzo mínimo y esfuerzo máximo en sus puntos críticos. Debido a que existen subconjuntos que se encuentran bajo compresión constante provocada por el apriete con pernos, es necesario basar el análisis en la evaluación de tres estados principales: la búsqueda de puntos críticos ocasionados por las fuerzas cíclicas para así enfocar el estudio en los nodos de interés; el estado de esfuerzos equivalentes de Von Mises en los puntos críticos para el conjunto sin apriete (esfuerzo mínimo) y finalmente, el análisis para la configuración de máximo esfuerzo en los nodos respectivos.

El primer paso para un buen análisis es el mallado. Para realizar un mallado adecuado es necesario tener en cuenta ciertos parámetros en los que deben estar inmersos los elementos que lo conforman. En el desarrollo de este análisis solo se tendrán en cuenta tres elementos fundamentales: La calidad del elemento, la oblicuidad y la ortogonalidad.

Según (Gómez González, 2017), “la calidad del elemento es la relación de sus tamaños en diferentes dimensiones (…) por ejemplo, el índice de calidad de un rectángulo es la relación de su lado más largo con el más corto.



$$\text{Aspect} = \frac{\max(l_i)}{\min(l_i)}$$

Figura 39: Índice de calidad del elemento

El índice de oblicuidad del elemento mide la similitud del elemento y el elemento ideal descrito por una esfera.

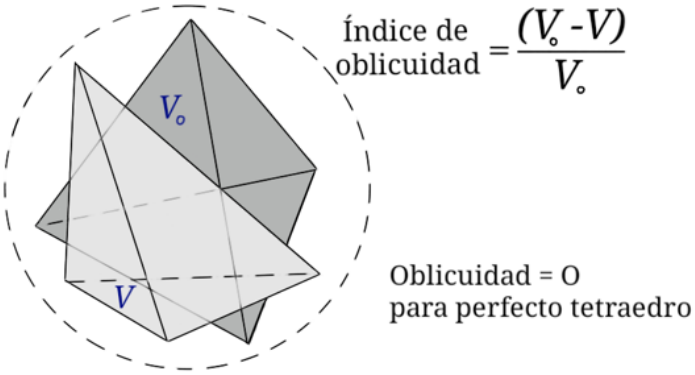


Figura 40: Índice de oblicuidad.

Finalmente, para (Gómez González, 2017), "la ortogonalidad es una generalización de la noción geométrica de perpendicularidad (…) se determina en base al angulo entre los ejes ortogonales de una cara y los vectores que definen la dirección de las caras generadas a partir de sus aristas".

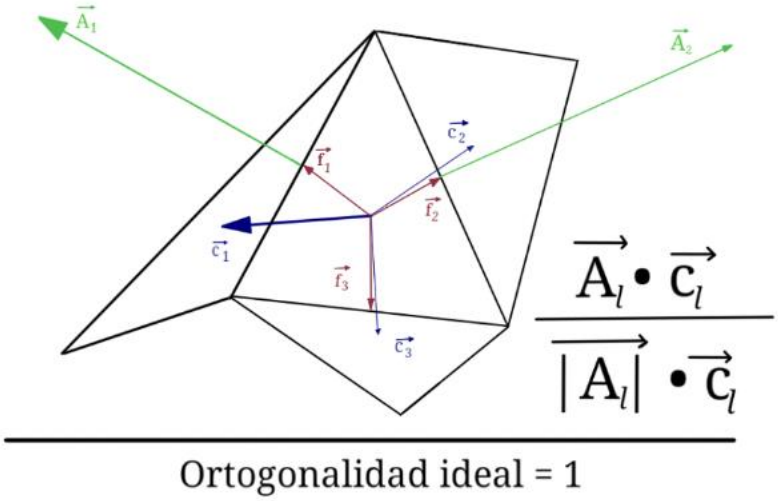


Figura 41: Índice de ortogonalidad.

Para cada uno de estos índices, el factor ideal es 1 y el mínimo es el 0. En las figuras siguientes se realiza una comparación entre dos mallados y el espectro en que se desempeñan en cada uno de estos indicadores.

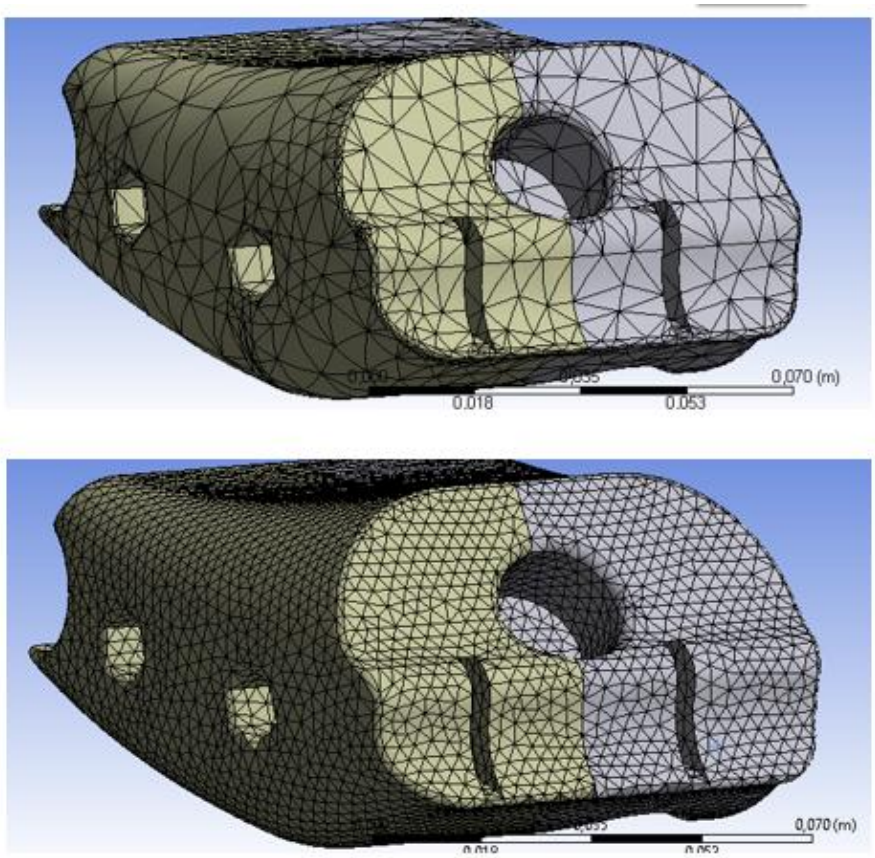


Figura 42: Comparación visual entre ambos mallados.

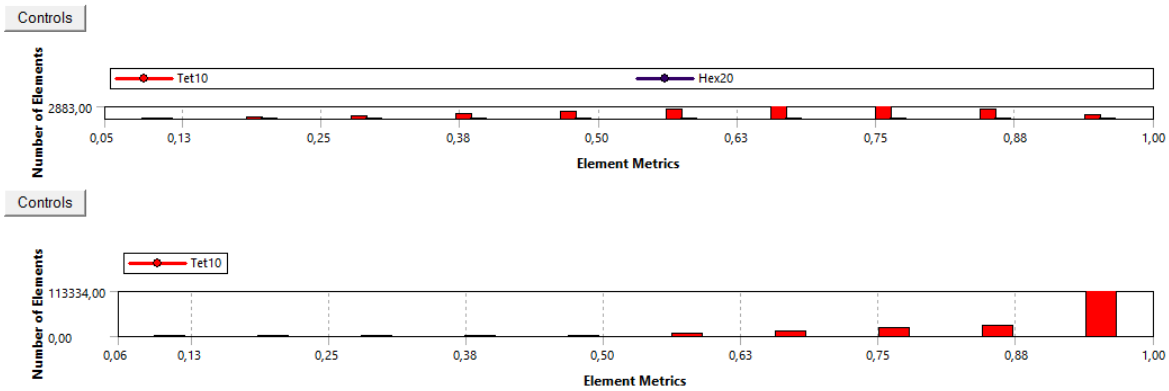


Figura 43: Índice de calidad del elemento. Se puede notar una clara diferencia entre ambos gráficos, donde en el segundo una mayor cantidad de elementos ideales. Los elementos con un menor índice de calidad son prácticamente despreciables.

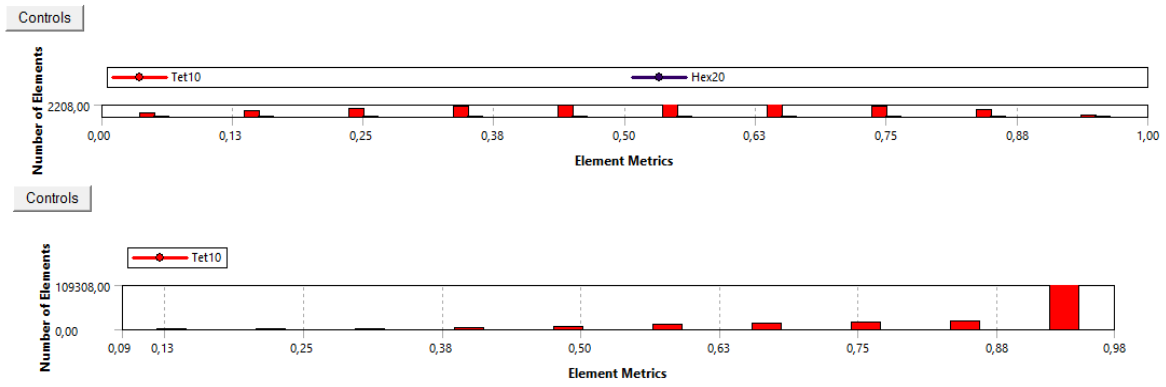


Figura 44: Índice de ortogonalidad. Al igual que en la figura anterior se puede notar una clara diferencia en ambas gráficas, donde el segundo caso muestra una mayor cantidad de casos ideales. Además, se puede notar que la cantidad de elementos con índice de ortogonalidad mínimo en el primer caso es notoria a diferencia del segundo, donde es prácticamente despreciable en comparación con el resto de los elementos.

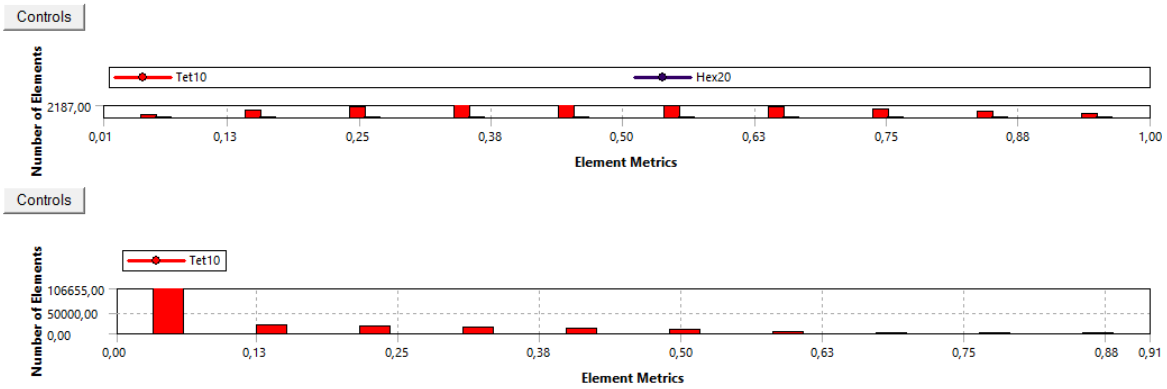


Figura 45: Índice de oblicuidad. Se puede notar una mayor cantidad de elementos ideales en el segundo caso, similar a las Figuras anteriores.

Por otra parte, es de crucial importancia el especificar las condiciones de contorno de cada subconjunto. Para esto se tiene en cuenta el momento más crítico para cada elemento, el que se encuentra cuando las fuerzas producidas por la compresión de los resortes y material de amortiguación son máximas. Cada uno de los subconjuntos de la prótesis se encuentra bajo el efecto de distintas fuerzas y reacciones, además del simple hecho que poseen distinta geometría y composición de partes. Dado lo anterior, se entiende que es necesario realizar el análisis en de los subconjuntos de forma separada.

El elemento que recibe menos carga es la punta, que no se encuentra bajo el efecto de ningún apriete y la fuerza percibida por la acción de los resortes es mínima, por lo que no

se realizará un análisis a este elemento en primera instancia, dejando como prioridad el estudio del comportamiento del resto del conjunto.

El primer subconjunto por evaluar es el talón. Este elemento, tal y como se señaló anteriormente, cuenta con la inclusión de una barra de aluminio en el conjunto. Esta se encuentra unida al plástico mediante un pasador y pegamento, de esta forma el subconjunto se comporta como si ambas partes estuvieran soldadas entre sí.

Para la formulación del problema, Se considera que el talón se encuentra restringido por el apoyo en su base ocasionado por el suelo, además de un pasador que se encuentra en su unión con el pie medio. Para la primera restricción, el suelo limita el movimiento de la planta en dirección normal a su superficie, ocasionando que su desplazamiento sea nulo en esa dirección.

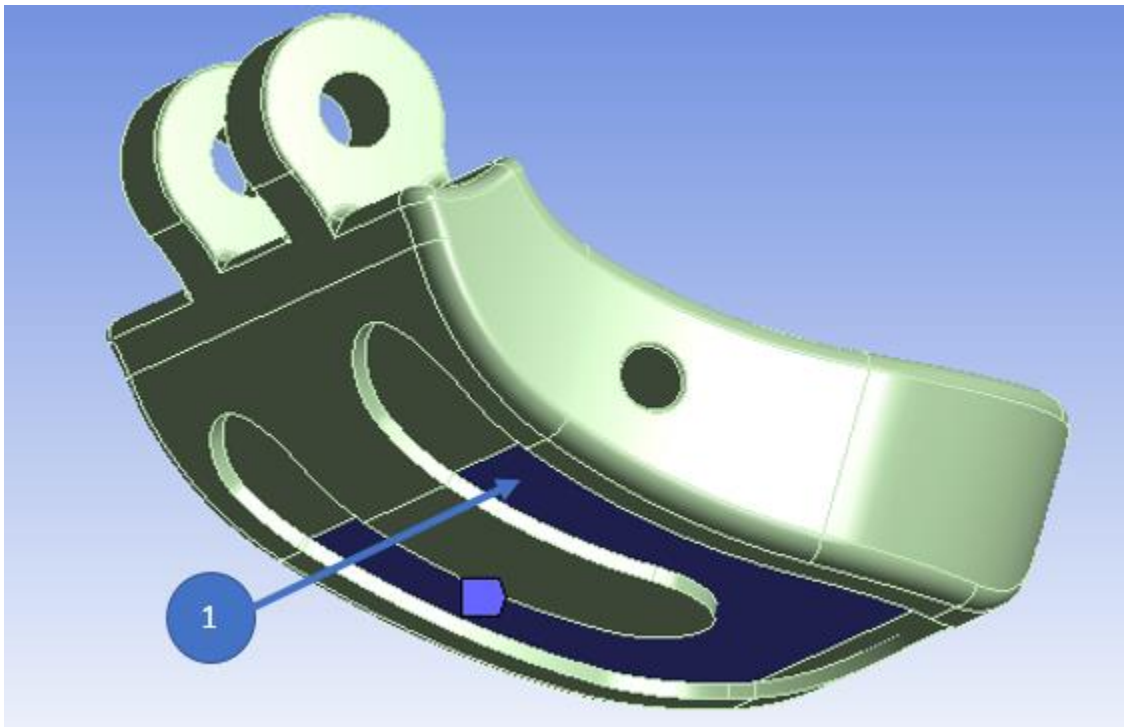


Figura 46: Restricción de apoyo sin fricción en la planta del talón (1).

La segunda condición consiste en una restricción de pasador en la barra de aluminio y las orejas que unen este subconjunto con la base. Esta consiste en el nulo desplazamiento en la dirección radial de la junta con la posibilidad de rotar sobre el eje de conexión entre ambas partes.

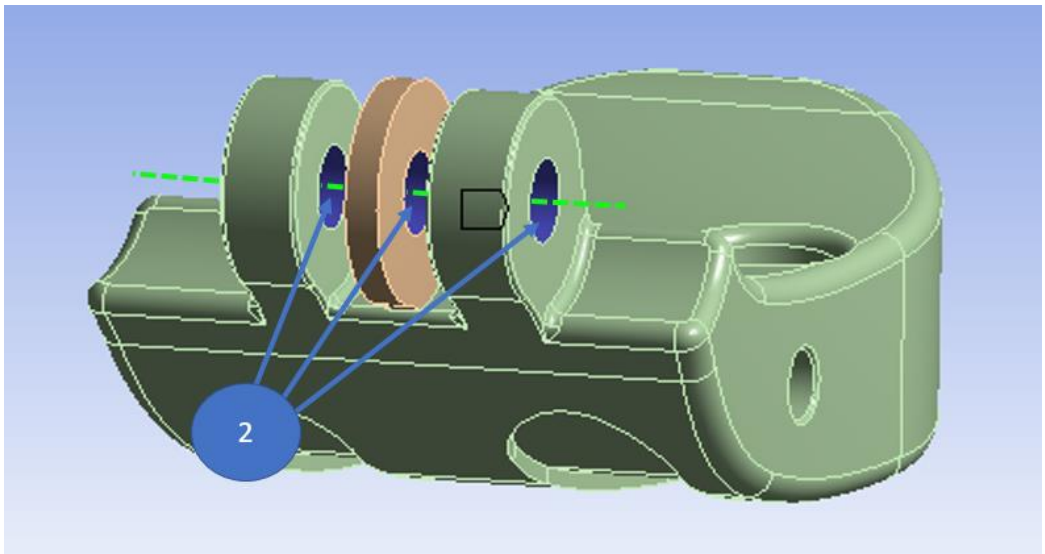


Figura 47: Restricción de pasador (2).

El talón se encuentra principalmente bajo el efecto de las reacciones de los resortes y el material de amortiguación, provocando de esta forma que la magnitud de estas fuerzas se reparta sobre la superficie superior de este elemento.

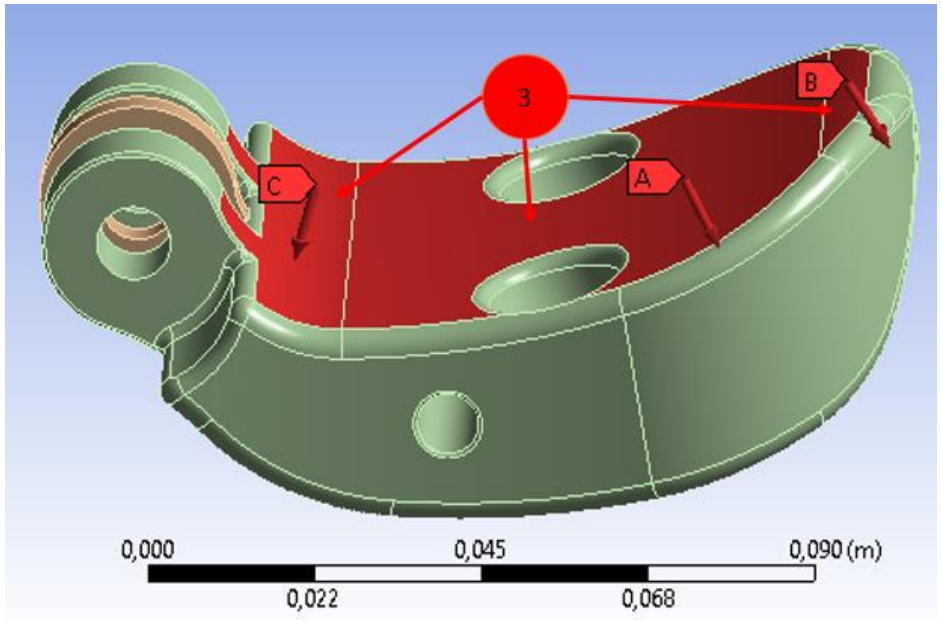


Figura 48: Distribución de fuerzas en el Talón (3).

A partir de estas condiciones de borde, se obtienen puntos críticos para esfuerzos equivalentes de Von Mises del talón, los cuales se muestran en las imágenes siguientes. A pesar de que la posición de estos puntos no es exactamente la misma en cada ensayo

realizado, ya que las condiciones difieren entre uno y otro, estos se mantienen en dentro de las mismas zonas críticas en las tres condiciones de marcha. En base a esto último se muestran las imágenes de uno de estos ensayos en la Figura 49 y los resultados entregan en las Tablas 14, 15 y 16.

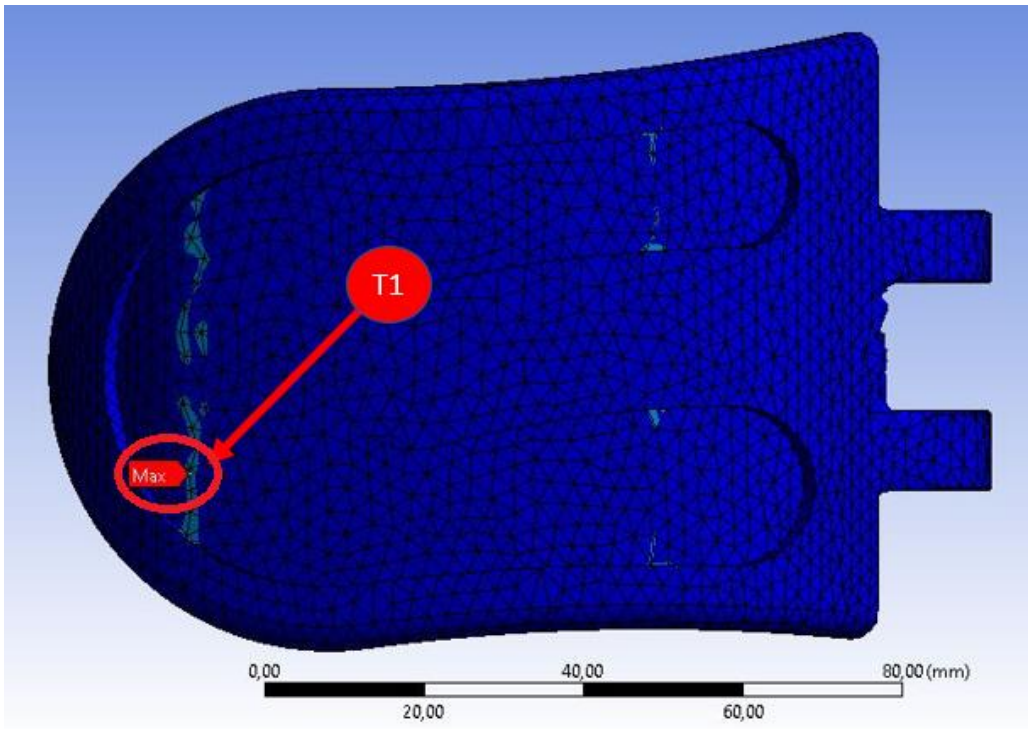


Figura 49: Punto crítico para fuerzas cíclicas, esfuerzo equivalente de Von Mises. Los valores de estos esfuerzos para los diferentes tipos de marcha se encuentran expresados en las Tablas 14, 15 y 16.

El análisis de los siguientes subconjuntos es más complejo que el anterior, porque estos se encuentran bajo la acción de aprietes provocados por juntas de pernos y tuercas.

Las condiciones de borde en las que se encuentra el Pie medio son prácticamente equivalentes al caso del talón, con la salvedad de que la restricción del pasador se efectúa solo sobre las placas de aluminio, a diferencia del talón, donde esta condición era compartida además por el modelo de plástico.

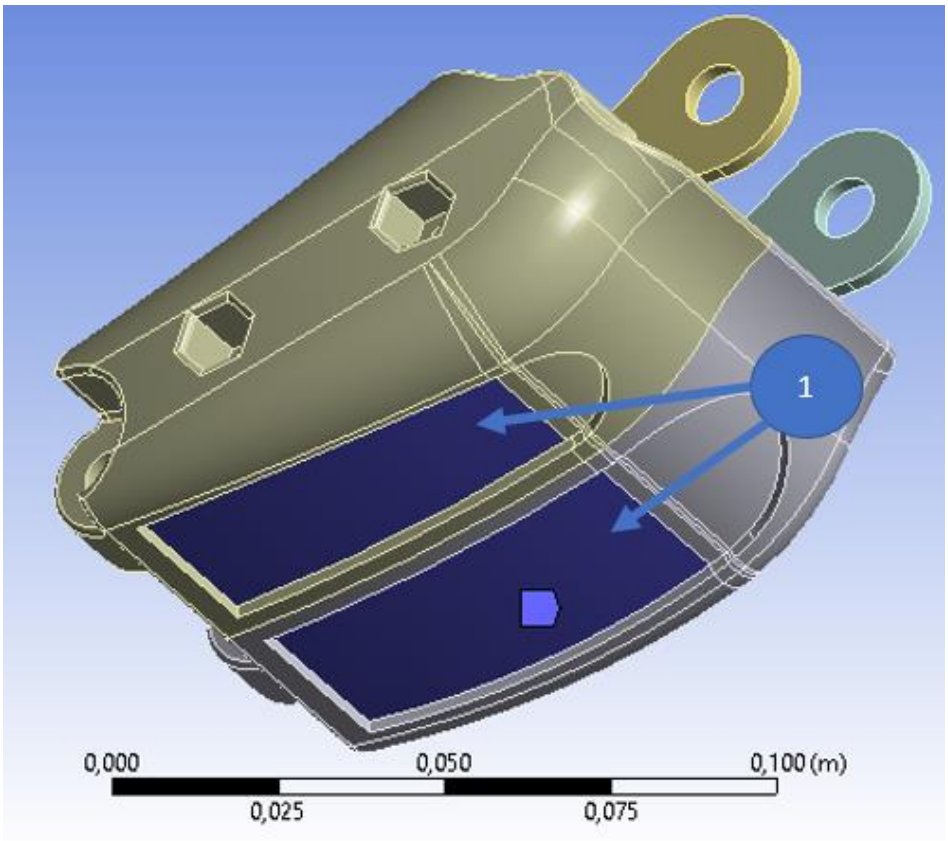


Figura 50: Restricción de apoyo sin fricción en la planta del Pie medio (1).

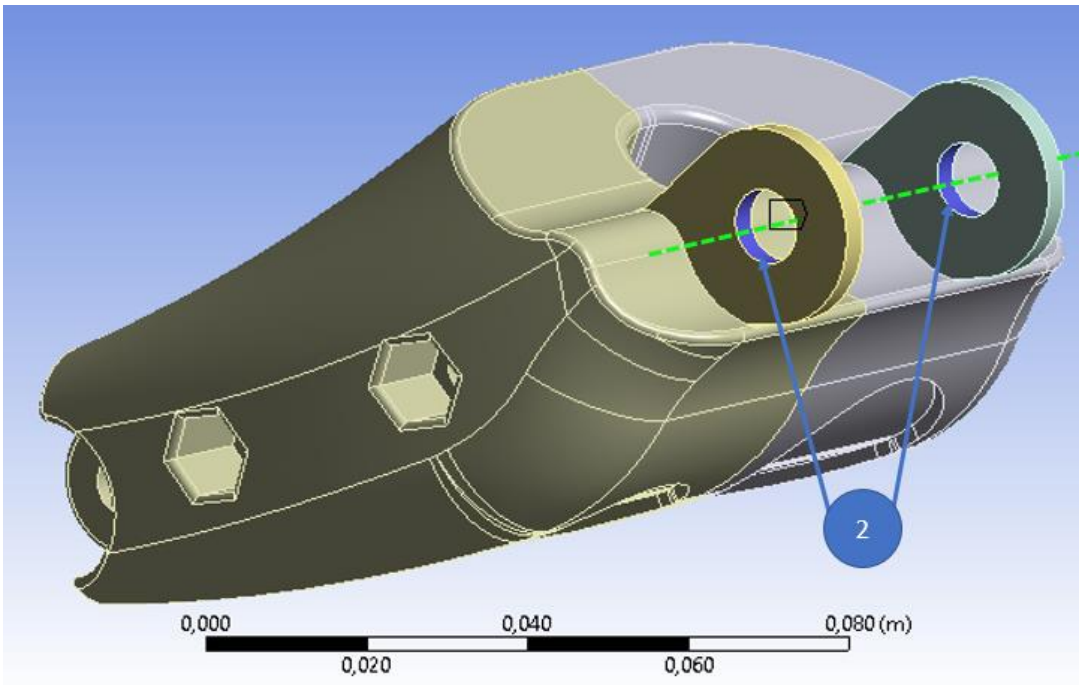


Figura 51: Restricción de pasador (2).

La fuerza que se maneja en los aprietes es la suficiente como para deformar elásticamente el plástico ABS y de esta manera proporcionar un ajuste entre cada parte del ensamble. Esto se fundamenta en que el polímero posee una baja magnitud de su módulo elástico en comparación a los metales, por lo que el ajuste (ya sea permanente o no) no se puede lograr en base a la deformación del perno, debido a que el termoplástico cede con mucha mayor facilidad que este último. La magnitud de esta fuerza fue calculada en base al aumento sistemático de su magnitud hasta obtener una deformación elástica del material comprobada mediante un análisis de elemento finito en el *software Inventor*, cuyo valor es de 1000[N]. Este apriete es equivalente en cada uno de los sectores donde se alojan estos pernos, ya sea en el pie medio como en el subconjunto de la base del mecanismo.

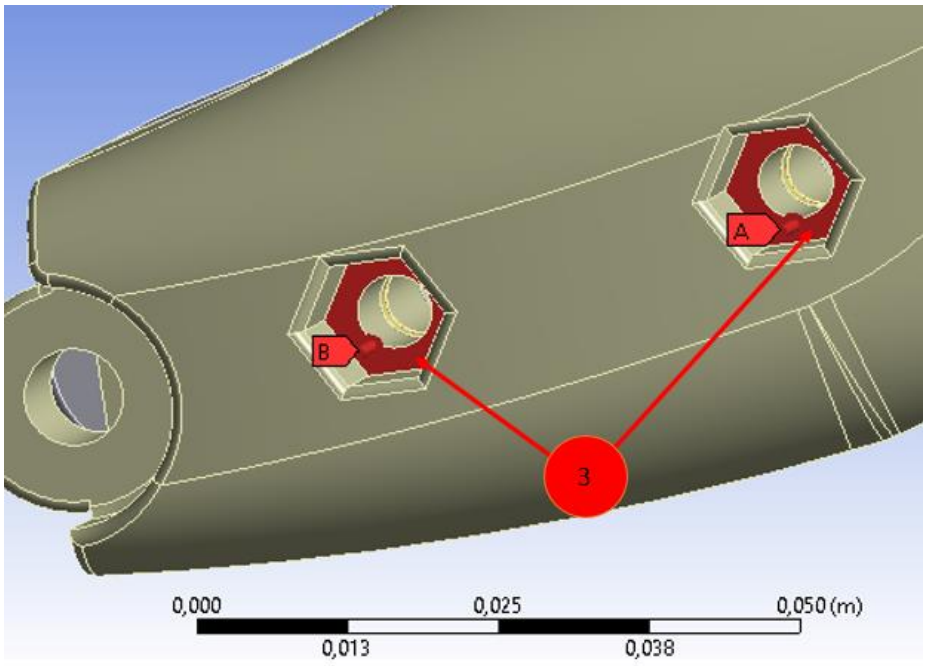


Figura 52: Apriete involucrado en el Pie medio (3). Este apriete se realiza sobre las caras continuas a los pernos y tuercas.

Las condiciones restantes provienen de las fuerzas alternantes producidas por la contracción de los resortes y el material de amortiguación en las juntas Pie medio-Base y Punta-Pie medio. Cada uno de estos factores se encuentran detallados en las Figuras 53 y 54.

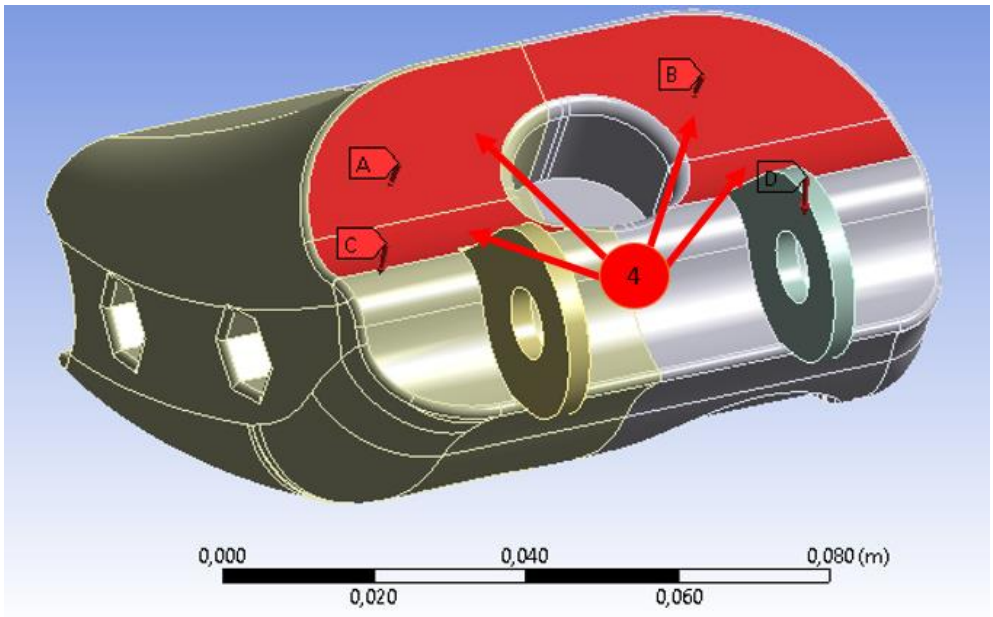


Figura 53: Fuerzas alternantes en junta Pie medio-Base (4).

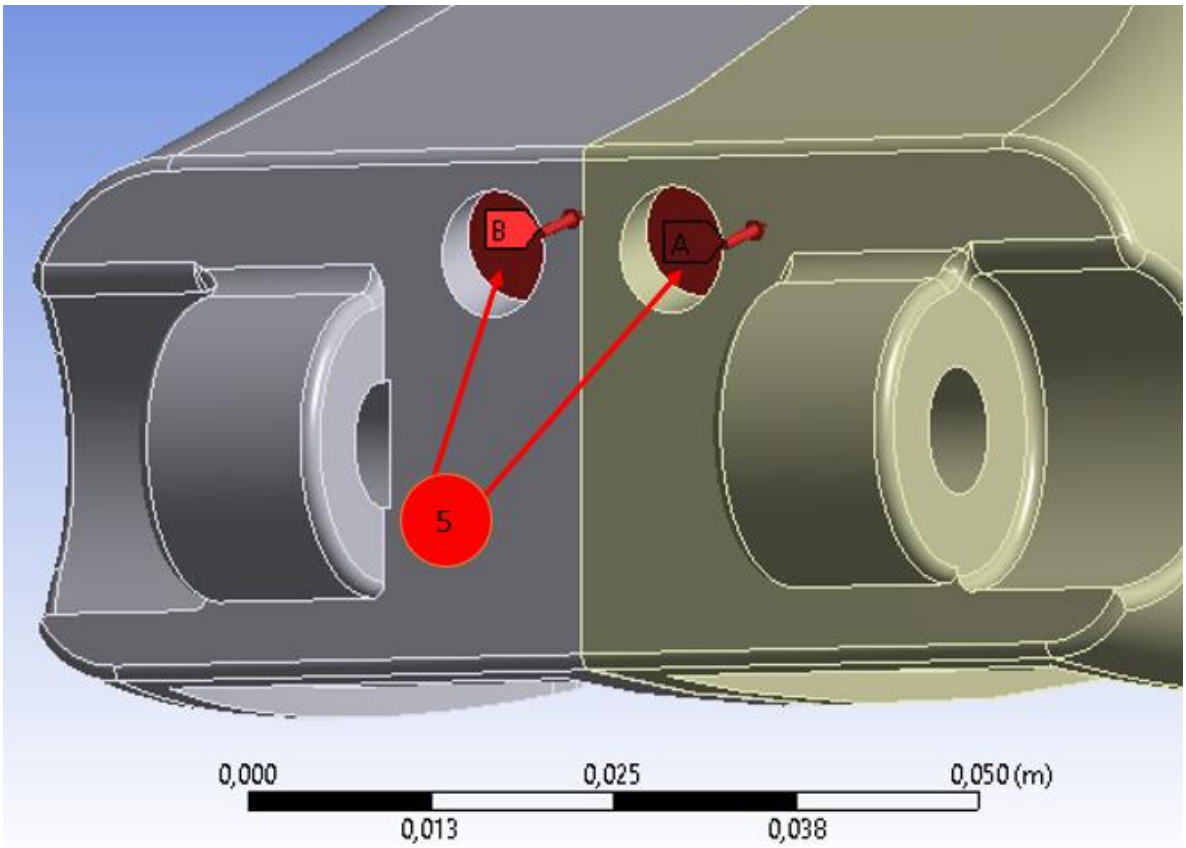


Figura 54: Fuerzas alternantes en junta Punta-Pie medio (5).

Una vez planteadas todas las condiciones de contorno se procede al cálculo final de los esfuerzos en cada uno de los tres estados detallados anteriormente, para las tres velocidades de pisada a estudiar. Al igual que el caso anterior, la mayor solicitación del modelo se detalla a continuación en la Figura 55.

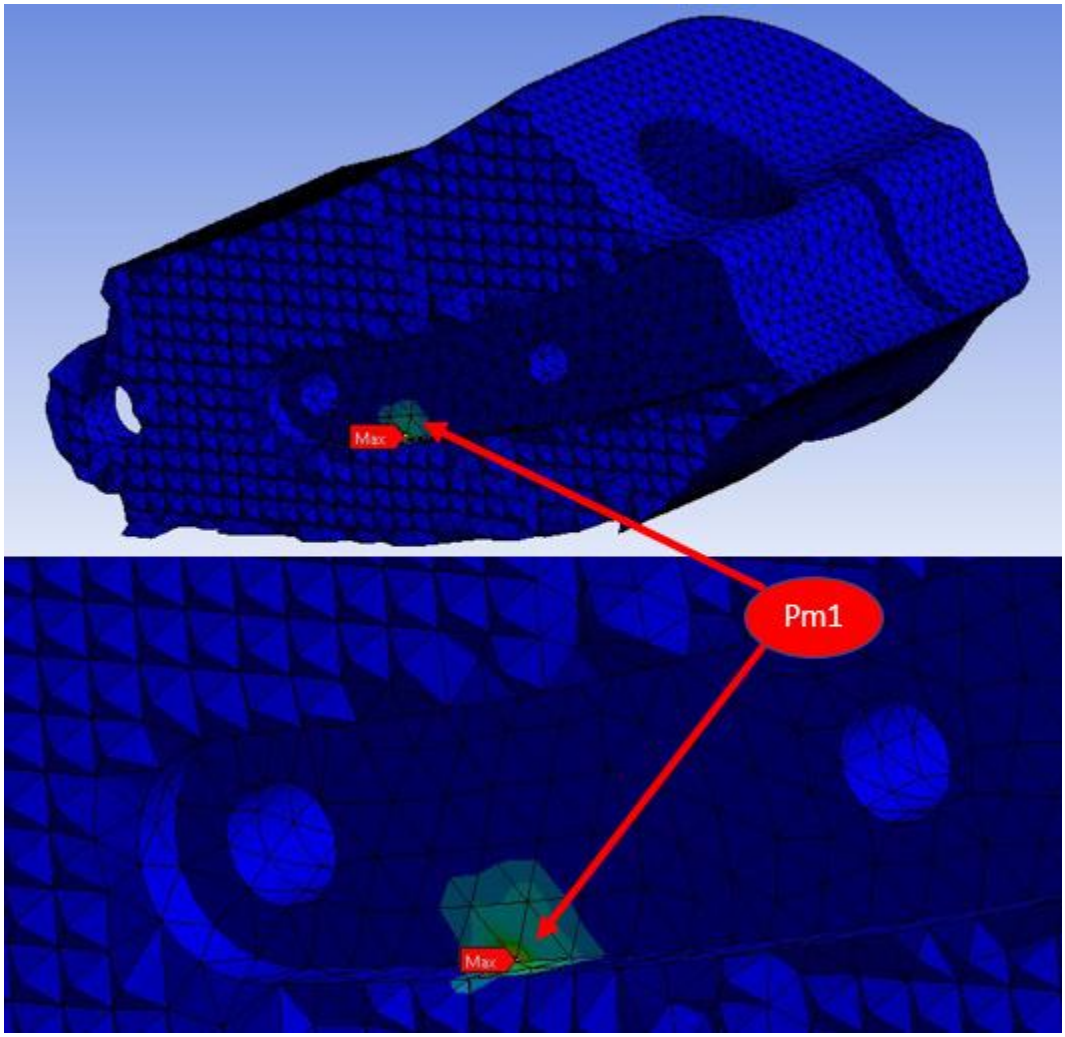


Figura 55: Punto crítico para fuerzas cíclicas (sin apriete), esfuerzo equivalente de Von Mises. Los valores de estos esfuerzos para los diferentes tipos de marcha se encuentran expresados en las Tablas 14, 15 y 16.

Las restricciones para la base del mecanismo son completamente distintas a los subconjuntos anteriores. En primer lugar, este conjunto consta de cuatro partes principales para su simulación: Una pieza fabricada mediante la impresión en 3D de plástico ABS, dos barras de aluminio que atraviesan la pieza anterior y finalmente un soporte de aluminio que se encuentra ensamblado a través de un perno alojado en la parte inferior del elemento de plástico, tal y como se muestra en la Figura 56. Cada una de

las barras, al igual que el subconjunto del talón, se encuentran adosadas a la pieza de plástico mediante dos pasadores y pegamento en toda su superficie.

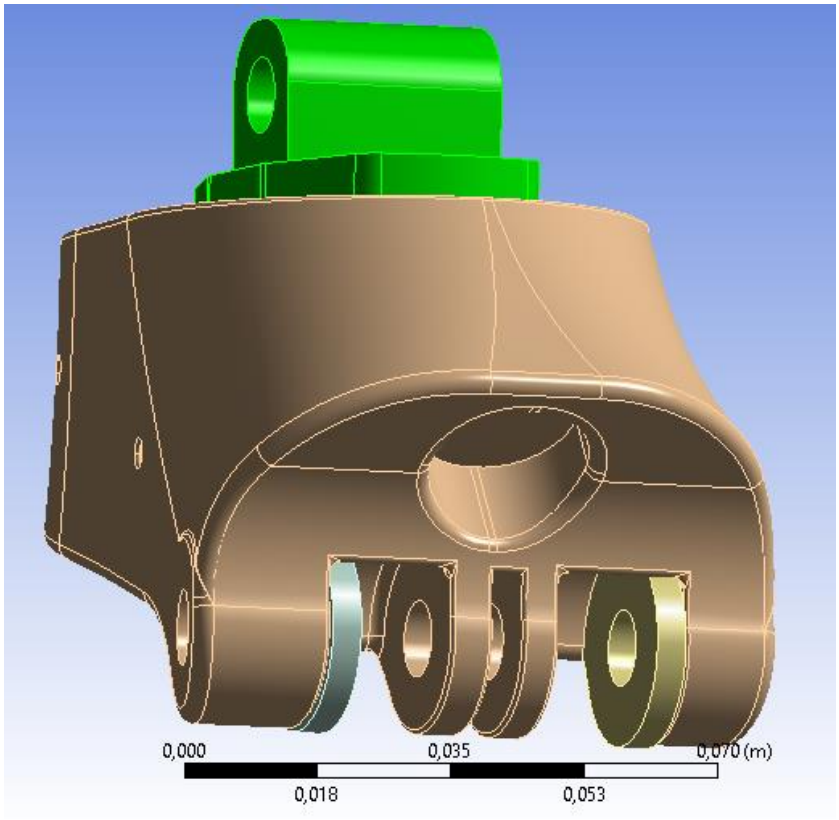


Figura 56: Ensamble Base.

El soporte de aluminio se encuentra empotrado para todos los análisis posteriores.

En los agujeros del plástico y las barras de aluminio donde se acoplan los subconjuntos del talón y el pie medio se encuentran bajo la acción de las reacciones en la junta provocadas por el movimiento de ambos elementos del mecanismo. El resto de las solicitaciones de la base vienen por parte de la acción de los resortes y el material de amortiguación a través del área continua a estos elementos. Cada una de estas condiciones se encuentra graficada en las figuras posteriores.

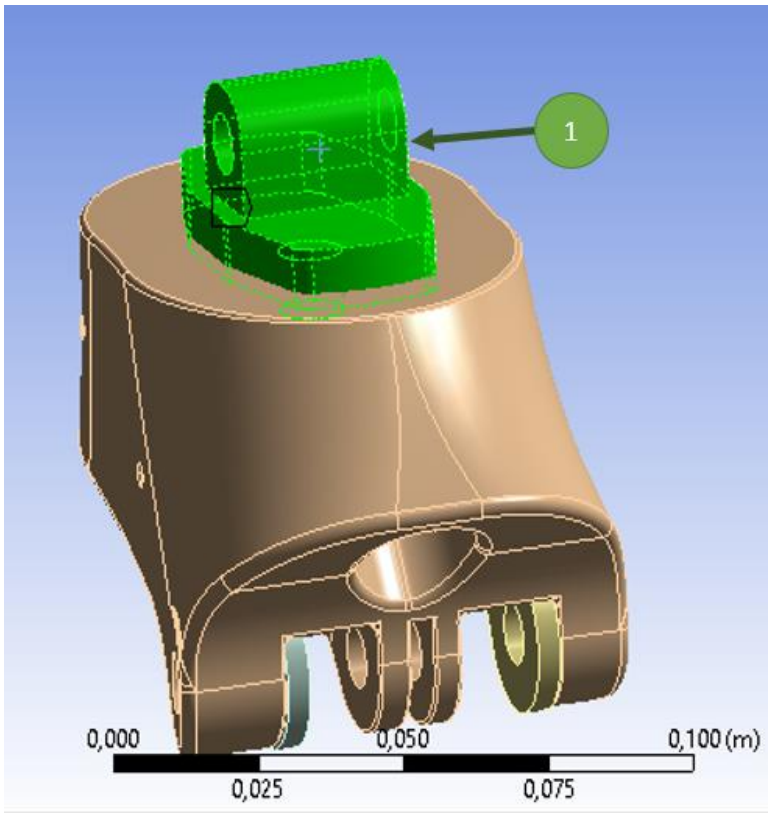


Figura 57: Condición de empotramiento en soporte Base (1).

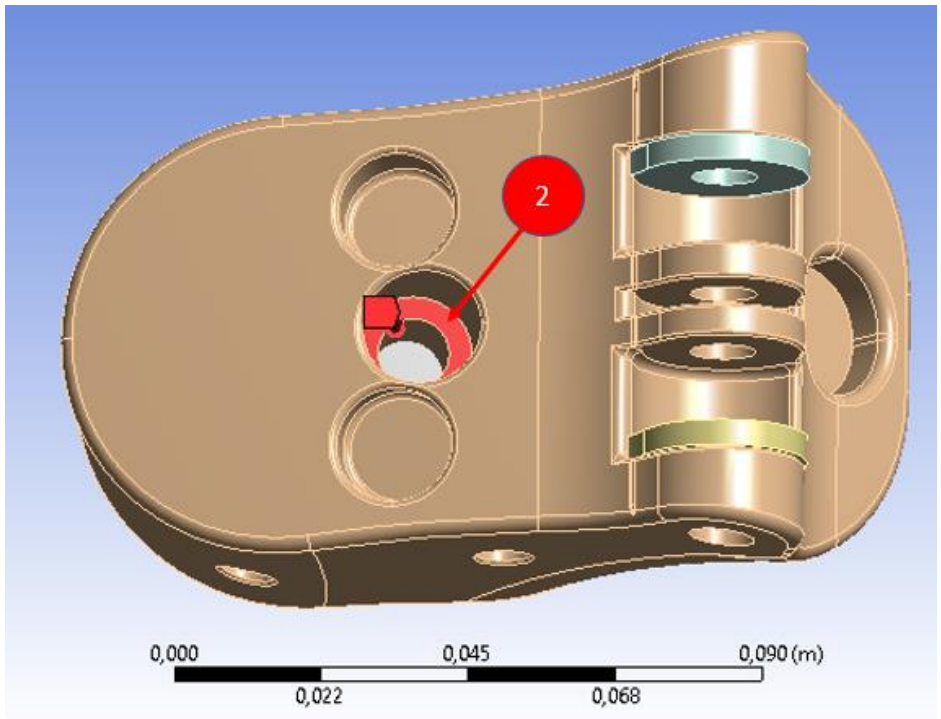


Figura 58: Apriete involucrado en la Base (2).

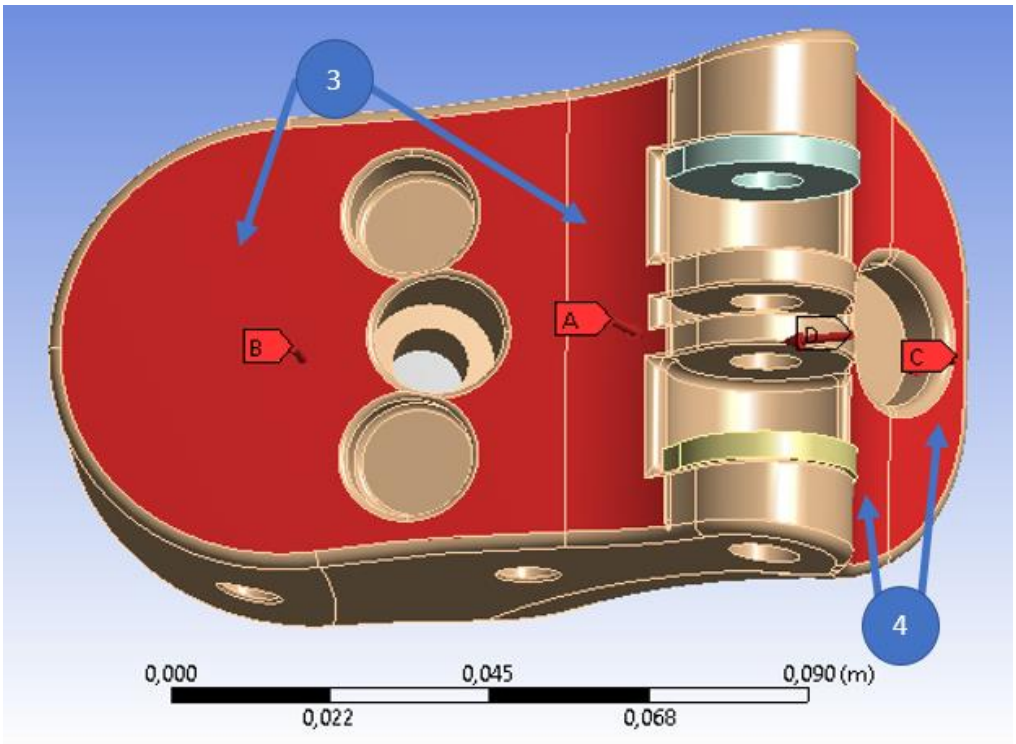


Figura 59: Fuerzas alternantes debido al material de amortiguación del talón (3) y el pie medio (4).

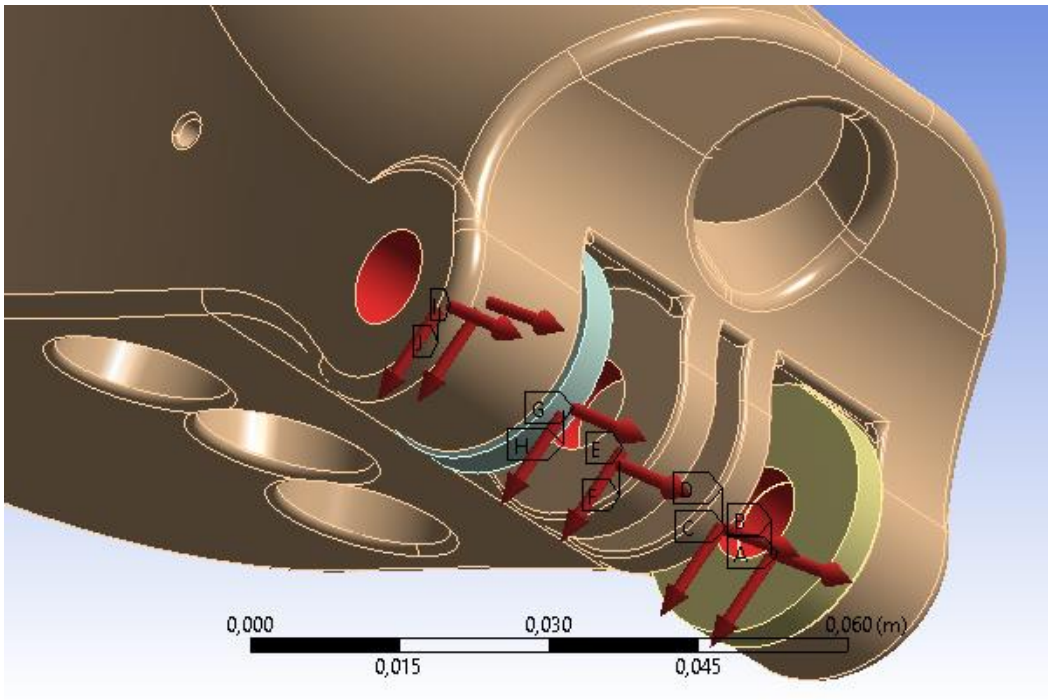


Figura 60: Fuerzas alternantes debido a las reacciones en junta Base-Talón-Pie medio.

A partir de las condiciones anteriores es posible realizar los análisis de fuerzas fluctuantes, aprietes y la suma de estos dos estados para el posterior cálculo de los esfuerzos alternos y medios críticos de cada subconjunto.

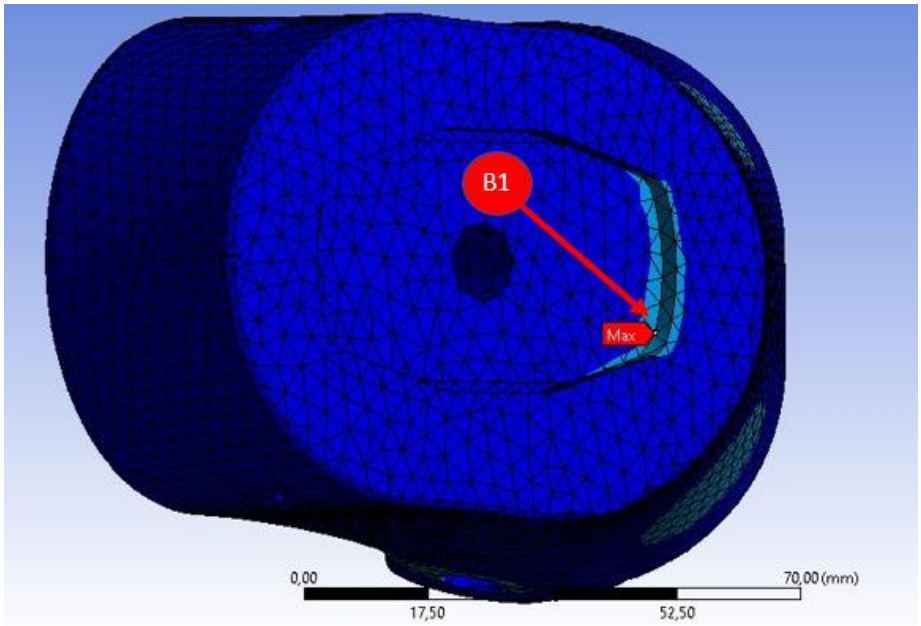


Figura 61: Punto crítico para fuerzas cíclicas (sin apriete), esfuerzo equivalente de Von Mises. Los valores de estos esfuerzos para los diferentes tipos de marcha se encuentran expresados en las Tablas 14, 15 y 16.

A través del método explicado en el punto 1.5.6, se calculan los esfuerzos alternantes y medios equivalentes para cada uno de los nodos y posteriormente se detallan los puntos críticos en cada uno de los eslabones estudiados en las Tablas 14, 15 y 16.

Punto crítico	σa	σm	Puntos
Pie medio	0,38374776	0,38821792	Pm1
Talón	0,42763	0,42763	T1
Junta tobillo superior	0,558631481	0,551508833	B1

Tabla 14: Estado de esfuerzos de cada punto crítico para 1[MPH] (datos en [MPa]).

Punto crítico	σa	σm	Puntos
Pie medio	0,41259208	0,211951464	Pm1
Talón	0,10258	0,10258	T1
Junta tobillo superior	0,655693699	0,646184176	B1

Tabla 15: Estado de esfuerzos de cada punto crítico para 2[MPH] (datos en [MPa]).

Punto crítico	σa	σm	Puntos
Pie Medio	0,468016407	0,268778712	Pm1
Talón	0,15315	0,15315	T1
Junta tobillo superior	0,683018003	0,675540797	B1

Tabla 16: Estado de esfuerzos de cada punto crítico para 4[MPH] (datos en [MPa]).

2.9. ESTUDIO DE FATIGA: DIAGRAMA DE GOODMAN

A partir de un estudio realizado por (Rosales Manrique, 2006) dedicado al comportamiento a la fatiga que posee el plástico ABS inyectado, es posible realizar una aproximación para el polímero impreso. Para esto es necesario en primera instancia visualizar el diagrama de Goodman para la primera condición. Este se muestra en la Figura 62.

La aproximación consiste en un traslado paralelo de la recta de 30.000 ciclos a la falla para el plástico inyectado, hacia el limite elástico del ABS impreso (30 [MPa]).

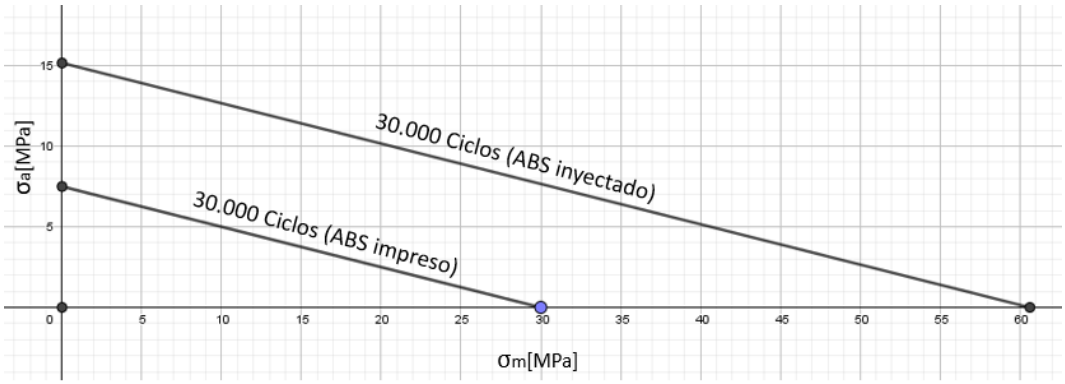


Figura 62: Diagrama de Goodman para el ABS inyectado e impreso a 30.000 ciclos.

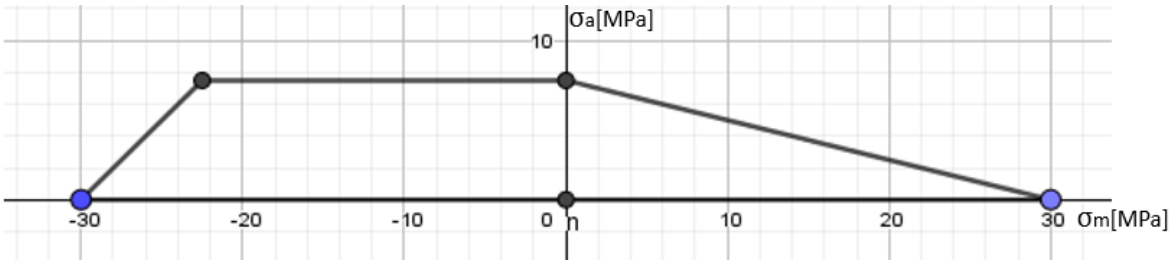


Figura 63: Diagrama de Goodman para el ABS impreso a 30.000 ciclos.

Es necesario tener en cuenta que cada persona en promedio realiza alrededor de 7500 pasos en un día normal según (Explora, 2016), por lo que cada pie recibe alrededor de 3250 ciclos, sin importar la velocidad a la que se realicen cada uno de estos. De manera

que cada punto que se encuentre bajo esta recta tiene asegurado diez días de funcionamiento sin fallar.

El siguiente paso consiste en encontrar una relación entre los grados de inclinación de cualquier recta dibujada y el número de ciclos de vida del material. Para esto es necesario graficar un Diagrama de Goodman a un diferente número de ciclos a la falla que el anterior. Posteriormente, se mide la diferencia angular entre ambas rectas: este ángulo es corresponde a la diferencia número de ciclos entre ambas rectas. De esta manera es posible aproximar calcular la cantidad de ciclos a la falla de cualquier recta solo midiendo el ángulo con respecto a la recta de 30.000 ciclos a la falla.

La segunda recta por graficar corresponde al Diagrama de Goodman para 15.000 ciclos a la falla (Rosales Manrique, 2006), por lo que la diferencia angular entre las dos corresponde aproximadamente a 15.000 ciclos. Ambas rectas se encuentran en la Figura 64.

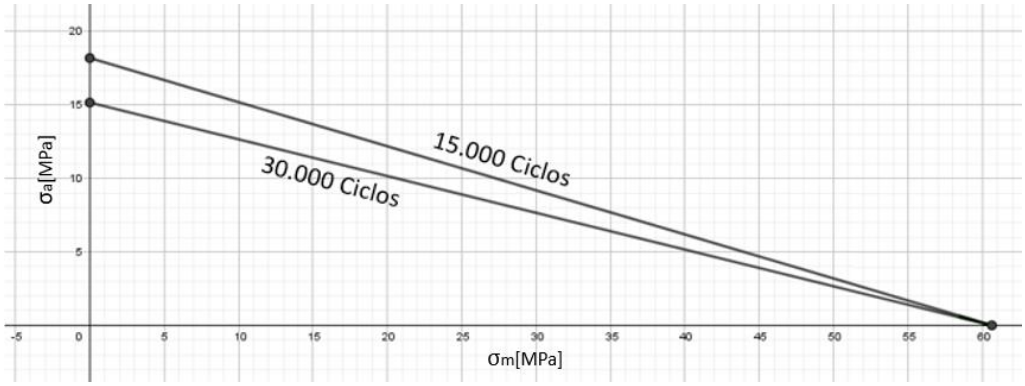


Figura 64: Diferencia angular entre los Diagramas de Goodman a 15.000 y 30.000 ciclos.

Una vez teniendo estos datos es posible realizar la aproximación de la vida útil de cada uno de los subconjuntos y, por consiguiente, la del mecanismo en su totalidad. Para esto, es necesario graficar los puntos críticos de cada una de estas partes a través de los esfuerzos alternantes y medios calculados con anterioridad en el diagrama de Goodman, para luego encontrar el vértice más exigido del sistema en su totalidad.

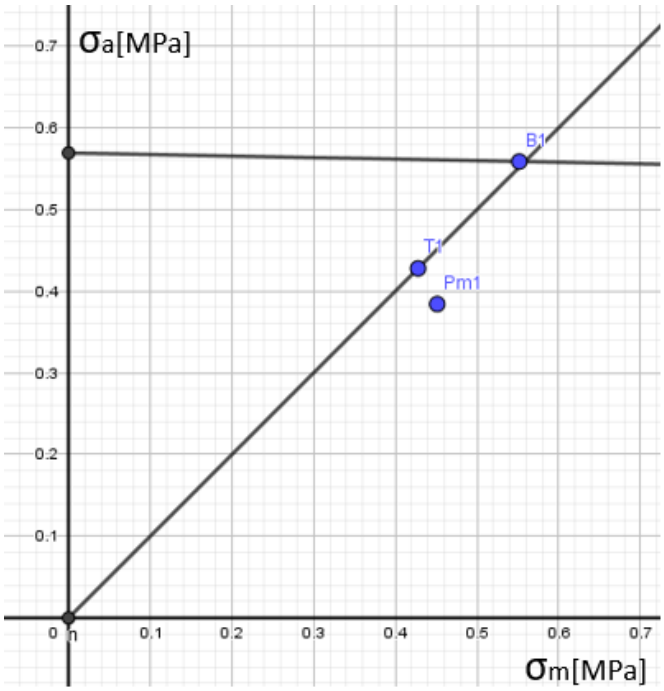


Figura 65: Puntos críticos graficados en el Diagrama de Goodman para 1[MPH].

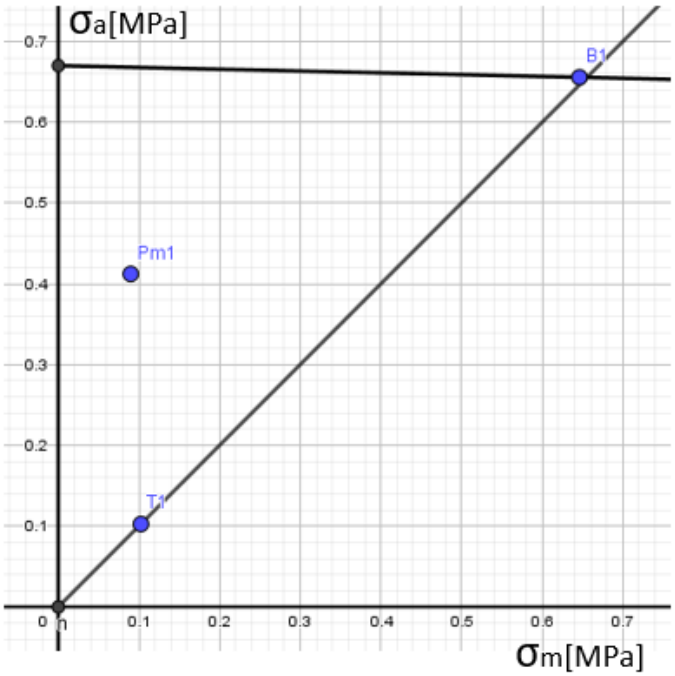


Figura 66: Puntos críticos graficados en el Diagrama de Goodman para 2[MPH].

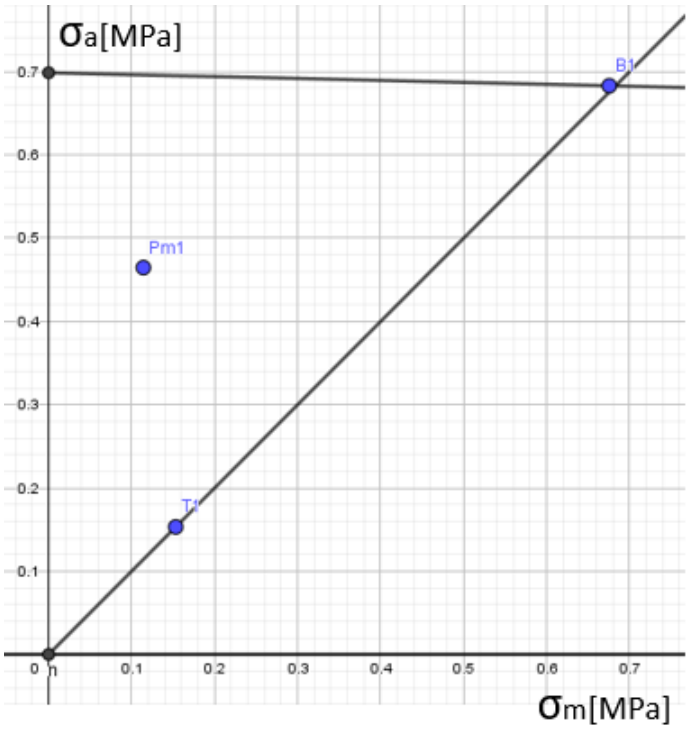


Figura 67: Puntos críticos graficados en el Diagrama de Goodman para 4[MPH].

El paso siguiente consiste en trazar una recta desde el punto de fluencia del material (30[MPa]) hasta el punto con mayor criticidad dentro del mecanismo. Esta finalmente se corta con la vertical para convertirse en un segmento horizontal que finalmente se corta con la recta de fluencia. Posteriormente es necesario medir la diferencia angular entre la recta trazada en el punto anterior y la original de 30.000 ciclos a la falla para, finalmente, cuantificar este dato en cantidad de ciclos a la falla. El método se repite para los casos de 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH] para, de esta forma, acabar con una aproximación para cada estado posible de caminata.

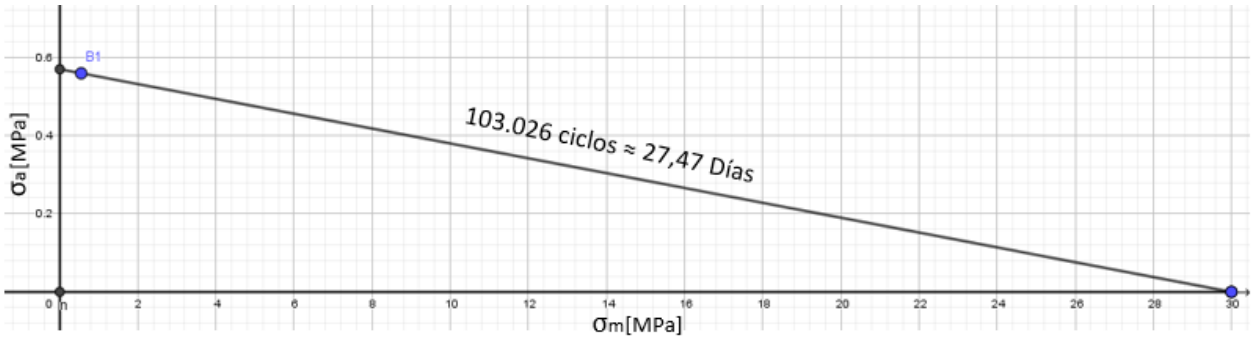


Figura 68: Diagramas de Goodman y vida útil a fatiga para 1[MPH].

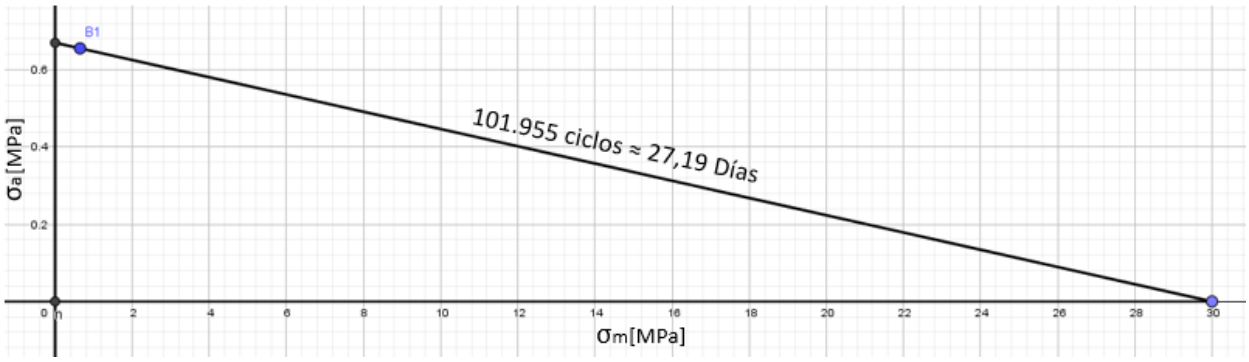


Figura 69: Diagramas de Goodman y vida útil a fatiga para 2[MPH].

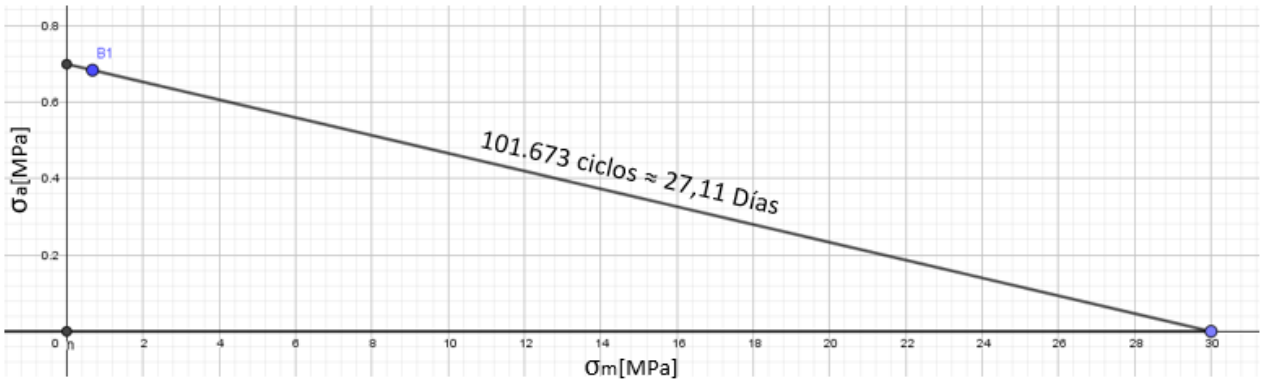


Figura 70: Diagramas de Goodman y vida útil a fatiga para 4[MPH].

2.10. DAÑO ACUMULADO Y CONTEO DE CICLOS

A partir de los resultados obtenidos en el punto anterior, es posible reemplazar estos valores en la formula (15) para daño lineal acumulado, quedando de la siguiente forma:

$$C\left(\frac{n_1}{N_1}+\frac{n_2}{N_2}+\frac{n_3}{N_3}\right)=1 \qquad (15)$$

, donde N_1, N_2 y N_3 corresponden al número de ciclos a la falla para 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH] respectivamente.

Teniendo en cuenta que la diferencia entre cada una de estas cantidades no supera el 1,2%, se puede realizar la siguiente aproximación:

$$C\left(\frac{n_T}{N_T}\right)=1 \qquad (16)$$

$$\frac{N_1+N_2+N_3}{3}=N_T[ciclos] \qquad (17)$$

La cantidad de pasos que realiza una persona depende de la cantidad de actividad física a la que esta se expone día a día. Como se expuso anteriormente, la cantidad de pasos diarios para una persona adulta promedio es de aproximadamente 7.500. Sin embargo, es relevante realizar la aproximación de vida útil de la prótesis para distintos casos o rutinas diarias.

Según (Forum(U.K), 2011), la cantidad de pasos diarios realizados tiene relación con el nivel de actividad de la persona, tal y como se muestra en la siguiente tabla.

Pasos por día	Nivel de actividad
3.000 < X < 6.000	Sedentario
7.000 < X < 10.000	Moderadamente activo
11.000 > X	Muy activo

Tabla 17: Relación entre pasos dados por día y nivel de actividad por persona.

En base a estos valores es posible establecer una duración aproximada de la prótesis según el tramo de nivel de actividad de la persona.

Vida útil [días]	**Nivel de actividad**
68,15 < C < 34,07	Sedentario
29,21 < C < 20,44	Moderadamente activo
18,58 > C	Muy activo

Tabla 18: Relación entre la vida útil calculada de la prótesis y nivel de actividad.

3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Tal y como se expuso en el punto 2.7, cada tipo de marcha tiene diferentes características, como lo son la velocidad del paso y el mayor apoyo del talón en una caminata que en un trote o corrida, las que se traducen en diferentes magnitudes de las reacciones en los resortes/amortiguadores y en las juntas de la prótesis (Tabla 19).

Fuerzas	1[MPH]	2[MPH]	4[MPH]
Resorte/amortiguador Talón-Base	435,3[N]	216,5[N]	255,9[N]
Resorte/amortiguador Pie medio-Base	767,4[N]	931,6[N]	994,9[N]
Resorte/amortiguador Punta-Pie medio	35,2[N]	39[N]	48,6[N]
Reacción junta Talón-Base [X]	138,5[N]	112,1[N]	135[N]
Reacción junta Talón-Base [Y]	217,4[N]	101[N]	108,2[N]
Reacción junta Pie medio-Base [X]	503,6[N]	523,4[N]	835,2[N]
Reacción junta Pie medio-Base [Y]	302,7[N]	296,2[N]	327,7[N]
Reacción junta Punta-Pie medio [X]	117,7[N]	180,5[N]	190,8[N]
Reacción junta Punta-Pie medio [Y]	13,1[N]	73,2[N]	194,8[N]

Tabla 19: Fuerzas y reacciones máximas de cada simulación.

El primer valor por analizar es la reacción de uno de los resortes equivalentes del talón (primera fila Tabla 19). Podemos notar que el módulo de esta fuerza en una marcha de 1[MPH] es de alrededor de 200[N] mayor que en el resto de los casos. Esto se condice con el mayor apoyo que recibe esta parte del pie en una caminata a diferencia de las otras condiciones de marcha, tal y como se aborda en el punto 2.6.

Las reacciones del resorte equivalente del Pie medio-Base y de la Punta-Pie medio aumentan a medida que la velocidad de la marcha aumenta. Teniendo en cuenta que el usuario de esta prótesis tiene un peso equivalente a 80[Kg], la magnitud de la fuerza en una caminata es similar al ideal mostrado en la Figura 22. Además, con el aumento de la velocidad de la marcha, la carga en el resorte/amortiguador del Pie medio-Base aumenta aproximadamente en un 21,4% para el caso de 2[MPH] y en un 29,6% a una marcha de 4[MPH] en comparación con una caminata suave.

Las reacciones en las juntas de los eslabones de la prótesis se comportan del mismo modo anterior: Las fuerzas en la unión Talón-Base son mayores en una caminata de 1[MPH] que en los dos casos restantes y el resto de las reacciones aumenta a medida que la velocidad de la marcha aumenta.

Los esfuerzos alternantes en los eslabones varían en función del comportamiento de estas fuerzas fluctuantes. A su vez, los esfuerzos medios dependen en mayor medida a las cargas constantes o aprietes de cada una de las piezas. Por lo que se puede inferir una mayor diferencia en los esfuerzos alternantes para caso que en los esfuerzos medios. Esto se puede visualizar de mejor manera con los siguientes gráficos de frecuencia vs rango de esfuerzos.

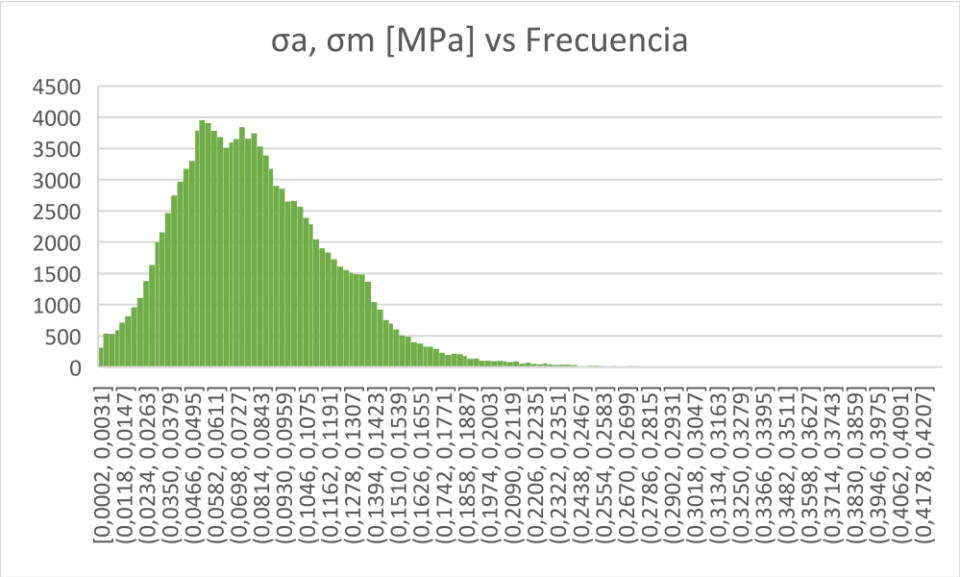


Figura 71: Esfuerzos alternante y medio vs Frecuencia para el caso del Talón a 1[MPH].

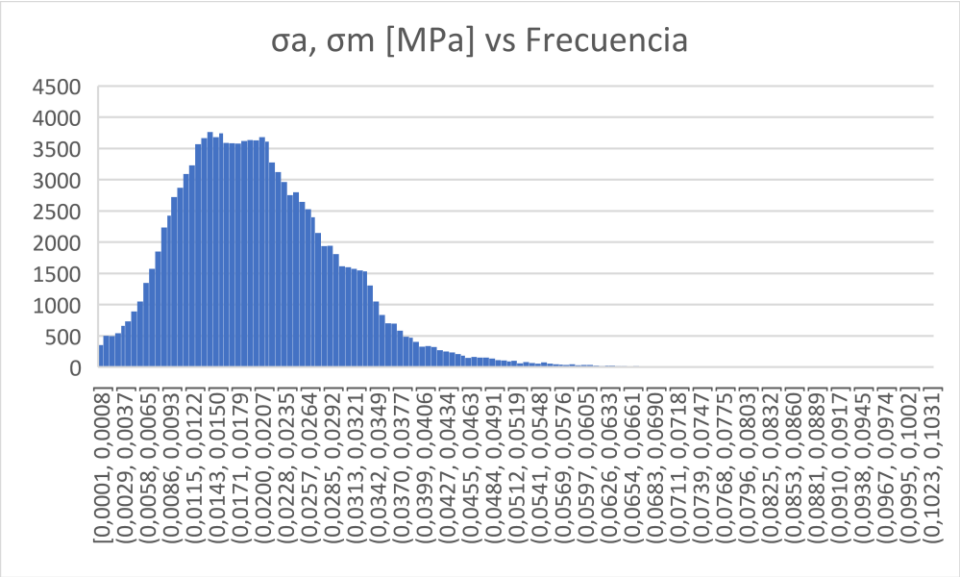


Figura 72: Esfuerzos alternante y medio vs Frecuencia para el caso del Talón a 2[MPH].

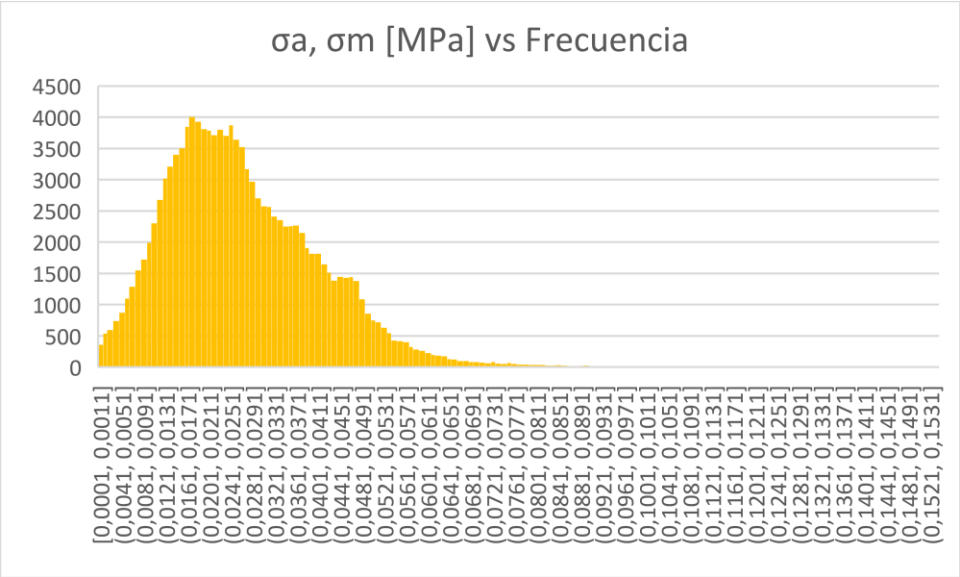


Figura 73: Esfuerzos alternante y medio vs Frecuencia para el caso del Talón a 4[MPH].

Tal y como se muestra en las Figuras 71, 72 y 73, cada uno de los gráficos aparentan tener una distribución de esfuerzos similar. Sin embargo, al contrastar cada uno de estos en una sola Figura es posible comparar estos de los casos entre sí.

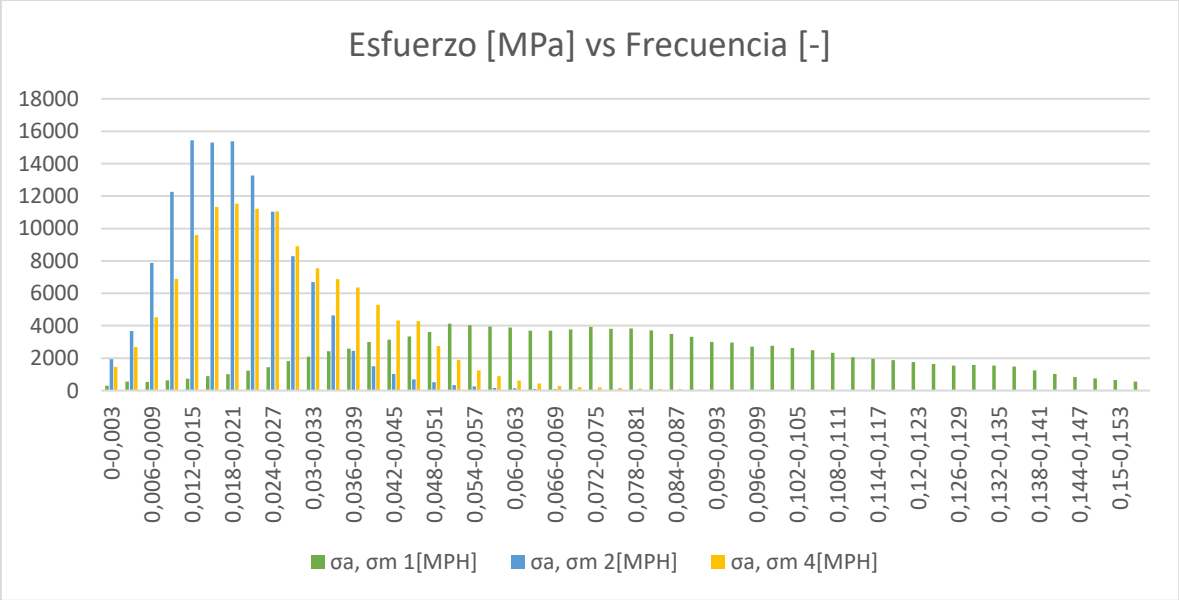


Figura 74: Esfuerzos alternante y medio vs Frecuencia para el caso del Talón a 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH].

Tal y como es de esperarse, ya que las fuerzas alternantes son mayores para el caso de 1[MPH] en el talón, se tienen esfuerzos mayores a los restantes. De esta forma, un mayor

número de esfuerzos se encuentran contenidos en la mitad del gráfico para una marcha de 2[MPH] y 4[MPH].

Para el Pie medio y la Base los resultados son distintos, ya que estos eslabones se encuentran bajo el efecto de aprietes. La influencia de esta condición se puede visualizar en el contraste del esfuerzo medio para cada tipo de marcha en estas piezas.

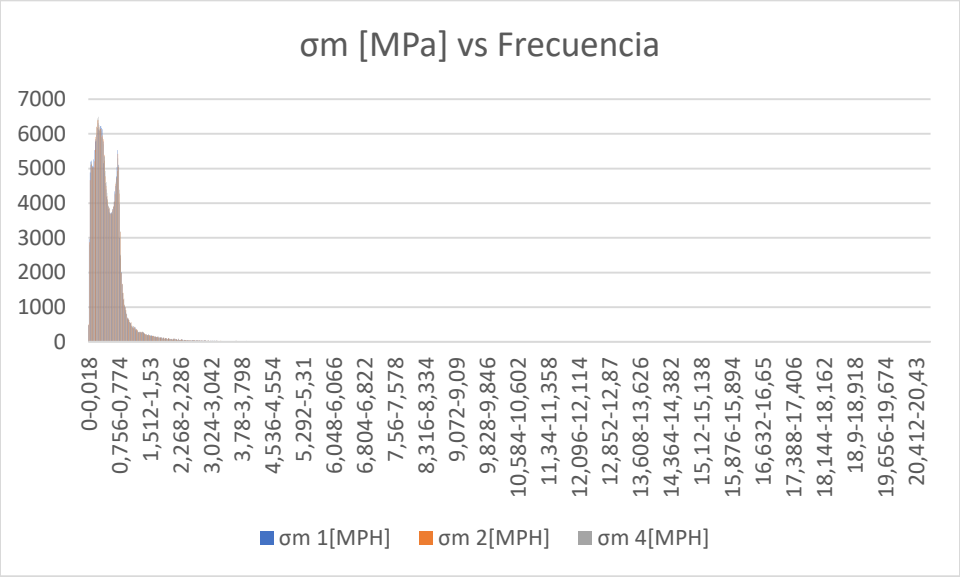


Figura 75: Esfuerzos medios vs Frecuencia para el caso del Pie medio a 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH].

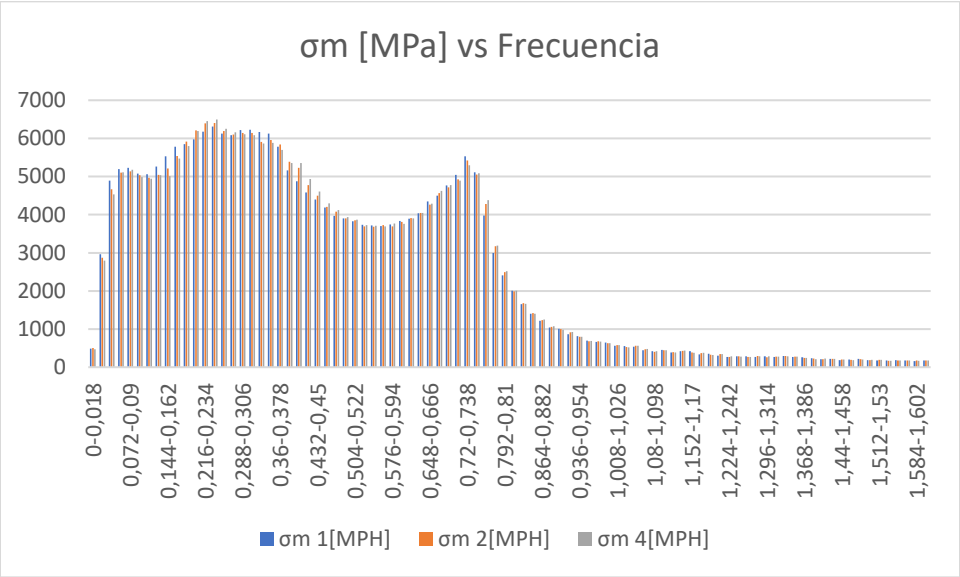


Figura 76: Esfuerzos medios vs Frecuencia para el caso del Pie medio a 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH] (zoom).

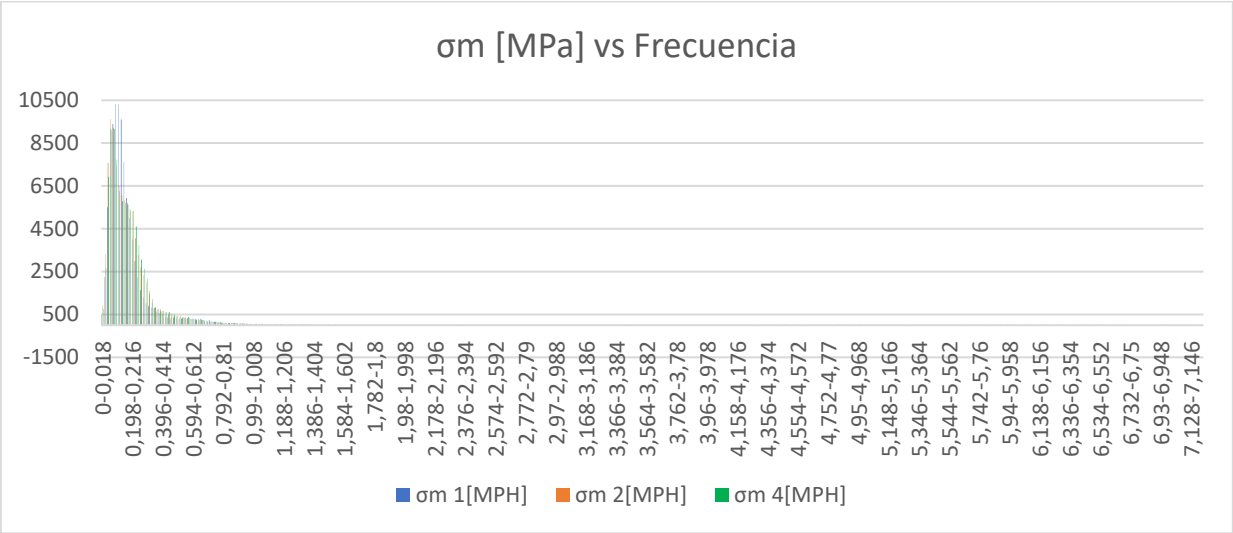


Figura 77: Esfuerzos medios vs Frecuencia para el caso del Pie medio a 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH].

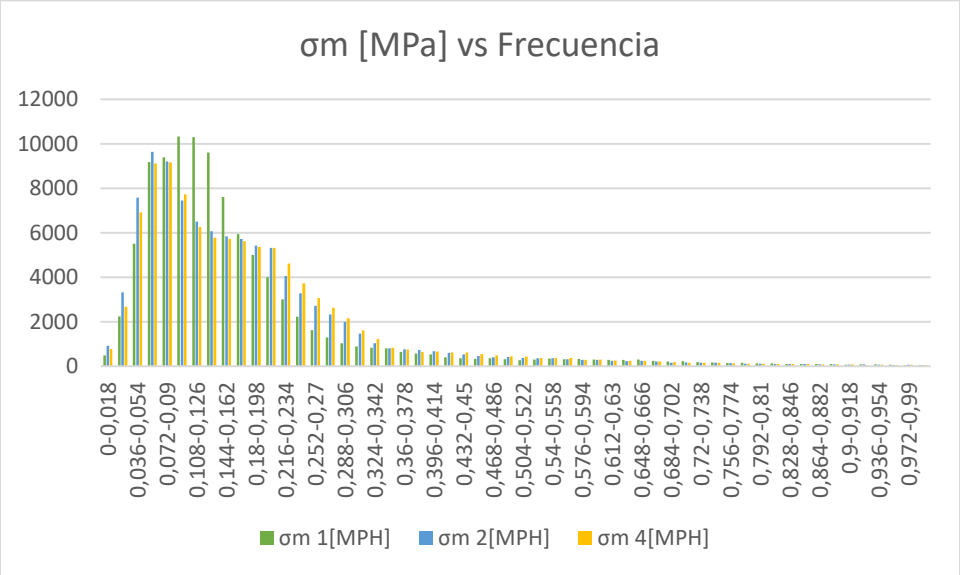


Figura 78: Esfuerzos medio vs Frecuencia para el caso del Pie medio a 1[MPH], 2[MPH] y 4[MPH] (zoom).

Otra forma de visualizar los efectos de las fuerzas fluctuantes en cada uno de los eslabones estudiados se encuentra en el estudio de los tres puntos críticos de la prótesis: uno del talón (T1), uno del pie medio (Pm1) y otro de la base (B1).

Velocidad Marcha	**Punto Crítico**	**σ_a[MPa]**	**σ_m[MPa]**
1[MPH]	Pm1	0,38374776	0,38821792
	T1	0,42763	0,42763
	B1	0,558631481	0,551508833
2[MPH]	Pm1	0,41259208	0,211951464
	T1	0,10258	0,10258
	B1	0,655693699	0,646184176
4[MPH]	Pm1	0,468016407	0,268778712
	T1	0,15315	0,15315
	B1	0,683018003	0,675540797

Tabla 20: Estado de esfuerzos para los puntos críticos seleccionados según la velocidad de la marcha.

Al observar la tendencia del punto crítico del talón (T1) a diferentes velocidades de marcha (especialmente el σ_a), al igual que las reacciones que actúan sobre este eslabón de la prótesis, su modulo es mayor en una caminata de 1[MPH] que en el resto de los casos. Esto debido a que las magnitudes de las fuerzas fluctuantes son mayores a esta velocidad (punto 2.6).

En el caso de los puntos Pm1 y B1, los esfuerzos alternantes y medios aumentan a medida que aumenta la velocidad de la marcha, al igual que las reacciones en el Pie medio.

A pesar del aumento de las magnitudes de los esfuerzos alternantes y medios del punto T1 (según lo dicho anteriormente), esto no es suficiente para convertir este punto en el más crítico del sistema. El aumento de la magnitud de las reacciones en la junta Base-Pie medio y el resorte/amortiguador entre el pie medio y la base con la velocidad de la marcha, además del apriete en la unión de la base con la columna de titanio, provoca un incremento en los esfuerzos de la base, más en específico el punto B1 (Figura 66), estableciéndolo como punto crítico de la prótesis en todas las velocidades de marcha.

Aún teniendo en cuenta las diferencias en las magnitudes de los esfuerzos alternantes y medios, la máxima variación en la vida útil de la prótesis es de un 0.44%, comparando la caminata a 1[MPH] y una corrida a 4[MPH] (punto 2.9, Figura 68 y 70). Esto se debe a que la magnitud de estos esfuerzos es bastante baja en los tres casos de marcha (esfuerzos alternantes y medios menores a 1[MPa] y por lo menos treinta veces menores al límite elástico del material), por lo que esta variación de los esfuerzos según el tipo de marcha no se traduce en un cambio de pendiente importante en el diagrama de Goodman.

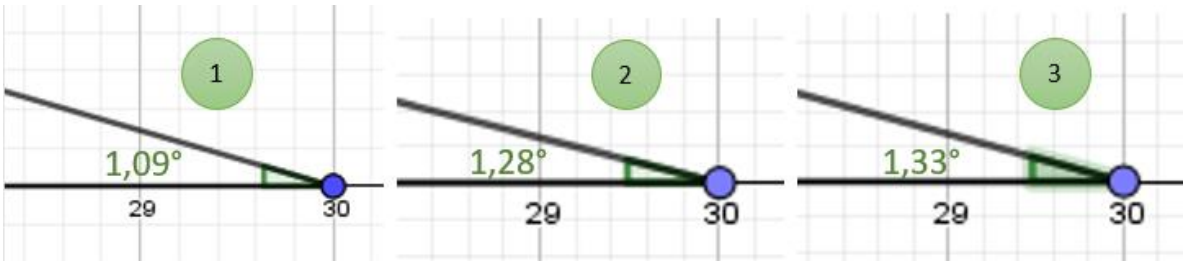


Figura 79: Pendiente del diagrama de Goodman para 1[MPH] (1), 2[MPH] (2) y 4[MPH](3).

Además, al ser esfuerzos muy bajos, el diagrama de Goodman en estos tres casos tiene una pendiente tan reducida que termina acercándose al eje horizontal, llegando al límite de la vida útil del material a fatiga (el caso en que el diagrama de Goodman sea igual al eje horizontal implica que, a la menor manifestación de esfuerzos alternantes, la pieza posee una vida útil aproximada de 100.000 ciclos).

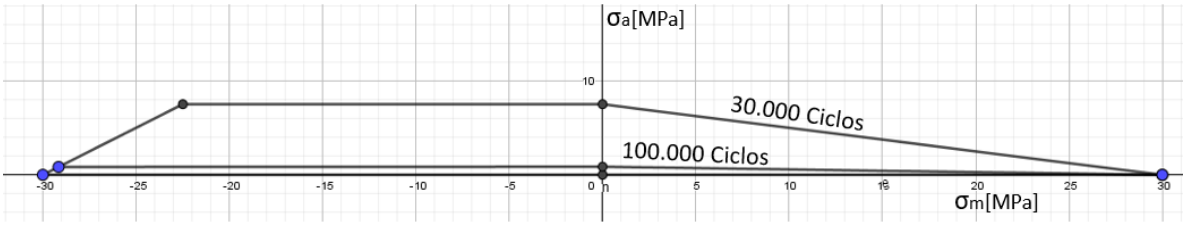


Figura 80: Diagramas de Goodman del plástico ABS para una vida útil de 30.000 y 100.000 ciclos.

De esta forma, a pesar de que exista la posibilidad de disminuir los esfuerzos alternantes y medios de la prótesis, esta no tendrá una vida útil que exceda los 27 días (101.250 ciclos a la falla aproximadamente) para persona moderadamente activa (7.500 pasos al día).

En base a la poca variación de la vida útil entre los tipos de marcha estudiados en la presente investigación y la poca influencia que tiene la disminución de esfuerzos en el aumento de la vida útil de la prótesis, la única forma de incrementar los ciclos a la falla del mecanismo radica en la disminución del uso diario del mismo.

4. CONCLUSIONES

Tal y como se muestra en los primeros capítulos del desarrollo de este informe, es bastante explícito que el modelo no proporciona los ángulos de movilidad requeridos para una caminata natural. Por lo que se recomienda adaptar el diseño para que exista la posibilidad de que se produzca una contracción y elongación más similar a la anatomía de un pie.

Otro cambio posible al diseño radica en la eliminación de los resortes en el modelo. La diferencia entre las constantes elásticas del material de amortiguación y los resortes en cuestión son del orden de aproximadamente un 4.200%, por lo que el aporte real de los resortes en la absorción del impacto es mínimo en comparación con la de este material.

La creación de los alojamientos para estos resortes en cada pieza impresa también funciona como concentradores de esfuerzos. De esta manera, la inclusión de resortes en el mecanismo no es solo poco efectivo, si no también es contraproducente, disminuyendo la resistencia del conjunto.

En el caso de las juntas ensambladas mediante pernos y tuercas, para disminuir el impacto que tiene la precarga en el mecanismo es posible acoplar golillas de goma en las caras que se encuentran continuas al material impreso.

En cuanto a al análisis de fatiga en cada uno de los subconjuntos, se puede notar que, a pesar del cambio de velocidad de la marcha, la prótesis posee el mismo punto crítico, punto ubicado en la parte superior de la base. Todo esto se debe a que el eslabón de la base es el que se encuentra bajo un mayor número de fuerzas alternantes (reacciones en la junta y los materiales de amortiguación del pie medio y el talón), además del apriete en la junta de este subconjunto con la columna de aluminio.

A pesar de las diferencias entre cada una de las situaciones planteadas a lo largo del presente trabajo y de la magnitud de los esfuerzos alternantes y medios en los puntos críticos (la magnitud de estos esfuerzos proporciona aproximadamente un factor de seguridad mayor a 15 en su equivalente caso estático), el mecanismo fallará inevitablemente a los 27 días de uso aproximadamente, todo esto teniendo en cuenta los 7.500 pasos realizados por una persona normal en el periodo de un día. Esto se debe a la poca resistencia a la fatiga con la que cuenta el material en cuestión. La única forma que se tiene de aumentar la vida útil de la prótesis elaborada mediante la impresión 3D de plástico ABS es disminuyendo su uso diario, tal y como se muestra en la Tabla 18 del punto 2.10.

De esta manera, para proporcionar una mayor cantidad de vida útil a la fatiga en este mecanismo sin modificar la cantidad de ciclos diarios en que es utilizado por el usuario, es necesario realizar una modificación del material base: esta puede realizarse a través de un cambio en la fabricación de la pieza (del ABS impreso al ABS inyectado) o del material empleado en su totalidad.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

3Dnatives. (10 de Abril de 2018). *3Dnatives*. Obtenido de https://www.3dnatives.com/es/protesis-impresas-en-3d-100420182/

Abasolo, M., & Navalpotro, S. (11 de Noviembre de 2017). *OpenCourseWare.* Obtenido de OpenCourseWare: https://ocw.ehu.eus/pluginfile.php/15404/mod_resource/content/1/Tema%207.%20Fatiga%20-%20Tensi%C3%B3n%20multiaxial.pdf

Arya, A., Lees, A., Nirula, H., & Klenerman, L. (1995). A biomechanical comparison of the SACH, Seattle and Jaipur feet using ground reaction forces. *Prosthetics and Orthotics International*, 37-45.

Avila Abad, J. D. (2015). *monografias.com.* Obtenido de monografias.com: https://www.monografias.com/docs110/protesis-pie/protesis-pie.shtml

Avilés, R. (2005). *Análisis de Fatiga en Máquinas.* Madrid: Thomson.

Beer, F., Johnston, R., & Cornwell, P. (2010). *Mecánica vectorial para ingenieros Dinámica.* México D.F.: McGraw-Hill.

Benguria, R. (15 de Septiembre de 2011). *http://www.fis.puc.cl/~rbenguri/ESTATICADINAMICA/.* Obtenido de http://www.fis.puc.cl/~rbenguri/ESTATICADINAMICA/: http://www.fis.puc.cl/~rbenguri/SystemMassSpringShock.pdf

Bright, M. (30 de Marzo de 2016). Human running in slow motion.

Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingenieria mecánica de Shigley* (Octava ed.). México D.F.: McGraw-Hill Interamericana.

calzados, C. v. (28 de 05 de 2018). *Club verde calzados*. Obtenido de http://www.zapatos.shopping/elegir-calzado-segun-suela/

Cantrell, J., Rohde, S., & Damiani, D. (2016). Experimental Characterization of the Mechanical Properties of 3D-Printed ABS. *Rapid Prototyping Journal*, 811-824.

Cantrell, J., Rohde, S., Damiani, D., Gurnani, R., DiSandro, L., Anton, J., . . . Ifju, P. (2016). Experimental Characterization of the Mechanical Properties of 3D-Printed ABS. *Rapid Prototyping Journal*, 811-824.

Colombia, P. (7 de Marzo de 2018). *Protésica*. Obtenido de http://protesica.com.co: http://protesica.com.co/lo-que-debes-saber-acerca-de-los-pies-protesicos/

Durán, A. R. (23 de Agosto de 2015). *Paredro*. Obtenido de https://www.paredro.com/impresion-3d-cuales-son-los-materiales-mas-usados-en-sus-disenos/

Even-Tzur, N., Weisz, E., Hirsch-Falk, Y., & Gefen, A. (2006). Role of EVA Viscoelastic properties in the protective perfomance of a sport shoe: Computational studies. *Bio-Medical Materials and Engineering*, 289-299.

Explora. (19 de Octubre de 2016). *Explora*. Obtenido de https://www.explora.cl/81-sabias-que/sabias/11351-sabias-que-una-persona-camina-cinco-veces-alrededor-del-mundo-en-su-vida

Forum(U.K), N. O. (28 de Julio de 2011). *National Obesity Forum*. Obtenido de http://www.nationalobesityforum.org.uk/healthcare-professionals-mainmenu-155/treatment-mainmenu-169/192-useful-tools-and-agencies.html

Frías Valero, E. (2004). El método de los elementos finitos (MEF o FEM). En E. Frías Valero, *Aportaciones al estudio de las maquinas eléctricas de flujo axial mediante la aplicación del método de los elementos finitos.* (págs. 111-144). Cataluña: Departamento de Ingeniería Eléctrica, UPC.

Gómez González, S. (2017). *Mallado y simulación CFD de automóvil.* Barcelona: Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona.

Lee Spring. (2016). *Resortes de catalogo y hechos a medida.* México D.F. Obtenido de http:www.leespring.com

Lu, Z., Feng, B., & Loh, C. (2018). Fatigue behaviour and mean stress effect of thermoplastic polymers and composites. *Jaguar Land Rover Limited, UK*, 150-157.

Lugrís Armesto, U. (30 de Marzo de 2012). *Sistemas Mecánicos: Universidad de La Coruña - Escuela de Diseño Industrial.* Obtenido de Universidad de La Coruña - Escuela de Diseño Industrial: http://lim.ii.udc.es/docencia/din-sismec/circulos.pdf

Piovan, M. T. (3 de Marzo de 2014). *Materias Ing. Mecánica: Universidad Tecnologica Nacional Facultad Regional Bahia Blanca.* Obtenido de Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Bahia Blanca: https://www.frbb.utn.edu.ar/frbb/images/carreras/elementosdemaquinas/cap03-05.pdf

Rosales Manrique, H. E. (2006). *Metodología para el estudio del comportamiento a fatiga bajo carga axial de materiales poliméricos.* Caracas: Universidad Simón Bolívar.

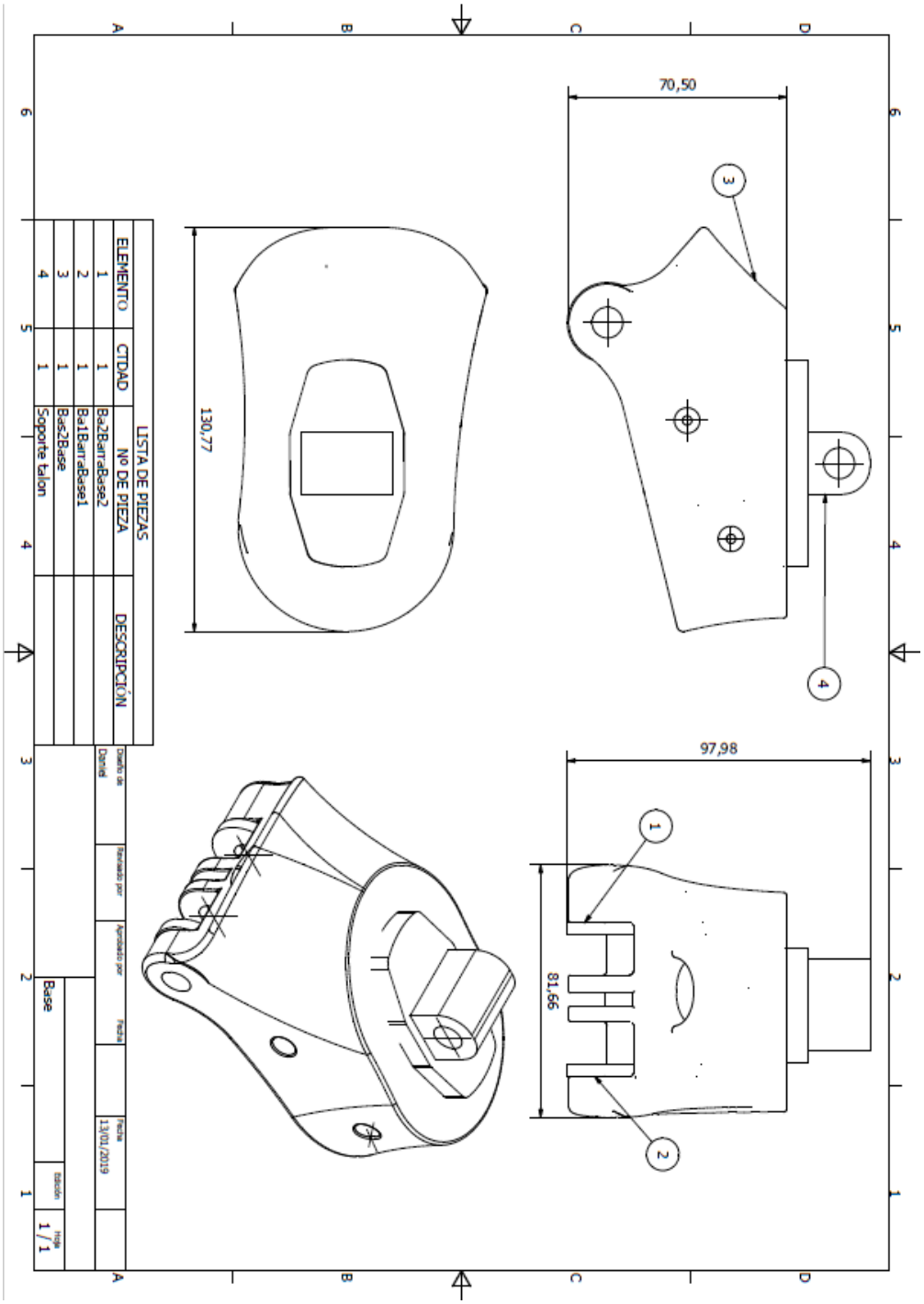
RunForLife. (13 de 11 de 2018). *RunForLife*. Obtenido de http://www.runforlife.cl/entrenamiento/271-juicio-al-taloneo

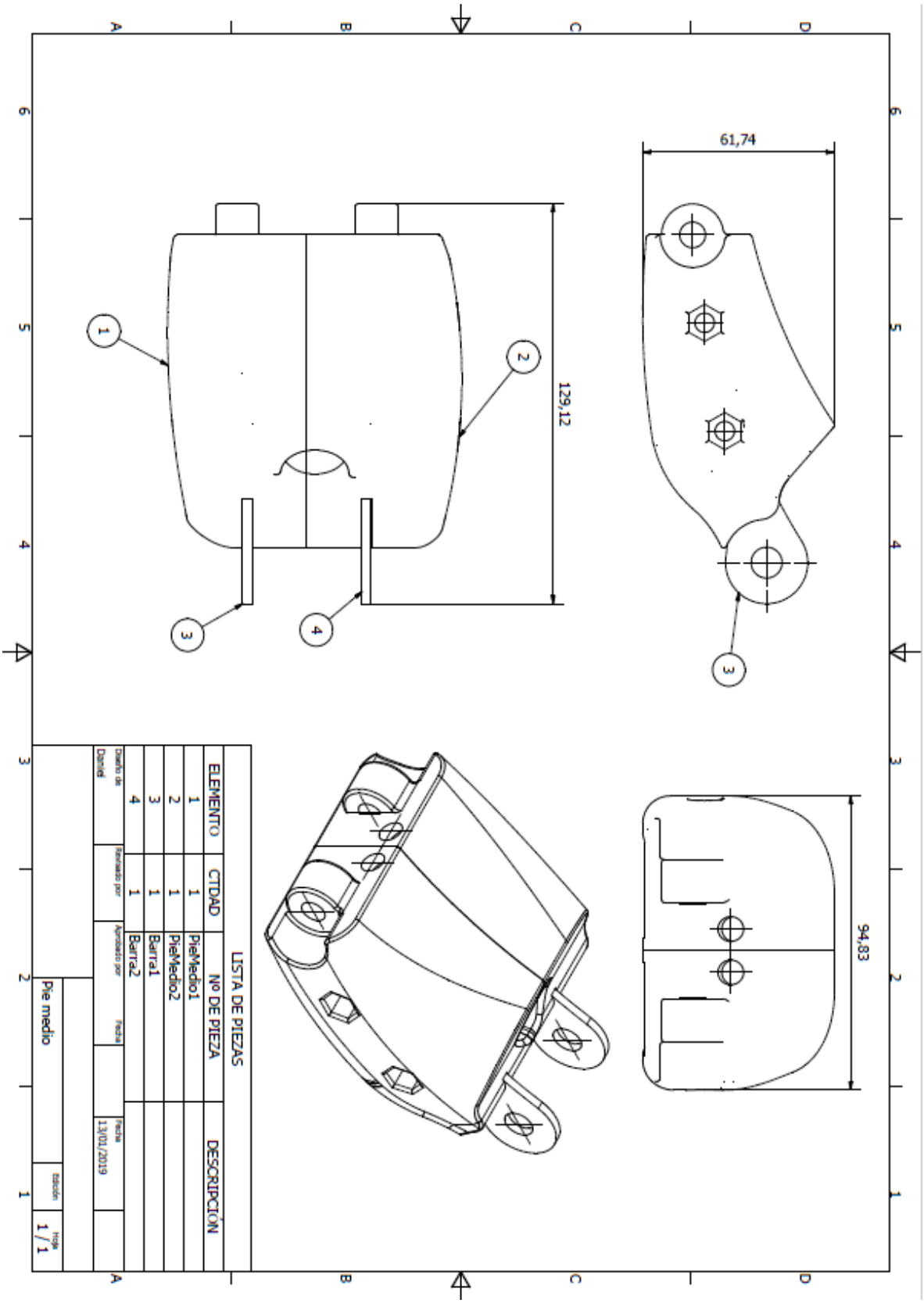
sports, d. (11 de 11 de 2018). *dunham's sports*. Obtenido de https://www.dunhamssports.com/resource-center/running-shoes/

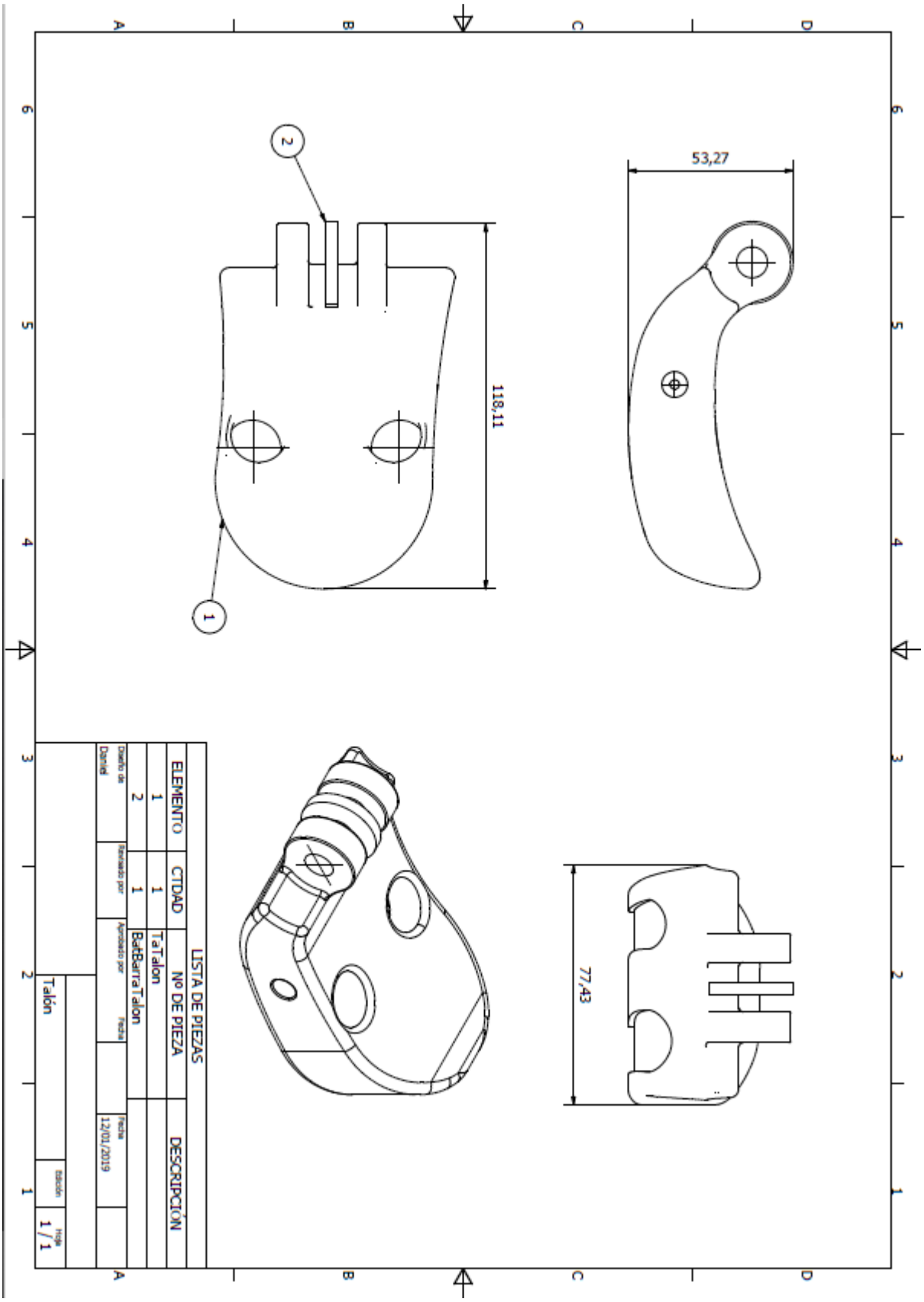
TRSD. (20 de Marzo de 2019). *TRSD*. Obtenido de https://impresiontresde.com/tecnologias-de-impresion-3d-industrias/

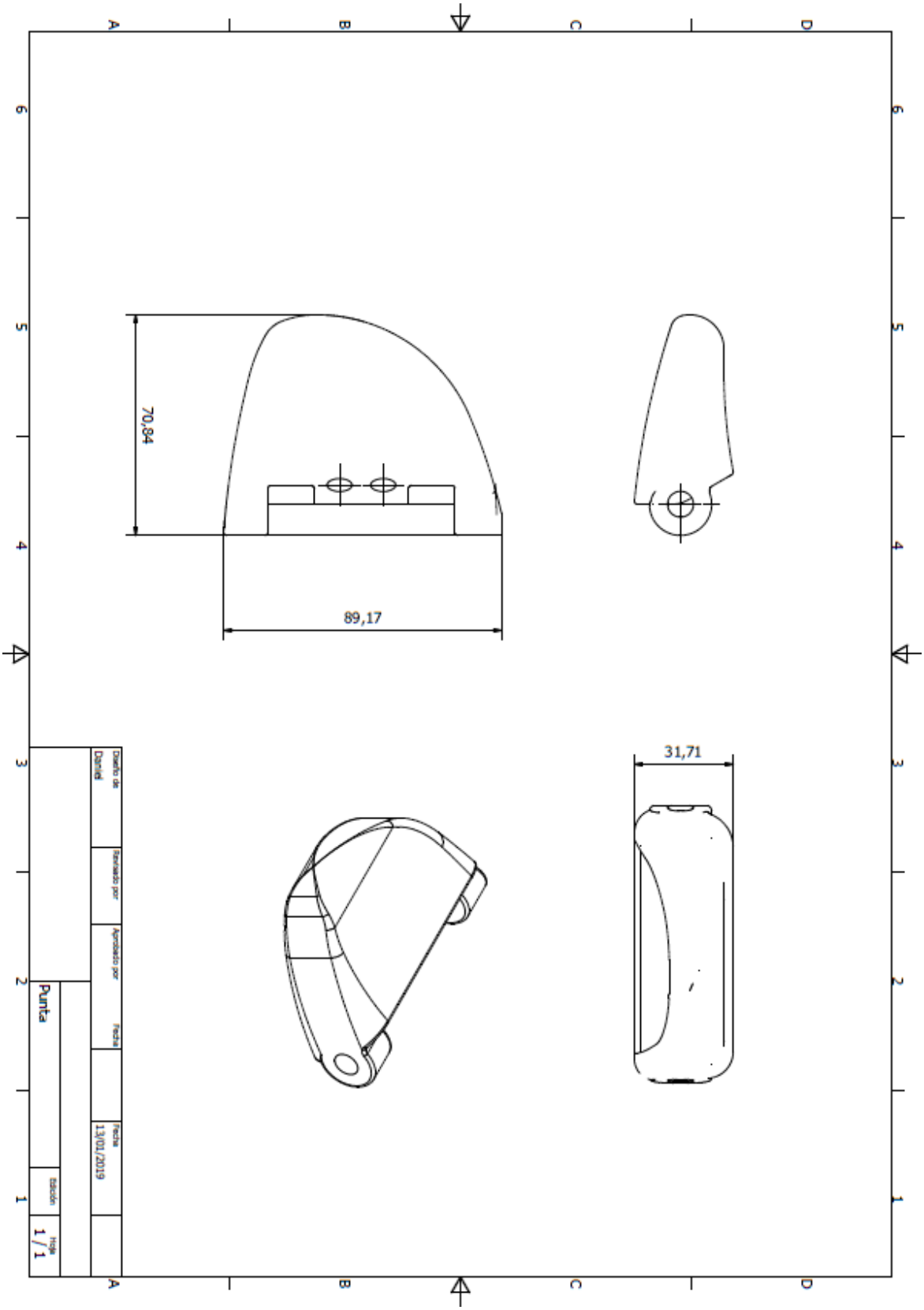
ANEXOS

ANEXO A: DIMENSIONES GENERALES DE LOS SUBCONJUNTOS




61,74
129,12
94,83
LISTA DE PIEZAS
ELEMENTO
CTDAD
Nº DE PIEZA
DESCRIPCIÓN
1 1 PieMedio1
2 1 PieMedio2
3 1 Barra1
4 1 Barra2
Diseño de
Daniel
Pie medio
13/01/2019
1 / 1


53,27
118,11
77,43
LISTA DE PIEZAS
ELEMENTO
CTDAD
Nº DE PIEZA
DESCRIPCIÓN
1
1
TaTalon
2
1
BatBarraTalon
Diseño de
Daniel
Revisado por
Aprobado por
Fecha
Fecha
12/01/2019
Talón
Escala
Hoja
1 / 1


70,84
89,17
31,71
Diseño de
Daniel
Revisado por
Aprobado por
Fecha
Fecha
13/01/2019
Punta
Escala
Hoja
1 / 1

Contenido

RESUMEN 4

ABSTRACT 5

INDICE DE FIGURAS 9

INDICE DE TABLAS 13

1. INTRODUCCIÓN 14

1.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA 14

1.2. OBJETIVOS 16

1.2.1. OBJETIVO GENERAL 16

1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS 16

1.3. METODOLOGÍA 17

1.3.1. EVALUACIÓN PRELIMINAR DEL MODELO Y LAS CONDICIONES DE CONTORNO DEL PROBLEMA 17

1.3.2. SIMULACIÓN DINAMICA DE LA PISADA 17

1.3.3. ANÁLISIS DE ESFUERZO DE LOS ELEMENTOS DEL MECANISMO 18

1.3.4. ANÁLISIS DE FATIGA Y VIDA ÚTIL DEL MECANISMO 18

1.3.5. CONCLUSIONES 18

1.4. ANTECEDENTES 19

1.4.1. TIPOS DE PRÓTESIS DE PIE 19

1.4.2. MATERIALES E IMPRESIÓN 3D 20

1.4.3. SOBRE LAS PROPIEDADES DEL PLÁSTICO IMPRESO 22

1.5. MARCO TEÓRICO 24

1.5.1. DINÁMICA EN UN CUERPO RÍGIDO 24

1.5.2. SOBRE LA FATIGA DE MATERIAL 24

1.5.3. SOBRE ESFUERZOS FLUCTUANTES 25

1.5.4. DIAGRAMA DE GOODMAN 26

1.5.5. FATIGA EN POLIMEROS 27

1.5.6. FATIGA MULTIAXIAL 28

1.5.7. SOBRE LOS ESFUERZOS PRINCIPALES 29

1.5.8. TEORIA DE DAÑO ACUMULADO LINEAL DE PALMGREN – MINER 29

1.5.9. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS 30

2. DESARROLLO 32

2.1. MODELO POR EVALUAR: 32

2.2. LIMITACIONES DEL MODELO 36

2.3. MOVIMIENTO NATURAL DEL PIE 38

2.4. FUERZAS INVOLUCRADAS EN LA PISADA 41

2.5. DEFINICIÓN DEL MATERIAL DE AMORTIGUACIÓN 44

2.6. DISEÑO MECANISMO PARA PRUEBA DINAMICA 46

2.7. SIMULACIÓN DINAMICA 50

2.8. ANALISIS DE ESFUERZOS 58

2.9. ESTUDIO DE FATIGA: DIAGRAMA DE GOODMAN 73

2.10. DAÑO ACUMULADO Y CONTEO DE CICLOS 78

3. ANÁLISIS DE RESULTADOS 80

4. CONCLUSIONES 87

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS 88

ANEXOS 91

ANEXO A: DIMENSIONES GENERALES DE LOS SUBCONJUNTOS 91